

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ
РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ГИДРОПРИВОДУ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Утверждено
на заседании кафедры энергомеханических
систем

Протокол № 8 от 27.04 2017г.

Лектор

Бойко Е. Н.

ДОНЕЦК
2017

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДЕ

ГИДРОПРИВОД – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии (или энергии капельной жидкости). В ГП жидкость служит рабочим телом для восприятия и отдачи механической энергии.

Обязательными элементами гидропривода являются **насос** и **гидродвигатель**. Насос является источником гидравлической энергии, т.е. подает жидкость в гидродвигатель, а гидродвигатель - её потребителем, т.е. преобразует гидравлическую энергию жидкости в энергию механическую. Управление движением выходного звена гидродвигателя осуществляется либо с помощью **регулирующей аппаратуры** либо путём изменения параметров самого гидродвигателя и(или) насоса.

Принцип действия объемного гидропривода основан на законе Паскаля о передаче давления капельной жидкостью и ее малой сжимаемостью.

Рассмотрим простейший гидропривод:

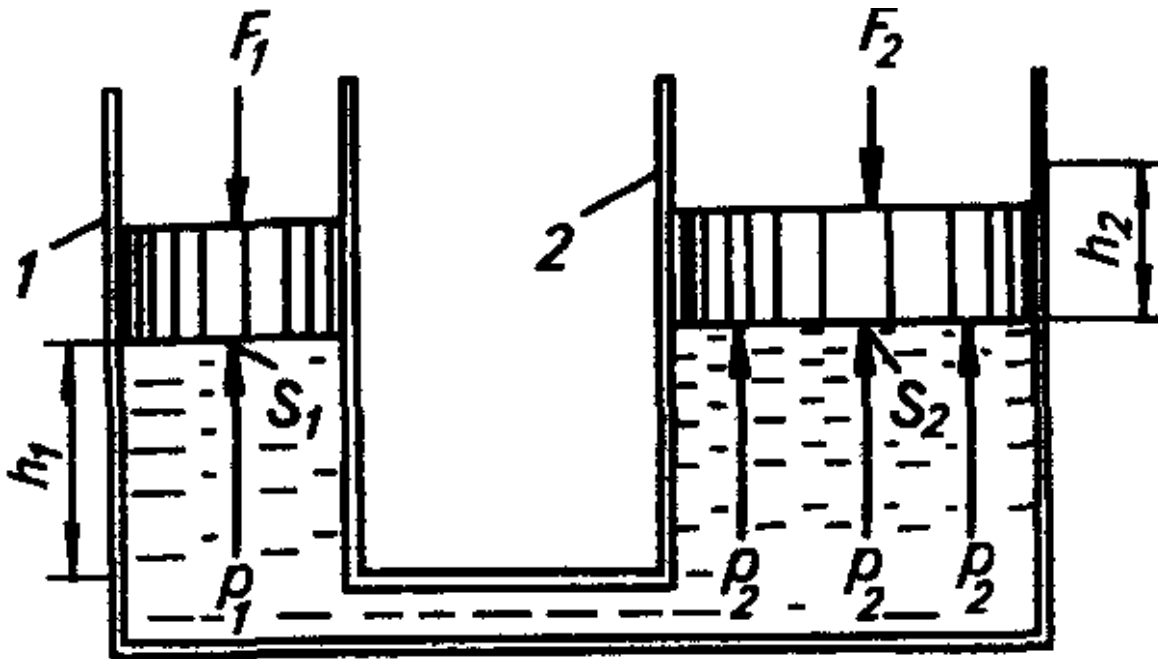
Пусть поршень гидроцилиндра 1, рис. ниже, имеющий площадь S_1 , под действием внешней силы F_1 перемещается вниз с некоторой скоростью V_1 . При этом в жидкости создается давление $P = F_1/S_1$. Если пренебречь потерями давления на движение жидкости в трубопроводе, то это давление передается жидкостью по закону Паскаля в гидроцилиндр 2 и на его поршне, имеющем площадь S_2 , создает силу, преодолевающую внешнюю нагрузку F_2

$$F_2 = P \cdot S_2.$$

Считая жидкость несжимаемой, имеем, что количество жидкости, вытесняемое поршнем гидроцилиндра 1 (расход $Q = V_1 \cdot S_1$), поступает по трубопроводу в гидроцилиндр 2, поршень которого перемещается со скоростью $V_2 = Q/S_2$, направленной вверх (против внешней нагрузки F_2). Если пренебречь потерями энергии в элементах гидропривода, то имеем, что механическая мощность $N_1 = F_1 \cdot V_1$, затрачиваемая внешним источником на перемещение поршня гидроцилиндра 1, воспринимается жидкостью, передается ею по трубопроводу и в гидроцилиндре 2 совершает полезную

работу в единицу времени против внешней силы F_2 со скоростью V_2 (реализуется мощность $N_2 = F_2 \cdot V_2$). Этот процесс можно представить в виде следующего уравнения мощностей: $N_1 = F_1 \cdot V_1 = P \cdot S_1 \cdot V_1 = P \cdot Q = P \cdot S_2 \cdot V_2 = F_2 \cdot V_2 = N_2$

Таким образом, гидроцилиндр 1 в рассмотренном случае работает в режиме насоса, т. е. преобразует механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости, а гидроцилиндр 2 совершает обратное действие — преобразует энергию потока жидкости в механическую работу, т.е. выполняет функцию гидродвигателя.



Все гидропривода делятся на гидродинамические и объёмные

- в гидродинамических приводах используется кинетическая энергия потока жидкости. Динамический насос, это гидравлическая машина, в которой жидкость перемещается под силовым воздействием в камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса. Перекачивание жидкости в динамических насосах осуществляется за счет сил инерции или трения. Динамические насосы часто называют лопастными.

- в объёмных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости. Объёмный насос, это гидравлическая машина, в которой передача энергии жидкости осуществляется за счет изменения объема рабочей камеры. Рабочая

камера объемного насоса герметична и попеременно сообщается с линиями нагнетания и всасывания - входом и выходом насоса.

Объёмный гидропривод — это гидропривод, в состав которого входят объёмные гидромашины (насосы и гидродвигатели).

Объёмной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении её из рабочей камеры, т.е. преобразование энергии в объёмной машине происходит в замкнутом изменяющемся объеме – рабочей камере. К объёмным машинам относят, например, поршневые насосы, аксиально-поршневые, радиально-поршневые, шестерённые гидромашины и др.

Одна из особенностей, **отличающая объёмный гидропривод от гидродинамического** - это большие давления в гидросистемах. Так, номинальные давления в гидросистемах могут достигать 32 МПа, а в некоторых случаях рабочее давление может быть более 300 МПа, в то время как гидродинамические машины работают обычно при давлениях, не превышающих 1,5—2 МПа. Объёмный гидропривод более компактен и меньше по массе, чем гидродинамический, и поэтому он получил наибольшее распространение.

А также их отличает:

1. **Цикличность рабочего процесса**, т.е. порционность и пульсация подачи. Эти явления являются следствиями цикличности. Подача объемного насоса осуществляется порциями, причем каждая порция равна полезному объему рабочей камеры.

2. **Герметичность рабочей камеры насоса**, т. е. постоянное отделение линии всасывания и нагнетания.

3. **Самовсасывание**. Это свойство объемных насосов является следствием герметичности. Ввиду постоянного разделения линий всасывания и нагнетания объемные насосы способны создать разрежение во всасывающем трубопроводе, достаточное для подъема жидкости до уровня расположения насоса. Высота всасывания жидкости при этом не может быть больше предельной - определяющая высота которой - давление насыщенных паров.

4. **Жесткость характеристик.** Это означает малую зависимость подачи насоса от развиваемого им давления. Идеальная подача объемного насоса не зависит от давления.

5. **Независимость давления** от скорости движения рабочего органа (например, поршня) и скорости жидкости. Динамические же насосы как правило, могут работать только на высоких скоростях движения рабочих органов.

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объёмные гидроприводы классифицируют по следующим признакам:

1. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:

1.1 Гидропривод вращательного движения

Гидродвигатель у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение, называют в этом случае гидромотором;

1.2. Гидропривод поступательного движения

Гидродвигатель у которого ведомое звено совершает возвратно-поступательное движением (штока поршня, плунжера или корпуса), называют гидроцилиндром;

1.3. Гидропривод поворотного движения

Гидродвигатель у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол не превышающий 270° , называют поворотным гидродвигателем.

2. По возможности регулирования:

2.1. **Нерегулируемый** - это гидропривод, в котором скорость выходного звена (гидроцилиндра, гидромотора) регулируется изменением частоты вращения двигателя, приводящего в работу насос.

2.2. **Регулируемый** – это привод, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону.

В свою очередь регулирование привода может быть:

-дроссельным - это способ регулирования скорости движения штока гидроцилиндра или частоты вращения вала гидромотора (или угловой скорости вала поворотного гидродвигателя) за счёт изменения эффективного сечения потока через специальное устройство, называемое гидравлическим дросселем.

-объёмным - это способ регулирования скорости движения штока гидроцилиндра или частоты вращения вала гидромотора (или угловой скорости вала поворотного гидродвигателя) за счёт изменения рабочего объёма гидравлических машин.

-объёмно-дроссельным - этот способ регулирования сочетает в себе первые два способа.

Объёмно-дроссельный (или машинно-дроссельный) способ регулирования скорости выходного звена заключается в том, что в таком гидроприводе вместо нерегулируемого насоса используется регулируемый насос с регулятором подачи. В этом случае давление поддерживается постоянным за счет уменьшения рабочего объёма насоса, т.е. за счет уменьшения его подачи. Поэтому КПД гидропривода с объёмно-дроссельным регулированием выше, чем гидропривода с дроссельным регулированием.

- ручным или автоматическим:

Регулирование привода вышеописанными способами осуществляется в ручном или автоматическом режимах.

В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть:

-стабилизированным – это объёмный гидропривод, в котором в определенном диапазоне изменения внешних воздействий скорость движения выходного звена путем регулирования поддерживается постоянной.

-программным – это объёмный гидропривод, в котором характер движения выходного звена осуществляется согласно заранее заданной программе.

-следящим (гидроусилители) – это объемный гидропривод, в котором перемещение выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего сигнала, называется следящим гидроприводом.

2.3. **Саморегулируемый гидропривод** – это привод, который автоматически изменяет подачу жидкости по фактической потребности гидросистемы в режиме реального времени (без фазового сдвига).

3. По схеме циркуляции рабочей жидкости:

3.1. Гидропривод с замкнутой (закрытой) схемой циркуляции

В таком гидроприводе рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса.

Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

3.2. Гидропривод с разомкнутой(открытой) системой циркуляции

В таком гидроприводе рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы — хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий безкавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

4. По источнику подачи рабочей жидкости:

4.1. Магистральный гидропривод (привести схему)

В магистральном гидроприводе рабочая жидкость нагнетается насосными станциями в напорную магистраль, к которой подключаются потребители гидравлической энергии. В

отличие от насосного гидропривода, в котором, как правило, имеется один (реже 2-3) генератора гидравлической энергии (насоса), в магистральном гидроприводе таких генераторов может быть большое количество, и потребителей гидравлической энергии также может быть достаточно много.

4.1. Аккумуляторный гидропривод (привести схему)

В аккумуляторном гидроприводе жидкость подаётся в гидролинию от заранее заряженного гидроаккумулятора. Этот тип гидропривода используется в основном в машинах и механизмах с кратковременными режимами работы.

4.2. Насосный гидропривод (привести схему)

В насосном гидроприводе, получившем наибольшее распространение в технике, механическая энергия преобразуется насосом в гидравлическую. Носитель энергии - рабочая жидкость, нагнетается через напорную магистраль к гидродвигателю, где энергия потока жидкости преобразуется в механическую. Рабочая жидкость, отдав свою энергию гидродвигателю, возвращается либо обратно к насосу (замкнутая схема гидропривода), либо в бак (разомкнутая или открытая схема гидропривода). В общем случае в состав насосного гидропривода входят гидропередача, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроёмкости и гидролинии.

5. По типу приводящего двигателя

Гидроприводы бывают с электроприводом, приводом от ДВС, турбин, привод от парового двигателя и т. д.

6. Импульсный гидропривод

В этих гидроприводах используют упругие свойства жидкости с использованием их в машинах ударного действия (гидромолоты) или в качестве источника вибраций. В гидроприводах этого типа выходное звено гидродвигателя совершает возвратно-поступательные или возвратно-вращательные движения с большой частотой (до 100 импульсов(ходов) в секунду).

В общем случае в состав объемного гидропривода входят:

1.Гидропередача – это часть насосного ГП, предназначенная для передачи движения(энергии) от приводящего двигателя к машинам и механизмам. В простейшем случае она состоит из насоса, гидродвигателя и гидролинии.

2.Гидропреобразователь – это часть насосного ГП, предназначенная для преобразования параметров энергии одного потока жидкости(как правило это давление)в параметры энергии другого ее потока..

3.Гидроаппараты – это часть насосного ГП, предназначенная для изменения или поддержания заданных значений параметров энергии потока или для изменения направления движения потока рабочей жидкости.

4.Кондиционеры рабочей жидкости – это часть ГП, предназначенная для получения требуемых качественных показателей рабочей жидкости. К ним относят гидроочистители, теплообменные аппараты, воздухоудовные устройства, фильтры и др.

5.Гидроемкости(гидробаки, гидрорезервуары, гидроаккумуляторы) – это часть ГП, предназначенная для хранения и транспортирования в них рабочей жидкости.

6.Гидролинии(гидросеть, гидромагистраль) – это часть ГП, предназначенная для подвода по ним рабочей жидкости к рабочим элементам ГП и отвода этой жидкости от рабочих элементов ГП. Сюда относят трубы, рукава, каналы, шланги и т.п.

К достоинствам ОГП относят:

1. Возможность получения совместных характеристик приводного двигателя и ГП в соответствии с нагрузочной характеристикой машины;

2. Простота управления и автоматизации;

3. Простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок;

4. Надёжность эксплуатации;

5. Широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена;
6. Большая передаваемая мощность на единицу массы привода;
7. Самосмазываемость трущихся поверхностей при применении минеральных и синтетических масел в качестве рабочих жидкостей;
8. Возможность получения больших сил и мощностей при малых размерах и весе передаточного механизма;
9. Простота осуществления различных видов движения — поступательного, вращательного, поворотного;
10. Возможность частых и быстрых переключений при возвратно-поступательных и вращательных прямых и реверсивных движениях;
11. Возможность равномерного распределения усилий при одновременной передаче на несколько приводов;
12. Упрощённость компоновки основных узлов гидропривода внутри машин и агрегатов, в сравнении с другими видами приводов.

К недостаткам ОГП относят:

1. Утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких значениях давления в гидросистеме, что требует высокой точности изготовления деталей гидрооборудования;
2. Нагрев рабочей жидкости при работе, что приводит к уменьшению вязкости рабочей жидкости и увеличению утечек, поэтому в ряде случаев необходимо применение специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты;
3. Более низкий КПД чем у сопоставимых механических передач;
4. Необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости, поскольку наличие большого количества абразивных частиц в рабочей жидкости приводит к быстрому износу деталей гидрооборудования, увеличению зазоров и утечек через них, и, как следствие, к снижению объёмного КПД;
5. Необходимость защиты гидросистемы от проникновения в неё воздуха, наличие которого приводит к нестабильной работе

гидропривода, большим гидравлическим потерям и нагреву рабочей жидкости;

6.Пожароопасность в случае применения горючих рабочих жидкостей, что налагает ограничения, например, на применение гидропривода в горячих цехах;

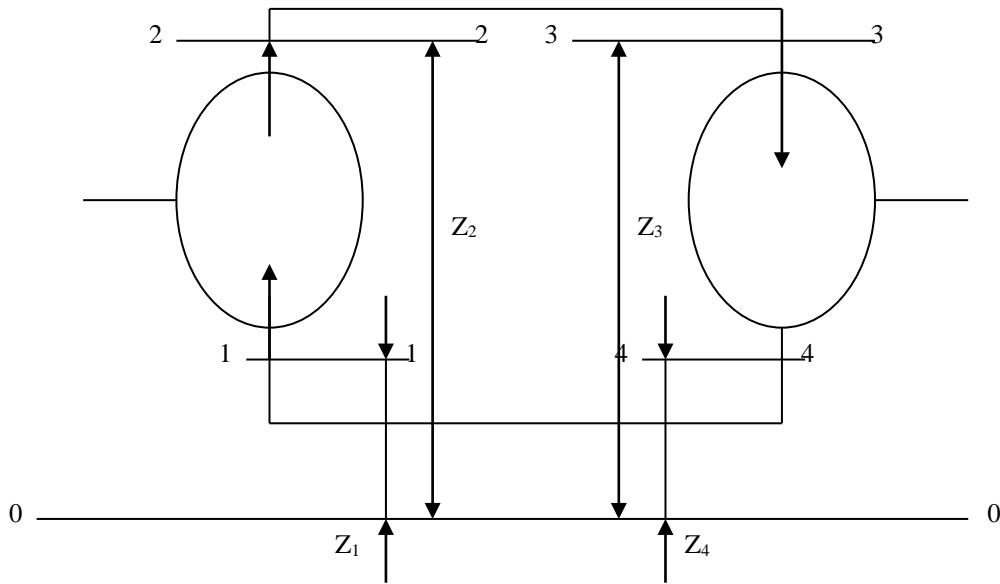
7.Зависимость вязкости рабочей жидкости, а значит и рабочих параметров гидропривода, от температуры окружающей среды;

8.В сравнении с пневмо- и электроприводом-невозможность эффективной передачи гидравлической энергии на большие расстояния вследствие больших потерь напора в гидролиниях на единицу длины.

Напор и давление гидромашин

Гидромашины (насосы и гидродвигатели) относятся к машинам, у которых жидкость служит рабочим телом для восприятия у насосов и отдачи у гидродвигателей механической энергии. При этом эта энергия выражается либо напором либо давлением, под которыми понимают полное приращение энергии потока жидкости в машине, отнесенное к единице силы тяжести у насосов ($\text{Дж/Н}=\text{м}$) или к единице объема жидкости у гидродвигателей($\text{Дж/м}^3 = \text{Н/м}^2 = \text{Па}$)

При определении напора H_H или давления p_H насоса, т.е. высоты, на которую агрегат способен поднять столб перекачиваемой жидкости и зависящей от того, какую энергию каждая частица жидкости приобретает, соприкасаясь с рабочим органом насоса(диапазон этой характеристики колеблется от 2-3 метров для небольших насосов и до 1800 метров (примерно 180 атмосфер) для промышленных насосов), а также для определения H_d и p_d гидродвигателя, пользуются уравнением Бернулли, которое в данном случае запишется в виде:



$$H_H = H_2 - H_1 = \frac{1}{2g} (\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2) + \frac{1}{\rho g} (p_2 - p_1) + (z_2 - z_1),$$

$$p_H = \rho g H_H = \frac{\rho}{2} (\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2) + (p_2 - p_1) + \rho g (z_2 - z_1).$$

Аналогично запишем эти величины и для двигателя

$$H_D = H_3 - H_4 = \frac{1}{2g} (\alpha_3 v_3^2 - \alpha_4 v_4^2) + \frac{1}{\rho g} (p_3 - p_4) + (z_3 - z_4)$$

$$p_{\partial} = \rho g H_{\partial} = \frac{\rho}{2} (\alpha_3 v_3^2 - \alpha_4 v_4^2) + (p_3 - p_4) + (z_3 - z_4).$$

Из приведенных выражений следует: напор насоса и гидродвигателя представляет собой сумму приращений напоров – скоростного пьезометрического и геометрического.

В большинстве случаев $Z_2 v_2 = v_1, Z_1, v_3 = v_4, Z_4 = Z_3$.

$$\text{Тогда } H_H = \frac{1}{\rho g} (p_2 - p_1) \text{ или}$$

$$p_H = p_2 - p_1,$$

$$H_{\partial} = \frac{1}{\rho g} (p_3 - p_4) \text{ или } p_{\partial} = p_3 - p_4.$$

Таким образом, напор и давление насоса зависят от следующих величин:

1. Геодезическая (статическая) высота всасывания насоса

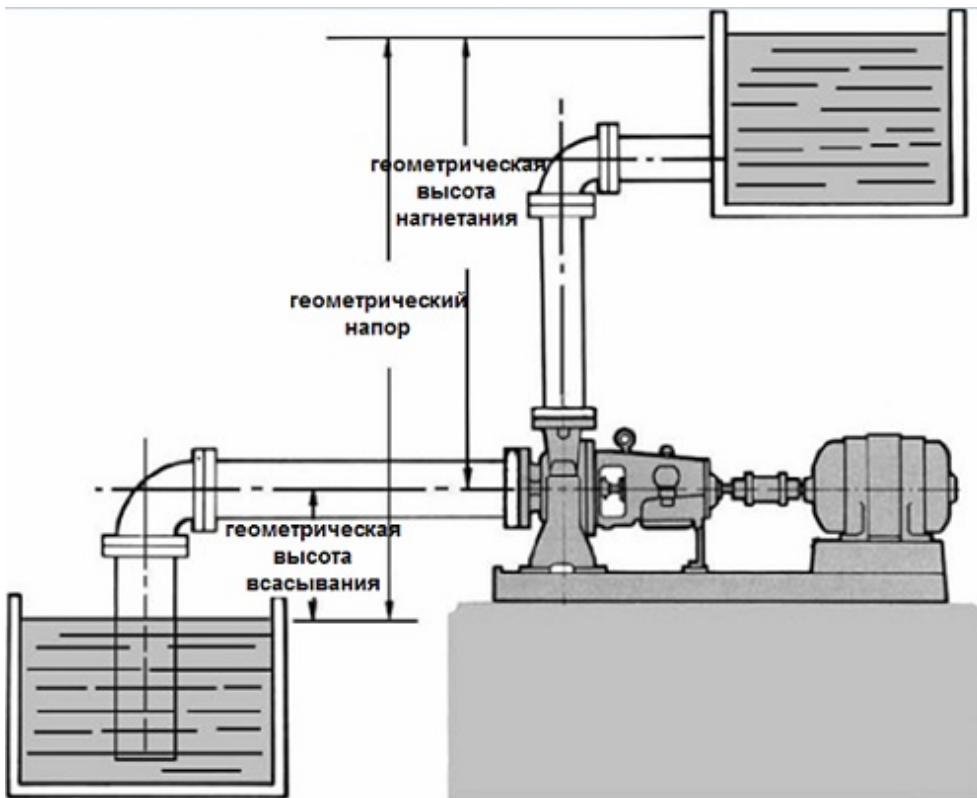
Она определяется как разница в геодезическом уровне между впускным патрубком насоса и свободной поверхностью жидкости в наиболее низко расположенном резервуаре, измеряется в метрах (см. рис. ниже).

2. Статическая высота подачи (статический напор) насоса

Она определяется как разница в геодезическом уровне между выпускным патрубком и наивысшей точкой гидросистемы, в которую необходимо подать жидкость (см. рис. ниже). Статическим напором называют энергию, которую необходимо затратить, для того, чтобы жидкость поддерживалась неподвижно в трубопроводной сети.

$$H_{ст} = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g}$$

где H_r – геометрический напор; P_2 – давление в приемном резервуаре; P_1 – давление в расходном резервуаре.



3. Потери давления насоса на всасывании

Это потери на трение между жидкостью и стенками трубопровода и зависят от вязкости жидкости, качества шероховатости поверхности стенок трубопровода и скорости потока жидкости. При увеличении скорости потока в 2 раза потери давления возрастают во второй степени, см. рис. ниже, позиция 5.

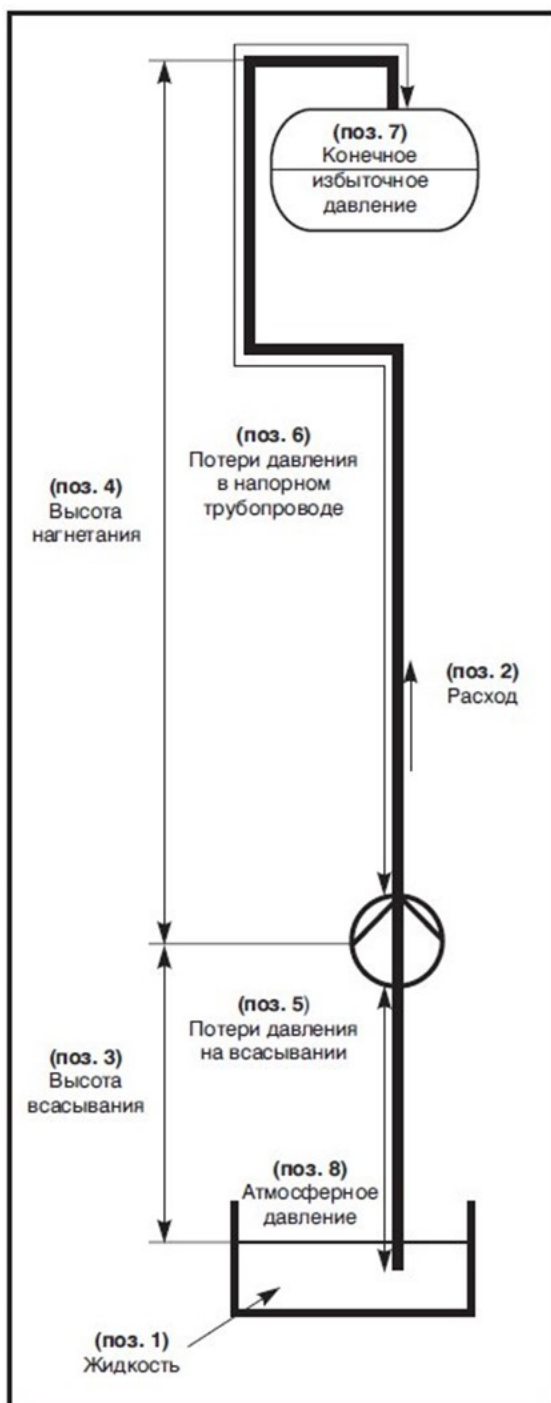
Информацию о потерях давления в трубопроводе, коленах, фитингах и т.п. при различных скоростях потока можно получить у поставщика.

4. Конечное избыточное давление насоса

Это давление, которое необходимо иметь в той точке, куда должна подаваться жидкость, позиция 1 на рис. ниже.

5. Начальное избыточное давление насоса

Это давление на свободной поверхности жидкости в месте водозабора. Для открытого резервуара или бака это просто атмосферное (барометрическое) давление, позиция 2 на рис. ниже.



Основные технические показатели и расчетные зависимости гидромашин

Преобразование энергии в гидромашине сопровождается потерями: гидравлическими, объемными и механическими.

Гидравлические потери – это потери на преодоление гидравлического сопротивления внутренних каналов гидромашин, всасывающего и напорного патрубков, оцениваются гидравлическим КПД насоса.

Гидравлический КПД насоса показывает, насколько манометрический напор, развиваемый насосом, отличается от теоретического напора. *Гидравлический КПД* характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*. Ввиду некоторой сложности измерения потерь напора, обусловленных гидравлическим сопротивлением, гидравлический КПД обычно не рассчитывается, а гидравлические потери учитываются механическим КПД.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

$$N_2 = Q_H (P_K - P_H),$$

где P_K - давление в напорной камере насоса;
 P_H - давление в напорной гидролинии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения:

$$\eta_{г2} = \frac{N_{г1} - N_2}{N_{г1}}$$

где N_{Π} – подведенная мощность

$$N_{\Pi} = M_{кр}\omega,$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на валу насоса, ω – угловая скорость на этом же валу.

Эта мощность еще называется полезной, представляющей собой мощность от насоса в виде потока жидкости под давлением,

$$N_{\Pi} = Q_H P_H,$$

где Q_H – подача насоса, P_H – мощность насоса

N_H – гидравлическая мощность, т.е. это мощность, которая остается за вычетом механических потерь и передаётся рабочим колесом жидкости.

Объёмные потери — это потери, возникающие в результате утечек жидкости под действием перепада давления из рабочей полости в нерабочую (в объёмных гидромашинах) или утечек жидкости в рабочем колесе из-за большого давления на выходе из рабочего колеса, чем на входе (в динамических гидромашинах), а также потерь, обусловленных неполным заполнением рабочих камер жидкостью при проходе через зону всасывания из-за гидравлического сопротивления входных каналов, кавитационных процессов и выделения воздуха, действия, на жидкость центробежных сил. Эти потери возникают от того, что часть жидкости не попадает в напорную гидролинию, а возвращается через зазоры насоса во всасывающую полость и частично наружу в дренажную гидролинию. Они увеличиваются приблизительно пропорционально давлению. Объёмные потери называют потерями на всасывание насоса, которые могут составить в некоторых случаях 75% всех объёмных потерь в насосе. Теоретическая подача насоса при этом Q_T представляет собой сумму подачи и объёмных потерь насоса. Следовательно, фактический расход (для гидродвигателя) или подача (для насоса) определяются по формулам:

$$Q_{гд} = \frac{Q_1}{\eta_{гд.об}} \quad Q_H = Q_1 \cdot \eta_{ж.об}$$

м³/с (л/мин),

где $\eta_{ж.об}$ – объемный КПД насоса, который определяется из соотношения

$$\eta_{об} = \frac{N_{п} - N_{об}}{N_{п}}$$

Объёмный КПД отражает эффективность всасывания в рабочую полость насоса и выпуска из нее рабочей жидкости. Объёмный КПД — это отношение (или процентное соотношение) количества рабочей жидкости, фактически всасываемой в рабочую полость насоса, к объёму самой рабочей полости насоса (при неизменных условиях). Поэтому те насосы, которые могут создавать давления на входах в трубопроводы выше давления окружающей среды, могут иметь объёмный КПД большой единицы.

Для современных гидромашин объёмный кпд составляет 0,92...0,96

Механические потери – это потери на трение в подшипниках, в уплотнениях вала и на трение наружной поверхности рабочих колёс о жидкость (дисковое трение). Величина механических потерь оценивается механическим КПД. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного

слоя, пластическое отеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{тр} = M_{тр}\omega,$$

где $M_{тр}$ - момент трения в насосе;
 ω - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}}$$

Механический КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса и характеризует качество изготовления и рациональность конструкции подшипников, сальников и других узлов, где происходит трение деталей. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного слоя, пластическое отеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Механические потери влияют на силовую характеристику жидкости, т.е. на давление или момент на валу гидромашин. Механический КПД для современных гидромашин находится в пределах 0,92...0,96.

Следовательно, полный (общий) КПД гидромашин будет определяться, как:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}}$$

Применительно к гидравлическим машинам, насосам (с индексом «н») и гидродвигателям (с индексом «д»), их баланс мощности можно представить в виде:

$$N_{\text{н}} = N_{\text{н.п}} + \Delta N_{\text{н.о}} + \Delta N_{\text{н.г}} + \Delta N_{\text{н.м}} = N_{\text{н.вн}} + \Delta N_{\text{н.м}} ;$$

$$N_{\text{д.пт}} = N_{\text{д}} + \Delta N_{\text{д.о}} + \Delta N_{\text{д.г}} + \Delta N_{\text{д.м}} = N_{\text{д.вн}} + \Delta N_{\text{д.о}} + \Delta N_{\text{д.г}} ;$$

где $N_{\text{н}}$ — мощность насоса (мощность, потребляемая насосом)

$N_{\text{н.п}}$ — полезная мощность насоса (мощность, сообщаемая насосом жидкости);

$N_{\text{н.вн}} = N_{\text{н.п}} + \Delta N_{\text{н.о}} + \Delta N_{\text{н.г}}$ - внутренняя мощность насоса (мощность потока внутри насоса);

$N_{\text{д.пт}}$ - мощность потребляемая гидродвигателем (мощность, отдаваемая потоком жидкости гидродвигателю);

$N_{\text{д}}$ — мощность гидродвигателя (мощность, отдаваемая гидродвигателем, полезная мощность);

$N_{\text{д.вн}} = N_{\text{д.пт}} - \Delta N_{\text{д.о}} - \Delta N_{\text{д.г}}$ - внутренняя мощность гидродвигателя (мощность потока внутри гидродвигателя). Полезная мощность насоса и мощность, потребляемая гидродвигателем, определяются как мощность потока :

$$N_{н.пл} = \rho g H_n Q_n = p_n Q_n ;$$

$$N_{д.пл} = \rho g H_d Q_d = p_d Q_d ;$$

где H_n и p_n —соответственно напор и давление насоса;

Q_n -подача насоса (объемный расход жидкости на выходе из насоса);

H_d и p_d — соответственно напор и давление гидродвигателя; Q_d — расход гидродвигателя (объемный расход жидкости на входе в гидродвигатель).

При отсутствии в гидромашине объемных и гидравлических потерь (идеальная гидромашина) ее напор H_T , давление p_T , расход (подача) $Q_{н.т}$, называются **теоретическими**, а мощность $N_{н.вн}$ — **внутренней**.

Для насоса его теоретический напор $H_{н.т}$, теоретическое давление $p_{н.т}$, теоретическая подача $Q_{н.т}$ и внутренняя мощность $N_{н.вн}$ выразятся так:

$$H_{н.т} = H_n + \Delta H_n ;$$

$$p_{н.т} = \rho g H_{н.т} = p_n + \Delta p_n ;$$

$$Q_{н.т} = Q_n + \Delta Q_n ;$$

$$N_{н.вн} = \rho g H_{н.т} Q_{н.т} = p_{н.т} Q_{н.т}$$

Для гидродвигателя его теоретический напор $H_{д.т}$, теоретическое давление $p_{д.т}$, теоретический расход $Q_{д.т}$ и внутренняя мощность $N_{д.вн}$ составят:

$$H_{д.т} = H_d - \Delta H_d ;$$

$$P_{д.т} = \rho g H_{д.т} = p_d - \Delta p_d ;$$

$$Q_{д.т} = Q_d - \Delta Q_d ;$$

$$N_{д.вн} = \rho g H_{д.т} Q_{д.т} = p_{д.т} Q_{д.т}$$

К. п. д. насоса, определяемый отношением полезной мощности и мощности потребляемой, будет:

$$\eta_H = \frac{N_{н.пл}}{N_H} = \frac{N_{н.пл} N_{н.вн}}{N_{н.вн} N_H} = \frac{\rho g H_n Q_n N_{н.вн}}{\rho g H_{н.т} N_H} = \eta_{н.г} \eta_{н.о} \eta_{н.м}$$

где: $\eta_{н.г} = H_n / H_{н.т} = p_n / p_{н.т}$ - гидравлический к.п.д.;

$\eta_{н.о} = Q_n / Q_{н.т}$ - объемный к.п.д. ;

$\eta_{н.м} = N_{н.вн} / N_H$ - механический к.п.д.

Аналогично определяется и к.п.д. гидродвигателя

$$\eta_{д} = \frac{N_{д}}{N_{д.пт}} = \frac{N_{д} N_{д.вн}}{N_{д.вн} N_{д.пт}} = \frac{N_{д} \rho g H_{д.т} Q_{д.т}}{N_{д.вн} \rho g H_{д} Q_{д}} = \eta_{д.м} \eta_{д.г} \eta_{д.о}$$

где: $\eta_{д.м} = N_{д} / N_{д.вн}$ - механический к.п.д.;

$\eta_{д.г} = H_{д.т} / H_{д} = p_{д.т} / p_{д}$ - гидравлический

к.п.д.;

$\eta_{д.о} = Q_{д.т} / Q_{д}$ - объемный к.п.д.

Из уравнений к.п.д. следует, что:

$$N_H = N_{H.n} / \eta_H = \rho g H_H Q_H / \eta_H = \rho_H Q_H / \eta_H ;$$

$$H_{H.m} = H_H / \eta_{H.z}$$

$$\rho_{H.m} = \rho_H / \eta_{H.z}$$

$$Q_{H.m} = Q_H / \eta_{H.o}$$

$$N_D = N_{D.nm} \eta_D = \rho g H_D Q_D \eta_D = \rho_D Q_D \eta_D ,$$

$$H_{D.m} = H_D \eta_{D.z}$$

$$\rho_{D.m} = \rho_D \eta_{D.z}$$

$$Q_{D.m} = Q_D \eta_{D.o}$$

К.п.д. гидропередачи

$$\eta_{гп} = \frac{N_D}{N_H} = \frac{N_{D.nm} \eta_D}{\frac{N_{H.nл}}{\eta_H}} = \eta_H \eta_D \eta_c$$

где $\eta_c = N_{D.nm} / N_{H.nл}$ - к.п.д. сети (гидролинии).

Таким образом, чтобы иметь высокий к. п. д. гидропередачи, нужно стремиться поднять значение каждого множителя кпд. Это достигается качеством изготовления рабочих элементов насоса, гидродвигателя и гидролинии, а также правильной эксплуатацией гидропривода в целом.

Эксплуатационные качества гидромашин характеризуются значениями величин, называемыми техническими показателями.

К основным техническим показателям работы насосов относят:

Объемная подача насоса Q ($\text{м}^3/\text{с}$) — объем жидкости, подаваемой насосом в сеть в единицу времени. Применяются также понятия **массовая подача** Q_m ($\text{кг}/\text{с}$) (отношение массы подаваемой жидкой среды ко времени, в течение которого осуществлялась подача этой массы) и **весовая подача** G ($\text{кг}/\text{с}$) (объемное или весовое количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени).

Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

Идеальная (теоретическая) подача насоса $Q_{ид}$ - это сумма подачи насоса Q и объемных потерь в насосе ΔQ_y , т. е. утечек через зазоры: $Q_{ид} = Q + \Delta Q_y$.

Действительная подача насоса Q_n равна разности между теоретической подачей $Q_{нт}$ и утечками через зазоры q_y , а при больших давлениях потерями расхода $q_{сж}$ на сжимаемость жидкости.

$$Q_n = Q_{нт} - q_y - q_{сж},$$

где q_y - утечки; $q_{сж}$ – потери расхода при сжатии жидкости.

Обычно потерями на сжатие пренебрегают, поскольку их значение невелико. Отношение действительной подачи Q_n к теоретической $Q_{нт}$ называется коэффициентом подачи или объемным КПД:

$$k_Q = \eta_o = Q_H / Q_{H_m},$$

Рабочий объем объемного насоса q — разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за двойной ход рабочего органа насоса (вытеснителя).

Рабочий объем V_o можно рассчитать либо по конструкторской документации либо определить экспериментально, измеряя подачу насоса при отсутствии утечек и сжатия жидкости. Схема измерений показана на рисунке. Вал насоса вращают с малой частотой и измеряют объемным способом количество подаваемой им жидкости, считая при этом количество оборотов.

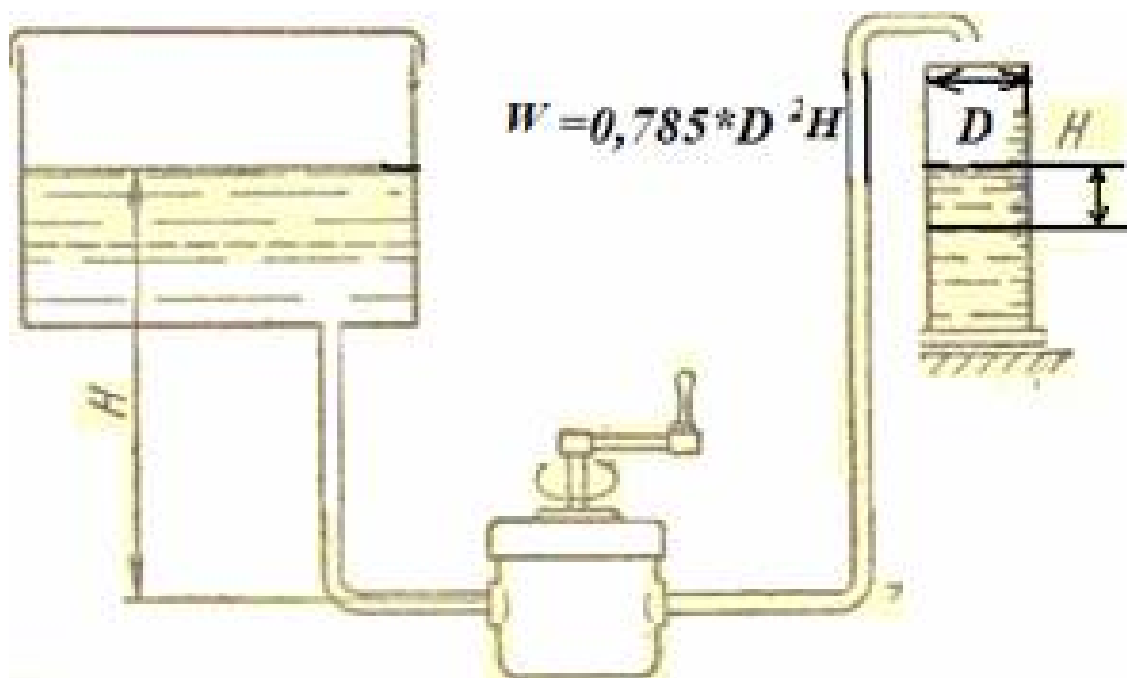


Рис.16.1. Схема для определения рабочего объема гидромашинны V_o .

Рабочий объем определяют из отношения:

$$V_0 = \frac{\text{Объем в мерном сосуде}}{\text{Количество оборотов}}$$

Давление жидкости в питающем и приемном сосуде должны быть примерно равны.

Давление насоса p определяется зависимостью

$$p = p_H - p_B + \rho \cdot (v_H^2 - v_B^2) / 2 + \rho \cdot g \cdot (z_H - z_B)$$

где p_H и p_B - соответственно давления на выходе и на входе в насос (давления нагнетания и всасывания); v_H и v_B - средние скорости жидкости на выходе и входе в насос; z_H и z_B - высоты центров тяжести сечений на выходе и входе в насос.

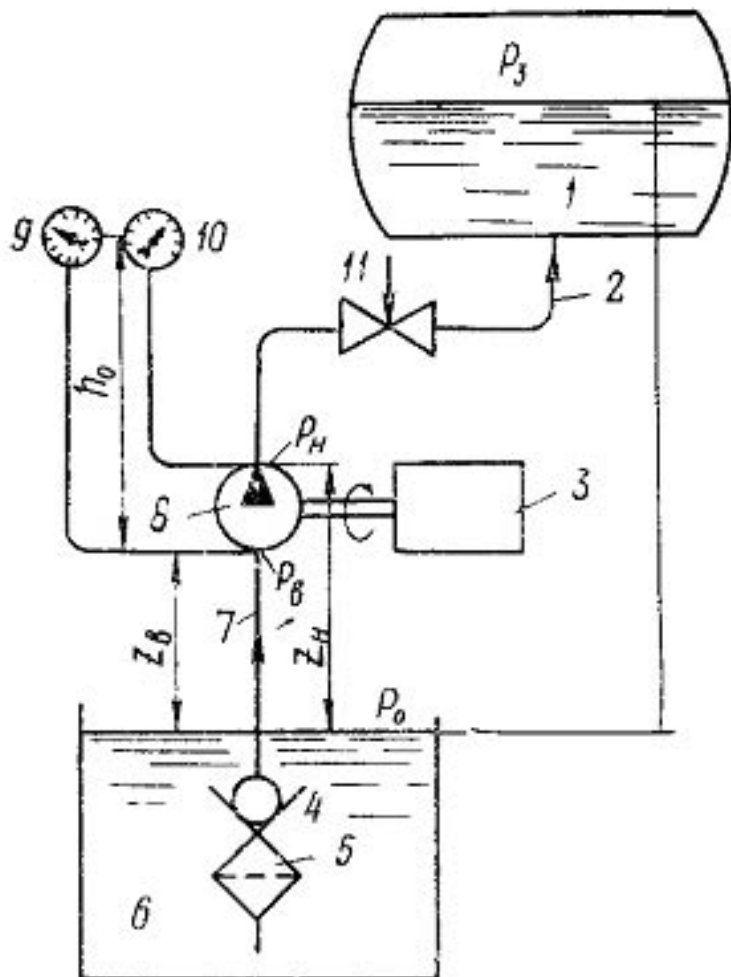
Предельное давление насоса — наибольшее давление на выходе из насоса, на которое рассчитана его конструкция.

Напор насоса H — разность удельных энергий при выходе из насоса и на входе в него, выраженная высотой столба перекачиваемой жидкости. Напор насоса связан с давлением насоса зависимостью $H = p / \gamma$ (гамма — это ρ умножить на g). Напор насоса можно определять с помощью подключенных к нему манометра и вакуумметра по формуле:

$$H = (p_{\text{ман}} / \gamma) + (p_{\text{вак}} / \gamma) + h_0 + (v_H^2 - v_B^2) / (2 \cdot g)$$

где $p_{\text{ман}}$ и $p_{\text{вак}}$ - соответственно показания манометра (ставят на выходе из насоса, см. рис.), представляющее собой разность между абсолютным и атмосферным давлениями и вакуумметра (ставят на входе в насос, см. рис.) и представляющим собой разность между атмосферным и абсолютным давлениями; h_0 - вертикальное

расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра;
 v_H и v_B - скорости жидкости в местах отбора давлений.



Если давление на входе в насос больше атмосферного, то второй член в формуле отрицательный. Если диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков одинаковые ($d_B = d_H$), то последний член в выражении равен нулю.

Мощность насоса N — мощность, потребляемая насосом:

$$N = M \cdot \omega$$

где M - крутящий момент на валу насоса; ω - частота вращения вала.

Мощность насосного агрегата — мощность, потребляемая насосным агрегатом или насосом, в конструкцию которого входят

узлы двигателя.

Полезная мощность насоса N_n — мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкости:

$$N_n = Q \cdot p = Q \cdot \gamma \cdot H = G \cdot H$$

(гамма – это ро умн на ж)

К.п.д. насоса η - отношение полезной мощности к мощности насоса:

$$\eta = N_n / N$$

Отношение полезной мощности насоса к мощности насосного агрегата называется **к. п. д. насосного агрегата**.

Оптимальный режим насоса — режим работы насоса при наибольшем значении к. п. д.

Номинальный режим насоса — режим работы насоса, обеспечивающий заданные технические показатели.

Кавитационный режим насоса — режим работы насоса в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей.

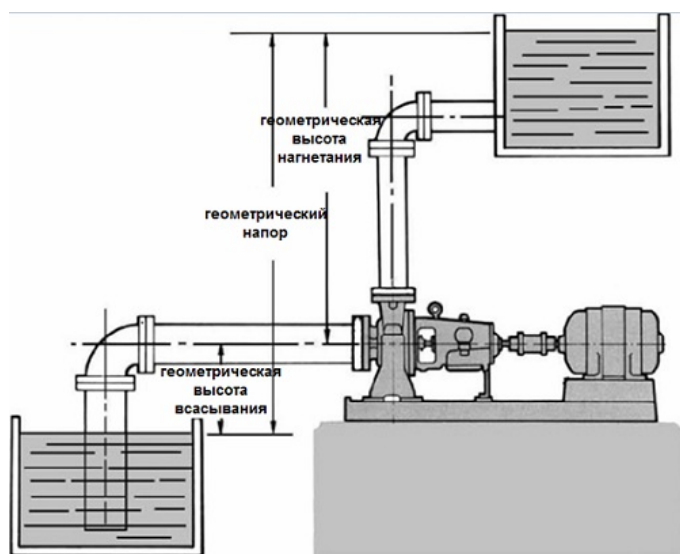
Кавитационный запас — превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением $p_{н.п}$ насыщенных паров этой жидкости. Кавитационный запас определяется зависимостью:

$$\Delta h_{\text{кав}} = p_{\text{в}} / \gamma + v_{\text{в}}^2 / (2 \cdot g) - p_{\text{н.п}} / \gamma$$

где $p_{\text{в}}$ - абсолютное давление жидкости на входе в насос; $p_{\text{н.п}}$ - давление насыщенных паров жидкости.

Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$ — кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Геометрическая высота всасывания — высота расположения центра входного отверстия насоса относительно свободной поверхности жидкости в открытом расходном резервуаре, из которого производится всасывание жидкости насосом.



Вакуумметрическая высота всасывания определяется выражением

$$H_{\text{вак}} = (p_a - p_v) / \gamma$$

где p_a - атмосферное давление.

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания - $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ - вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Подпор — высота расположения свободной поверхности жидкости в открытом резервуаре, из которого производится всасывание, отсчитанная от центра входного отверстия насоса, расположенного под уровнем свободной поверхности этой жидкости в резервуаре (см. рис. выше). Для улучшения условий всасывания основного насоса искусственный подпор может быть создан вспомогательным насосом, установленным во всасывающем трубопроводе насосной установки, или повышенным давлением воздуха в расходном резервуаре, из которого производится всасывание жидкости.

Высота самовсасывания — высота самозаполнения всасывающего трубопровода самовсасывающим насосом (агрегатом).

Основные технические показатели гидромоторов: n_d — частота вращения выходного звена; ω_d — угловая скорость; M_d — крутящий момент; Q_d — расход; $Q_{d.t}$ — теоретический расход; p_d — давление; N_d — мощность гидромотора; $N_{d.пт}$ — потребляемая мощность; η_d — к. п. д. гидромотора; $\eta_{d.o}$ — объемный к. п. д.

Мощность гидромотора
$$N_d = M_d \omega_d = 2\pi M_d n_d = p_d Q_d \eta_d .$$

Основные технические показатели гидроцилиндров: V_d — линейная скорость выходного звена; P_d — усилие на выходном звене; p_d — давление; Q_d — расход; $Q_{d.t}$ — теоретический расход; N_d — мощность гидроцилиндра; $N_{d.пт}$ — потребляемая мощность; η_d — к. п. д. гидроцилиндра; $\eta_{d.o}$ — объемный к. п. д.

Мощность гидроцилиндра
$$N_d = P_d V_d = p_d Q_d \eta_d .$$

Основные технические показатели гидропередачи с вращательным движением входного и выходного звеньев: i — передаточное отношение; K_M — коэффициент трансформации момента; $\eta_{гп}$ — к. п. д. гидропередачи:

$$i = n_d / n_n$$
$$K_M = M_d / M_n$$

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{д}}}{N_{\text{н}}} = \frac{2\pi M_{\text{д}} n_{\text{д}}}{2\pi M_{\text{н}} n_{\text{н}}} = K_{\text{м}} i.$$

Обычно $K_{\text{м}} \geq 1$, а i не равно 1. В частности, у гидромуфт $K_{\text{м}} = 1$, поэтому их к.п.д. определяется просто:

$$\eta_{\text{гп}} = i$$

Объемные гидромашины – насосы и двигатели

Объемные машины – это машины, которые преобразуют энергию в замкнутом изменяющемся объеме – рабочей камере.

Основными элементами объемных гидромашин являются рабочая камера, подвижный элемент или вытеснитель и распределители или клапана.

Рабочая камера – это пространство внутри машины, объем которого заполняется жидкостью и которое изменяется в процессе работы. В рабочей камере различают полезный объем, представляющий разность между наибольшим и наименьшим ее значениями и вредное пространство, которое, практически, не влияет на рабочий процесс гидромашины, но без которого невозможно нормальное ее функционирование.

Полезный объем рабочей камеры освобождается от жидкости вытеснителем в процессе работы гидромашины, он измеряется в кубических метрах, а во вредном пространстве, называемым вредным объемом, в конце вытеснения жидкости вытеснителем, постоянно остается некоторый ее объем.

Вредный объем оценивается коэффициентом, который называется коэффициентом относительной величины вредного пространства **m** и он равен отношению полного объема **V** рабочей камеры к ее полезному объему **V_п**, т.е **m=V/V_п**.

И по числу рабочих камер гидромашины делят на одно и многокамерные.

Подвижный элемент(вытеснитель) – это элемент конструкции гидромашины, который, перемещаясь в процессе ее работы, изменяет объем рабочей камеры. В зависимости от типа вытеснителя, гидромашины делят на поршневые, шестеренные, пластинчатые, винтовые, мембранные, сильфонные и др.

Гидромашины, у которых подвижный элемент совершает вращательное или вращательное и возвратно-поступательное или вращательное и возвратно-поворотное (на угол не превышающий 270 градусов) движения, называются **роторными**.

Распределители(клапана) – это элемент конструкции гидромашины, при помощи которого рабочая камера соединяется с местами входа в нее и выхода из нее рабочей жидкости. По числу клапанов гидромашины бывают двуклапанные и многоклапанные.

Важнейшим техническим показателем объемных гидромашин является их **рабочий объем Q**, под которым понимают сумму изменений объемов рабочих камер гидромашины за один оборот ее вала, т.е. рабочий объем представляет собой объем несжимаемой жидкости, выдаваемый идеальной гидромашинной, работающей без потерь(для насоса) и потребляемой или расходуемой той же идеальной гидромашинной, работающей без потерь, за один оборот ее вала. Рабочий объем измеряется в метрах(сантиметрах) кубических за один оборот вала гидромашины.

Гидромашины, у которых рабочий объем в процессе их работы может изменяться, называют регулируемыми гидромашинными, а гидромашины с неизменяемым объемом называют нерегулируемыми.

Выразим основные параметры гидромашины через ее рабочий объем Q:

$$Q_{н.т} = g_n \cdot n_n - \text{теоретическая подача;}$$

$$Q_{\partial.m} = g_{\partial} n_{\partial} - \text{теоретический расход,}$$

где g_n, g_{∂} - соответственный рабочий объем насоса и гидромотора, м³/об.

n_{∂}, n_n - соответственно частота вращения выходного звена.

$$Q_n = g_n n_n \eta_{n.o} - \text{действительная подача;}$$

$$Q_{\partial} = g_{\partial} n_{\partial} \eta_{\partial.o} - \text{действительный расход.}$$

$\left. \begin{array}{l} \eta_{n.o} \\ \eta_{\partial.o} \end{array} \right\} - \text{объемный КПД насоса и гидромотора.}$

Теоретическая мощность:

$$N_{n.m} = p_{n.m} \cdot g_n \cdot n_n$$

$$N_{\partial.m} = p_{\partial.m} \cdot g_{\partial} \cdot n_{\partial}$$

Выходная мощность насоса и входная гидромотора.

$$N_{n.vyx} = p_n g_n \eta_{n.o} \cdot n_n$$

$$N_{\partial.vx} = p_{\partial} g_{\partial} \cdot \frac{n_{\partial}}{\eta_{\partial.o}}$$

Входная мощность насоса и выходная гидромотора.

$$N_{н.вх} = p_n g_n \eta_{н.о} \frac{n_n}{\eta_n};$$

$$N_{д.вых} = p_d g_d \cdot \frac{n_d}{\eta_{д.о}} \eta_d$$

Крутящие моменты на валу насоса и гидромотора:

$$M_n = \frac{1}{2\pi} p_n g_n \frac{\eta_{н.о}}{\eta_n}$$

$$M_n = \frac{1}{2\pi} p_d g_d \frac{\eta_d}{\eta_{д.о}}$$

Поршневые насосы и гидродвигатели

Насос — гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию приводного двигателя (или мускульную энергию) в энергию потока жидкости, служащую для перемещения и создания напора жидкостей всех видов, механической смеси жидкости с твёрдыми и коллоидными веществами или сжиженных газов

Поршневой насос представляет собой объемную машину с возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре, см. рис. ниже.

Поршневые насосы являются разновидностью объемных насосных установок, где жидкость перемещают вытеснители, выталкивая ее из статичных рабочих камер. Рабочая камера поршневого насоса это замкнутое пространство, которое поочередно сообщается с

входом/выходом насоса, а вытеснитель осуществляет вытеснение жидкости из этой камеры. Поршневые насосы работают на основе принципа вытеснения жидкостей, которое осуществляется механическим способом. Принцип работы поршневого насоса основывается на возвратно-поступательном движении его рабочего органа - поршня, действующего как гидравлический пресс. При этом в конструкции поршневого насоса присутствует механизм клапанного распределения, а также дополнительные конструктивные элементы - кривошип и шатун, составляющие основу силовой части насоса жидкостного поршневого типа.

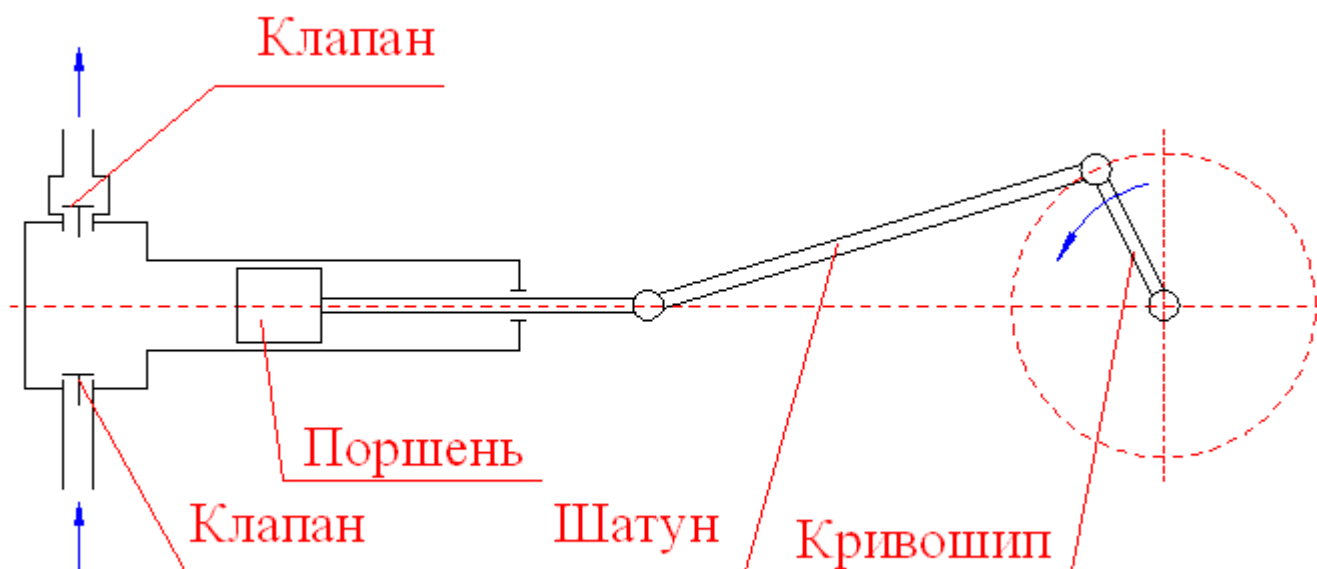
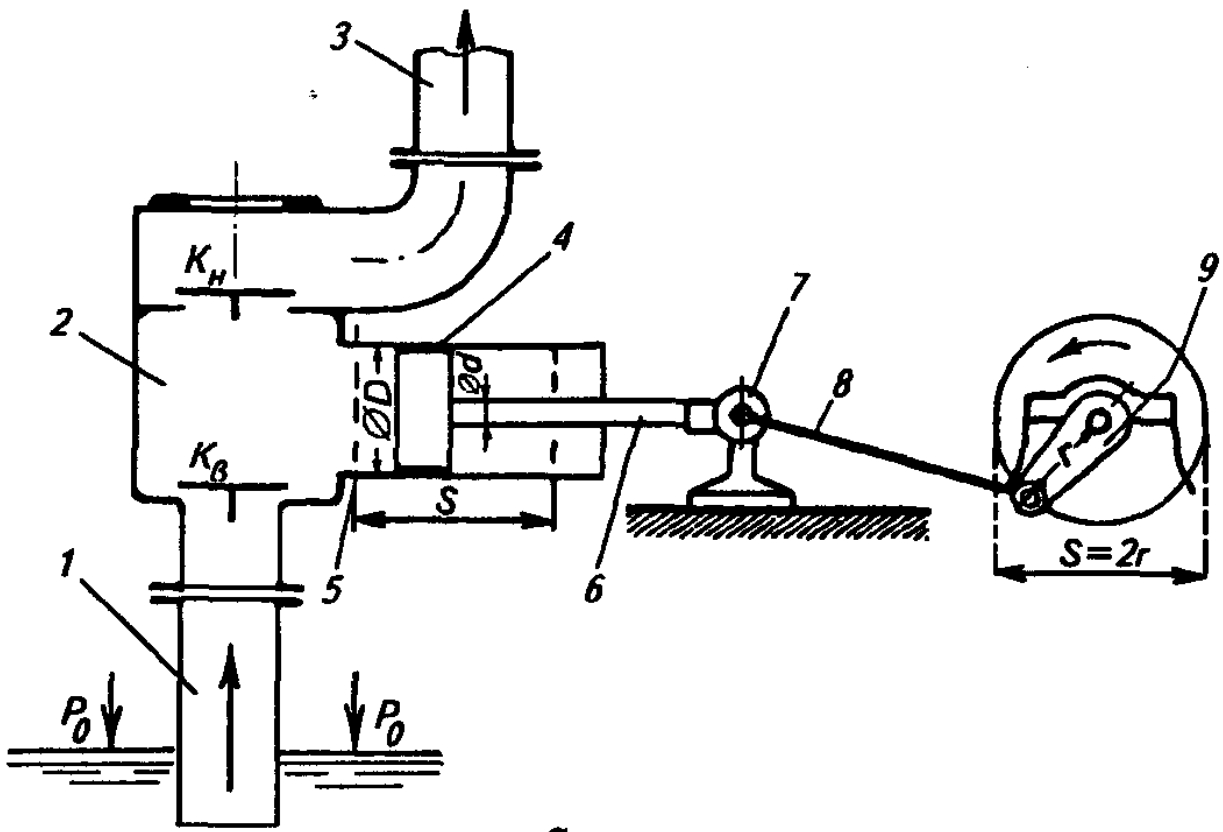


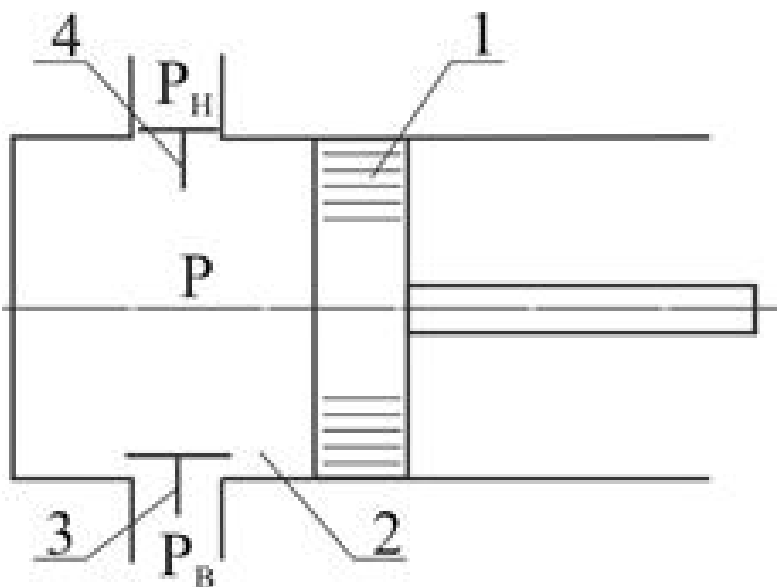
Схема поршневого насоса однократного (простого) действия

Воздушные колпаки предназначены для выравнивания пульсации подачи, которая возникает при работе поршневого насоса. Непосредственно у корпусов насосов устанавливают по одному воздушному колпаку на нагнетательной и всасывающей линиях. Жидкость нагнетается насосом не в напорный трубопровод, а в нагнетательный колпак, частично заполненный воздухом, в результате чего воздух сжимается и служит как бы амортизатором. При достаточных объемах колпаков давление в них во время работы остается почти постоянным, поэтому жидкость поступает в напорный трубопровод под постоянным напором, вследствие чего уменьшается неравномерность подачи.



Все поршневые насосы классифицируют по следующим признакам:

1. По кратности действия:



Принцип действия такого насоса заключается в следующем. При движении поршня 1 вправо, объем рабочей камеры 2 цилиндра увеличивается, давление в ней уменьшается ($p < p_B$), открывается всасывающий клапан (клапан низкого давления) 3 и далее по мере движения поршня цилиндр заполняется жидкостью, т.е. происходит процесс всасывания. Когда поршень дойдет до конца хода и остановится, чтобы изменить направление движения справа налево ($p = p_B$), всасывающий клапан закрывается. При движении поршня влево, объем рабочей камеры цилиндра уменьшается, давление в ней возрастает ($p > p_B$), открывается нагнетательный клапан (клапан высокого давления) 4 и жидкость поршнем вытесняется из цилиндра, т.е. происходит процесс нагнетания до конца хода поршня влево. Таким образом, за один рабочий ход поршня, в поршневом насосе один раз происходит всасывание жидкости и один раз ее нагнетание. Такие насосы называются насосами однократного или простого действия. Все остальные называют насосами многократного действия.

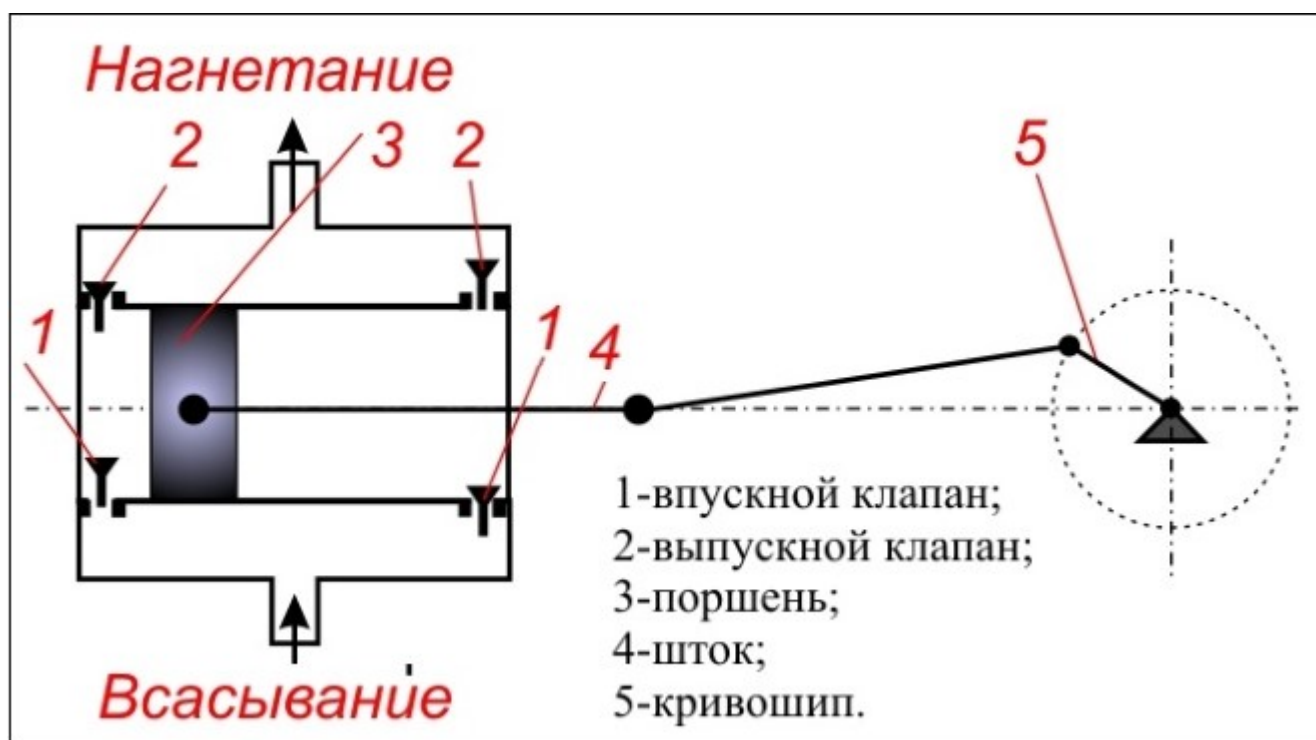


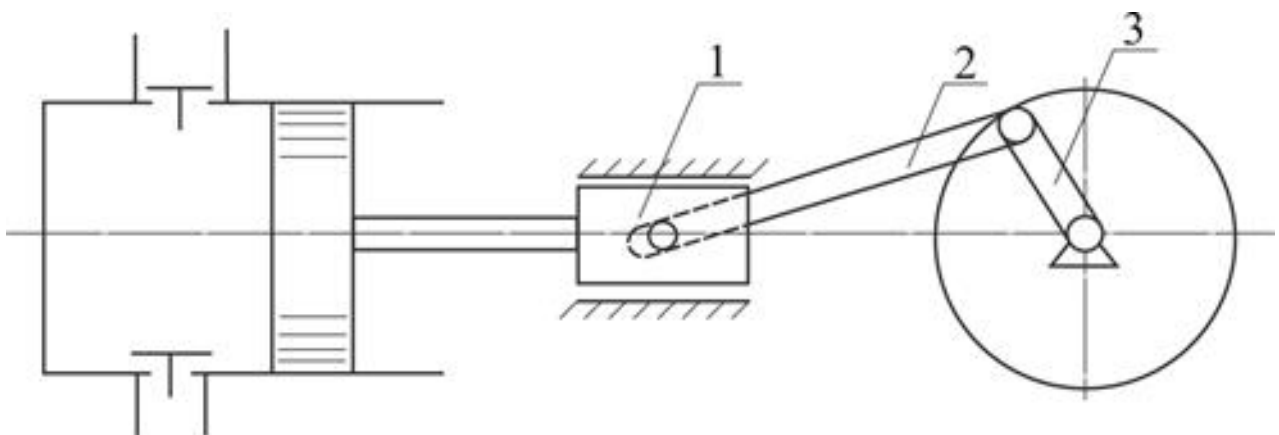
Схема поршневого насоса двустороннего действия. В нем штоковые и поршневые полости оснащены индивидуальными клапанными системами

Из принципа действия поршневого насоса выявляются особенности его конструкции: а) рабочая камера (цилиндр) изолирована от подводящего и напорного трубопроводов клапанами; б) подача насоса зависит от геометрических размеров насоса (длины хода и площади поршня) и от числа двойных ходов поршня; в) пределы преодолеваемого поршнем давления (напора) зависят от установленной мощности и прочности деталей насоса, т.е. насос может развивать любой напор; г) поршень движется с переменной скоростью (от 0 в начале хода до максимальной в середине хода и снижающейся до нуля в конце хода), поэтому поток жидкости, создаваемый насосом, по трубопроводу движется тоже с различной скоростью, скачками.

2. По способу приведения в действие:

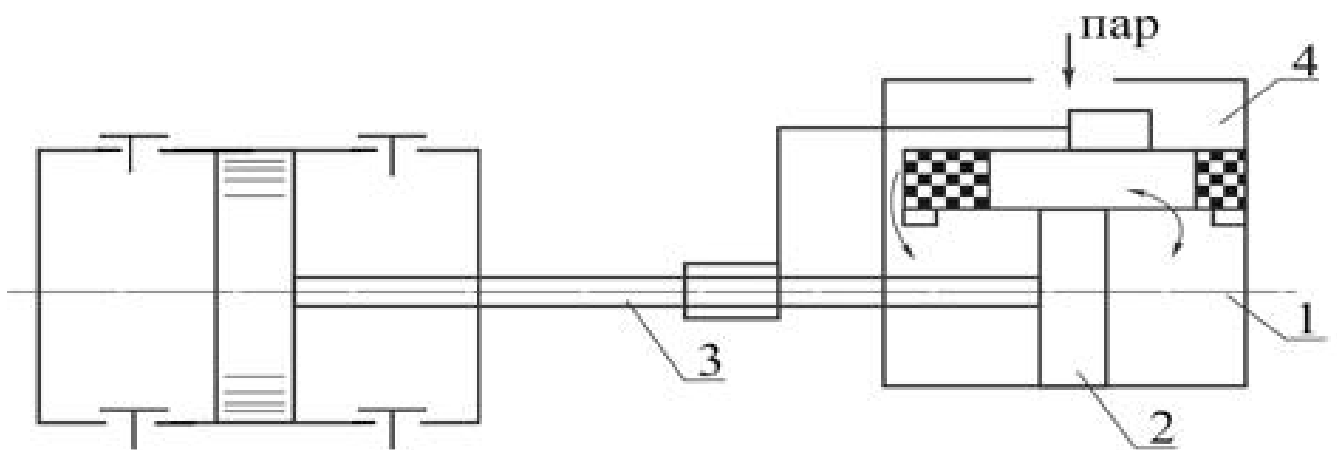
1. Приводные; 2. Прямого действия 3. Ручные.

1. **Приводные насосы** - это насосы, у которых в приводной части имеется кривошипно-шатунный механизм для преобразования вращательного движения приводного вала в возвратно-поступательное движение поршня. Приводная часть этих насосов соединяется с электродвигателем, двигателем внутреннего сгорания или паровой турбиной при помощи ремённой передачи или редуктора.



На рисунке выше приведена схема приводного насоса, у которого приводная часть состоит из крейцкопфа 1 (это деталь кривошипно-ползунного механизма, совершающая возвратно-поступательное движение по неподвижным направляющим и служащая для соединения штока поршня и шатуна в крейцкопфном блоке), шатуна 2 и кривошипного вала 3. Кроме этих частей, для снижения числа ходов поршня в приводной части обычно имеется редуктор.

2. Насосы прямого действия — это насосы, у которых поршень насоса общим штоком связан с поршнем двигателя, благодаря чему давление двигателя передается прямым действием через шток на поршень насоса. Основная особенность работы прямодействующих насосов — это отсутствие определенного закона движения поршня, обусловленного конструкцией привода. Изменение скорости движения поршня определяется сопротивлениями, встречаемыми со стороны жидкости. Поршень приводится в движение давлением упругой среды (пара), вследствие чего преодоление инерции жидкости в трубопроводах идет мягко, без заметного изменения давления при работе насоса.

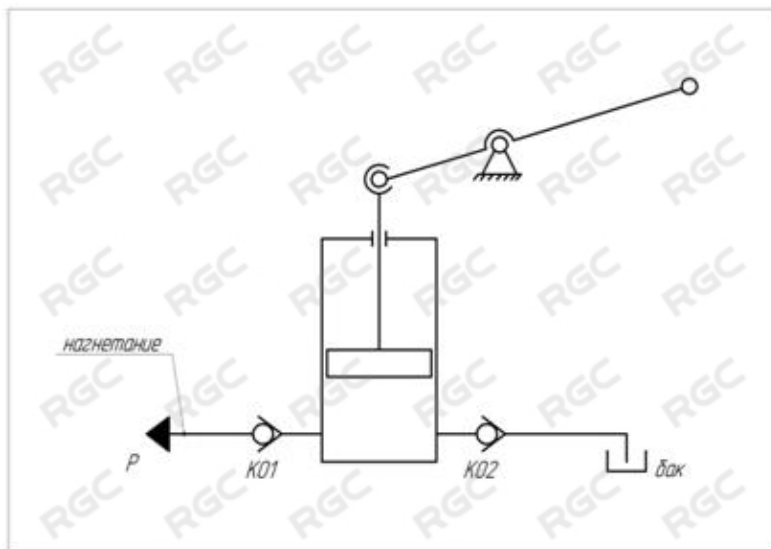


1 - цилиндр двигателя (паровой); 2 - поршень; 3 - шток; 4 - распределитель пара.

3. Ручные насосы используются в случаях, когда нет необходимости или возможности использовать электрические.

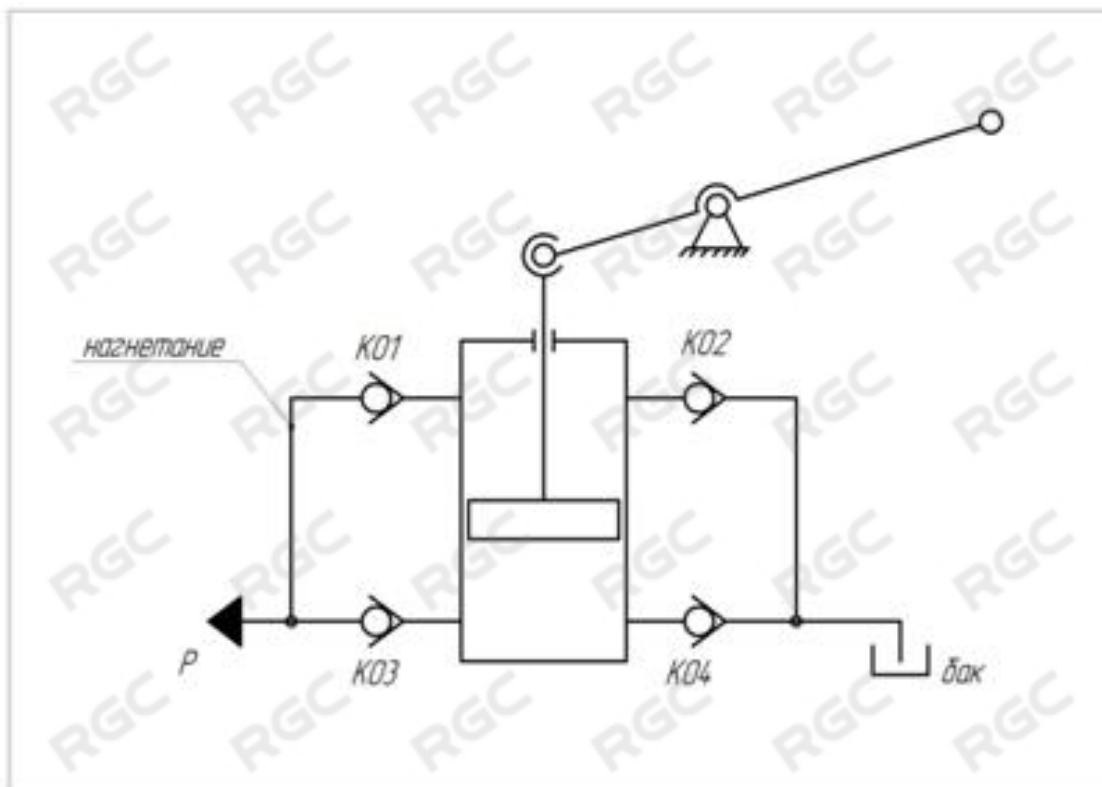
Ручные насосы просты в обслуживании и не зависят от наличия электрического тока, однако их мощность ограничена физическими возможностями человека, качающего воду.

Их используют, в основном, в бытовых целях: для подъема небольших объемов воды из колодцев, неглубоких скважин или водоемов.



Принцип действия ручного насоса одностороннего действия

При ходе поршня вверх через обратный клапан КО2 происходит всасывание жидкости из бака, клапан КО1 при этом закрыт. При ходе поршня вниз происходит вытеснение жидкости через клапан КО1 в напорный трубопровод, клапан КО2 – закрыт.



Ручной насос двустороннего действия

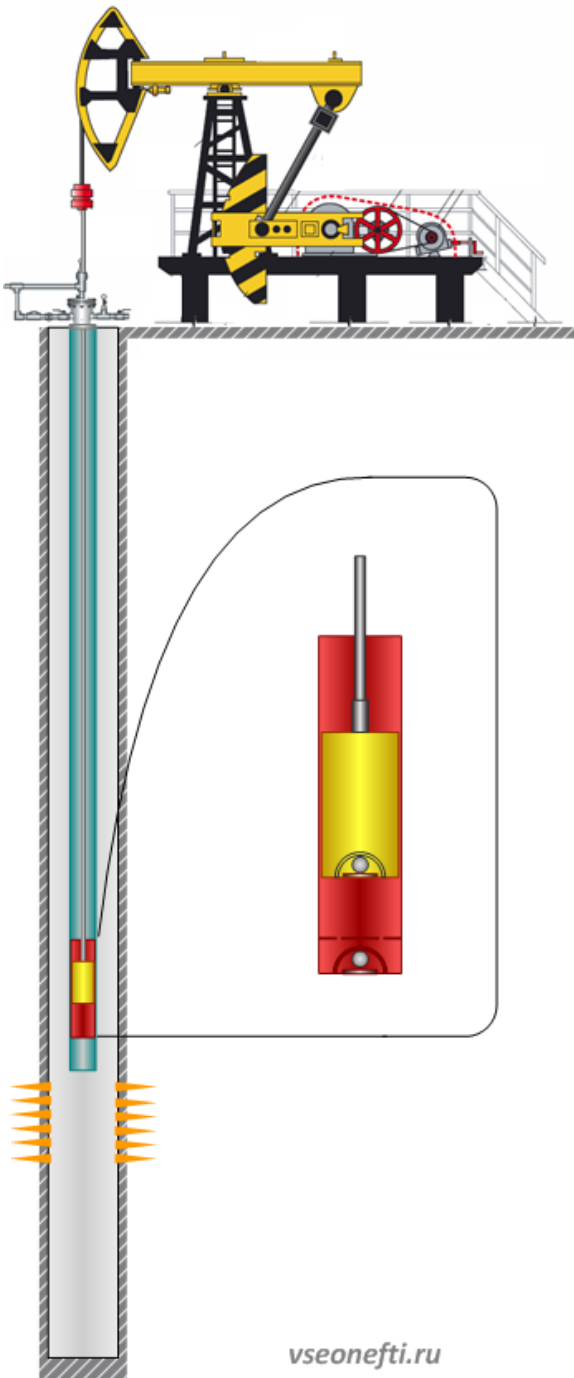
Ручные насосы делятся на два вида:

Поршневые насосы - используются для подъема воды с глубины до 7 метров. Они устанавливаются на поверхности. От насоса к воде протягивается колонна из труб или шланг.



Штанговые насосы - используются, если возникает необходимость откачки воды с глубины 9 и более метров. Качать воду с такой глубины обычный ручной поршневой насос уже не способен. Штанговый насос опускается до уровня воды, с поверхностью которой он соединяется жесткой колонной из труб. В колонне располагаются штанги, через которые усилие передается от рабочей

рукоятки к насосу. По этой же колонне качается вверх вода. Они способны качать воду с глубин до 30 метров.

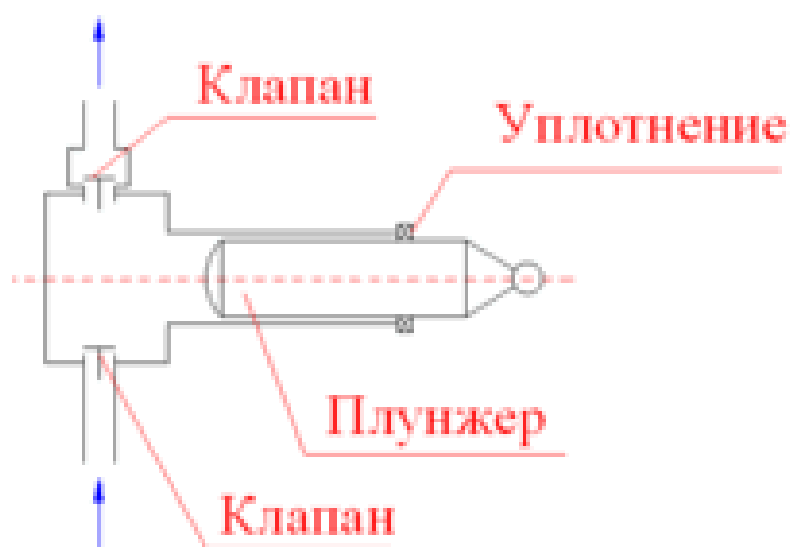


3. По конструкции поршня:

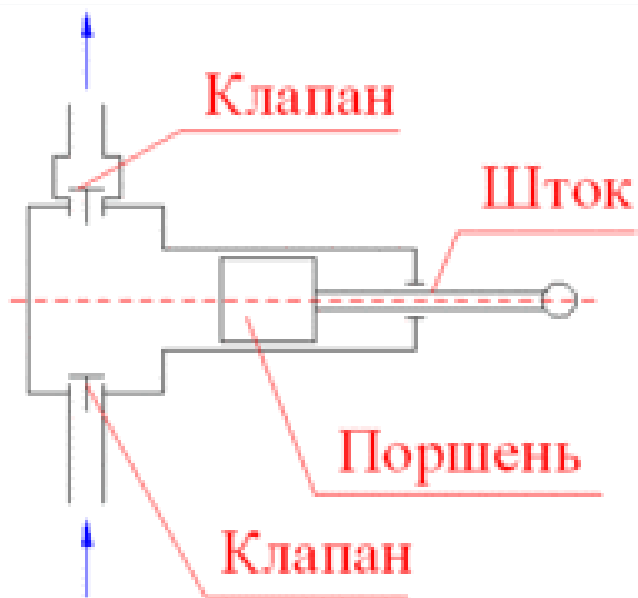
–плунжерные - это возвратно-поступательные насосы, рабочий орган которых выполнен в виде удлинённого поршня (плунжера) и имеющего внешнее уплотнение,

называемое сальниковым или щелевым. Определение «плунжер» подразумевает под собой поршень в гидравлической системе, совершающий возвратно-поступательные движения и плотно примыкающий к уплотнениям внутренних стенок цилиндра. Его внешний вид имеет цилиндрическую форму длиной, которая намного превышает диаметр. Уплотнитель, являющийся составной частью вытеснителя, находится на самом цилиндре, вследствие чего при движении последнего происходит его перемещение по поверхности плунжера, т.е. в отличие от поршня, плунжер представляет собой пустотелый цилиндр, который перемещается в уплотняющем сальнике не соприкасаясь со стенками рабочего цилиндра и изготавливаются в виде стержня(штока). В ряде случаев плунжер может иметь кольцевые канавки для размещения в них сальниковых уплотнений. В этом случае стенки цилиндра выполняют гладкими. Плунжер еще называют ныряло.

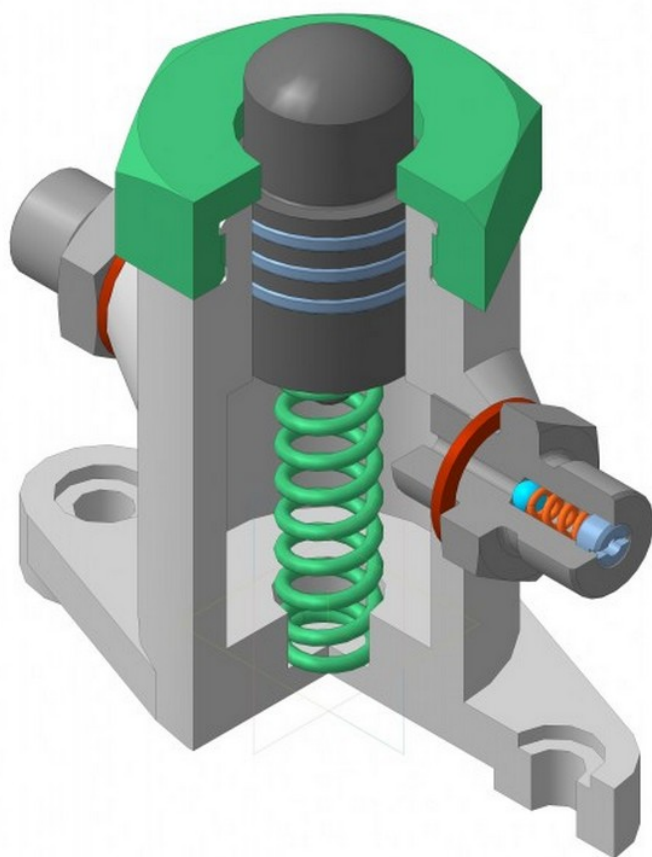
Применяется в тех случаях, когда необходимо получить в системе высокое давление и одновременно точное дозирование жидкости.



Плунжер



Поршень





-дифференциальные(ступенчатые) - в насосах этого типа всасывание жидкости происходит за один ход, а нагнетание - за два хода плунжера или поршня, т.е. всасывание происходит периодически, а нагнетание непрерывно. Плунжер дифференциального насоса - ступенчатый. *Дифференциальный насос* представляет собой по устройству промежуточную конструкцию между насосами одинарного и двойного действия. Напорный трубопровод, идущий от нагнетательного клапана, соединен в насосе с полостью цилиндра, в котором скользит поршень. При обратном движении поршня в напорный трубопровод попадает только часть жидкости, а другая часть заполняет освободившееся при прямом ходе поршня пространство рабочей камеры.

Эти поршня применяют в случаях, когда в одном цилиндре применяют несколько рабочих камер с различным полезным объемом. Этот вид поршней позволяет получать при одном и том же расходе жидкости различные скорости движения выходного звена, а также обладают равномерностью подачи, как и поршневые насосы двойного действия.





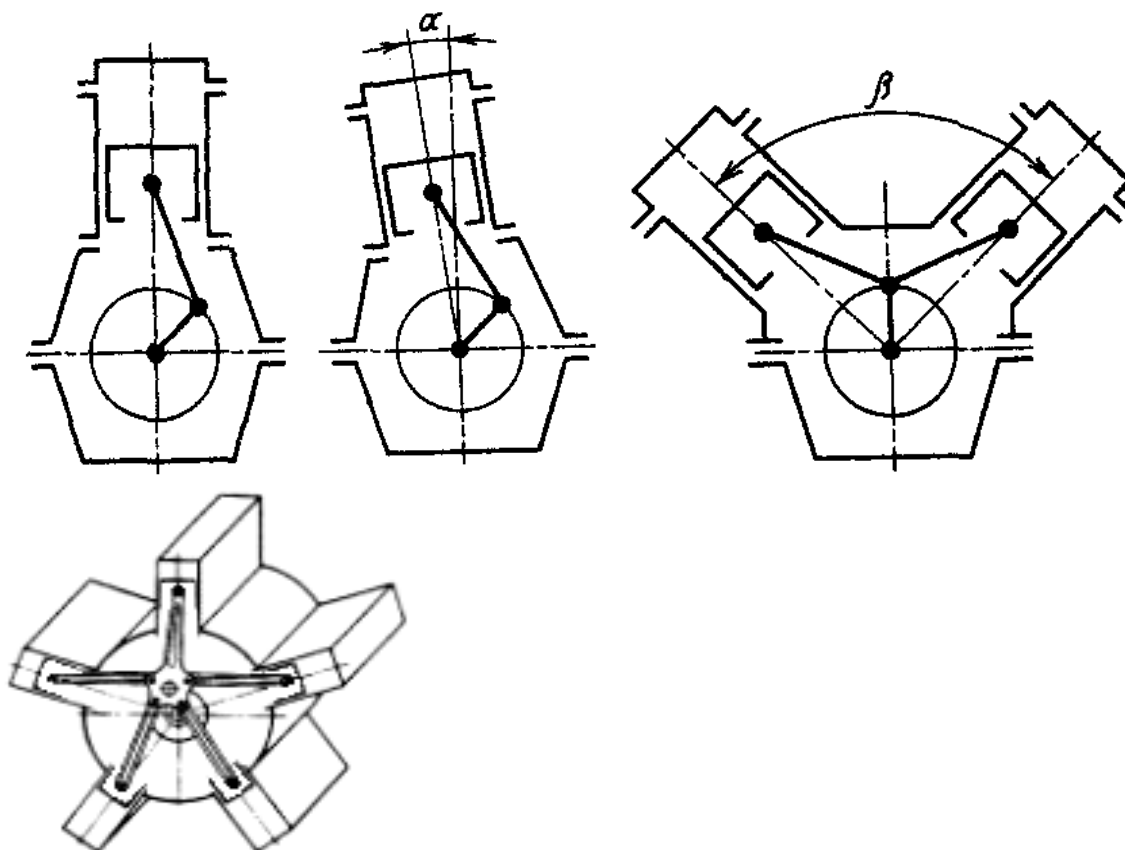
- **дисковые** – это динамические насосы, в которых жидкая среда перемещается от центра к периферии вращающихся дисков в результате взаимодействия с ними. Поршня дискового типа имеют внешнее уплотнение и у них длина не превышает их диаметр. Характеризуются малыми значениями подачи и напора.

В дисковом насосе применяется принцип безударного перекачивания, который отличается как от центробежного, так и от поступательного перемещения. Перекачивающий механизм представляет собой набор параллельных, отстоящих на равном расстоянии друг от друга дисков, которые перемещают жидкость, используя силы пограничного слоя и вязкостного сопротивления. Когда жидкость поступает в насос, ее частицы входят в сцепление с поверхностью его дисков, образуя пограничный слой. По мере вращения дисков, происходит передача энергии последующим слоям частиц жидкости, находящейся между дисками, с генерированием градиентов давления и скорости, направленных поперек к ширине перекачивающего механизма



4. По числу цилиндров и расположению цилиндров:

По расположению цилиндров насосы подразделяют на: горизонтальные, вертикальные, V-образные, звездообразные, однорядные, двурядные, многорядные.



1. Рядное вертикальное расположение цилиндров;
2. Рядное с наклоном оси по вертикали;
3. V-образное расположение;
4. Звездообразное расположение цилиндров.

5. По способу распределения жидкости:

-с **автоматическим** – в этом случае клапаны в цилиндре автоматически открываются и закрываются благодаря разности давлений при движении поршня;

-с **принудительным** – в этом случае клапаны впускают и выпускают жидкость из цилиндра только при определенном положении поршня в нем.

6. По роду перекачиваемой жидкости:

- обыкновенные – для перекачки пресной и морской воды;
- горячие - для перекачки жидкостей, имеющих высокую температуру нагрева;
- буровые - для перекачки промывочных растворов при бурении скважин и др;
- специальные – для перекачки, например, кислот, щелочей и т.п.

7. По быстроходности рабочего органа:

- тихоходные, с числом двойных ходов поршня (плунжера) в минуту 40-80;
- средней быстроходности, с числом двойных ходов поршня (плунжера) в минуту 80-150;
- быстроходные, с числом двойных ходов рабочего органа в минуту 150-350.

8. По развиваемому давлению:

- малого давления $P < 1$ МПа;
- среднего давления $P = 1 \dots 10$ МПа;
- высокого давления $P > 10$ Мпа

9. По подаче:

- с малой подачей с диаметром поршня $D < 50$ мм;
- со средней подачей с диаметром поршня $D = 50 \dots 150$ мм;
- с большой подачей с диаметром поршня $D > 150$ мм.

Кроме поршневых в гидроприводах широко применяют следующие типы насосов:

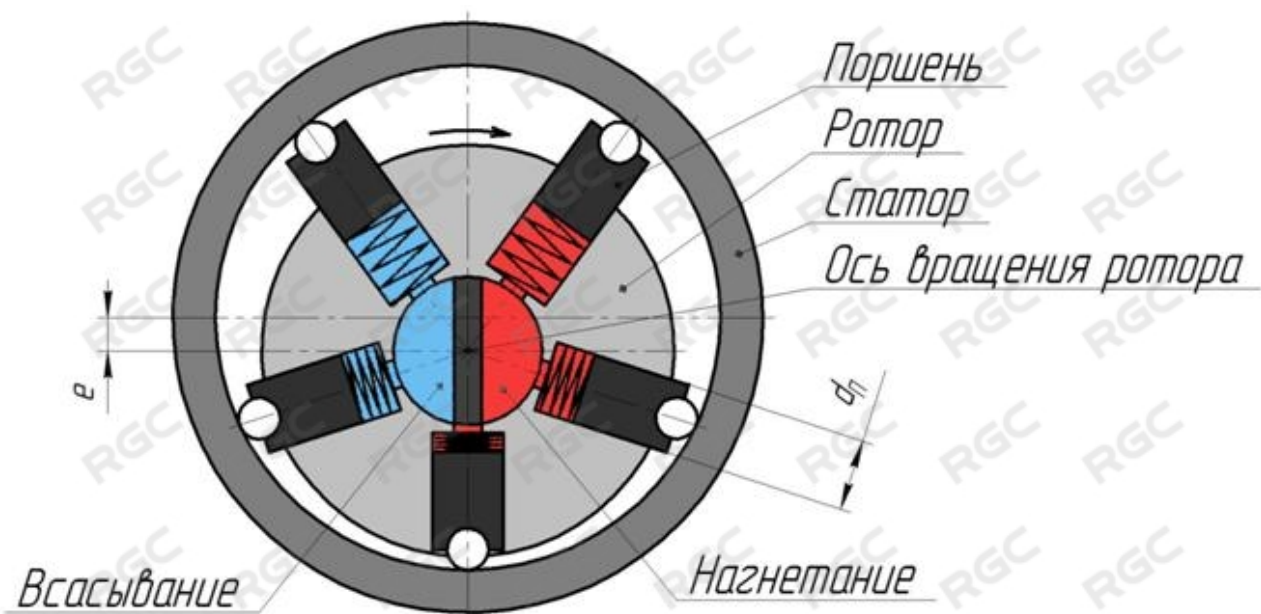
Радиально-поршневые насосы

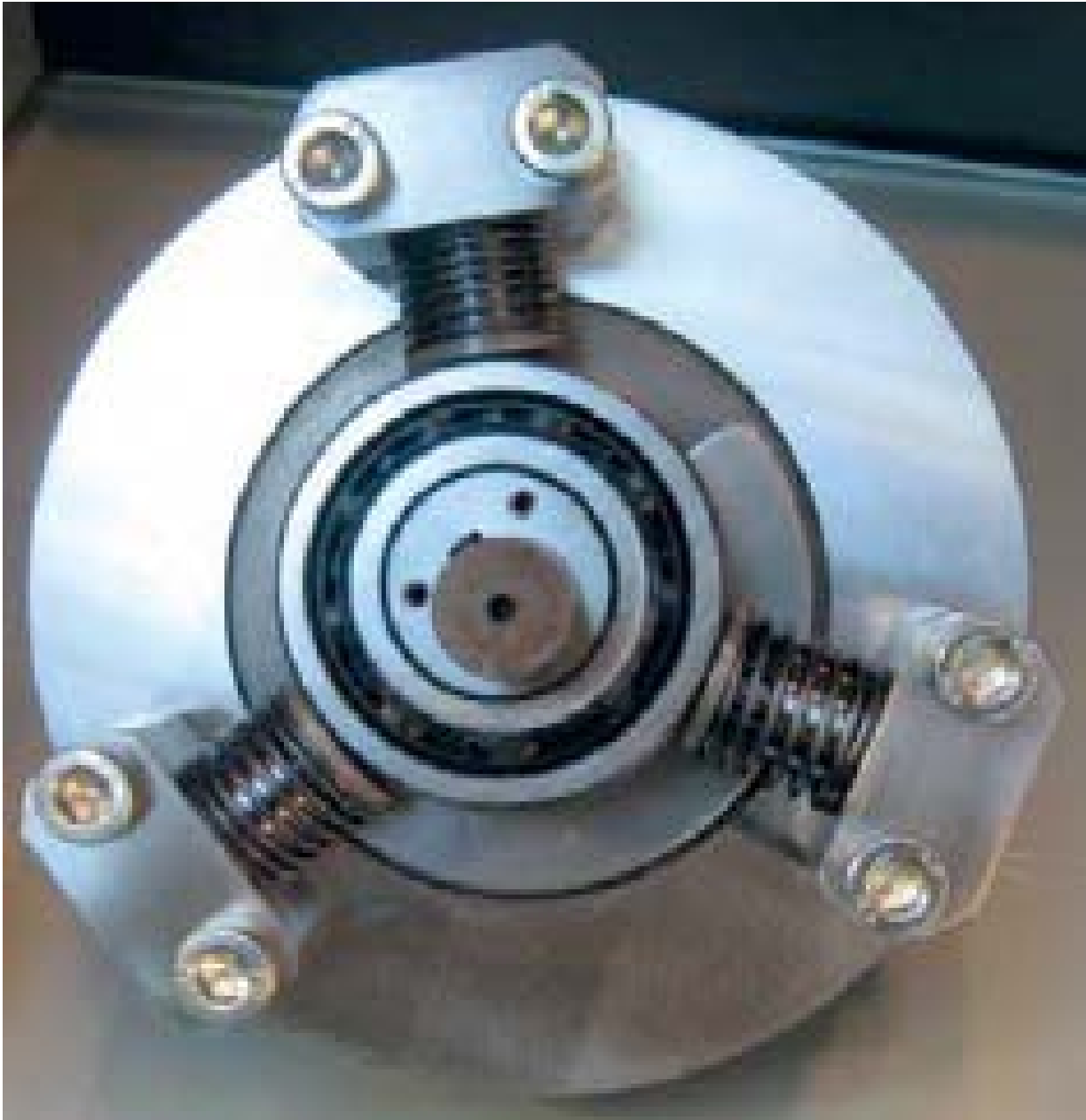
Эти насосы применяются для гидросистем с высоким давлением (свыше 40МПа). Они способны длительно создавать давления до 100МПа. Отличительной особенностью насосов данного типа является их тихоходность, частота вращения насосов данного типа не превышает 1500-2000 об/мин. Частоты вращения до 3000 об/мин можно встретить только для насосов рабочим объемом не более 2-3 см³/об.

Радиально-поршневые насосы бывают двух типов:

- с эксцентричным ротором;
- с эксцентричным валом.

Радиально-поршневой насос с **эксцентричным ротором** изображен на рис. ниже. Конструктивно поршневая группа насоса установлена в роторе насоса. Ось вращения ротора и ось неподвижного статора смещены на величину эксцентриситета e . При вращении ротора поршни совершают поступательное движение. Величина хода составит $2e$. Насос данной конструкции имеет золотниковое распределение жидкости. При вращении цилиндры поочередно соединяются с полостями слива и нагнетания разделенными перегородкой золотника, расположенного в центре.

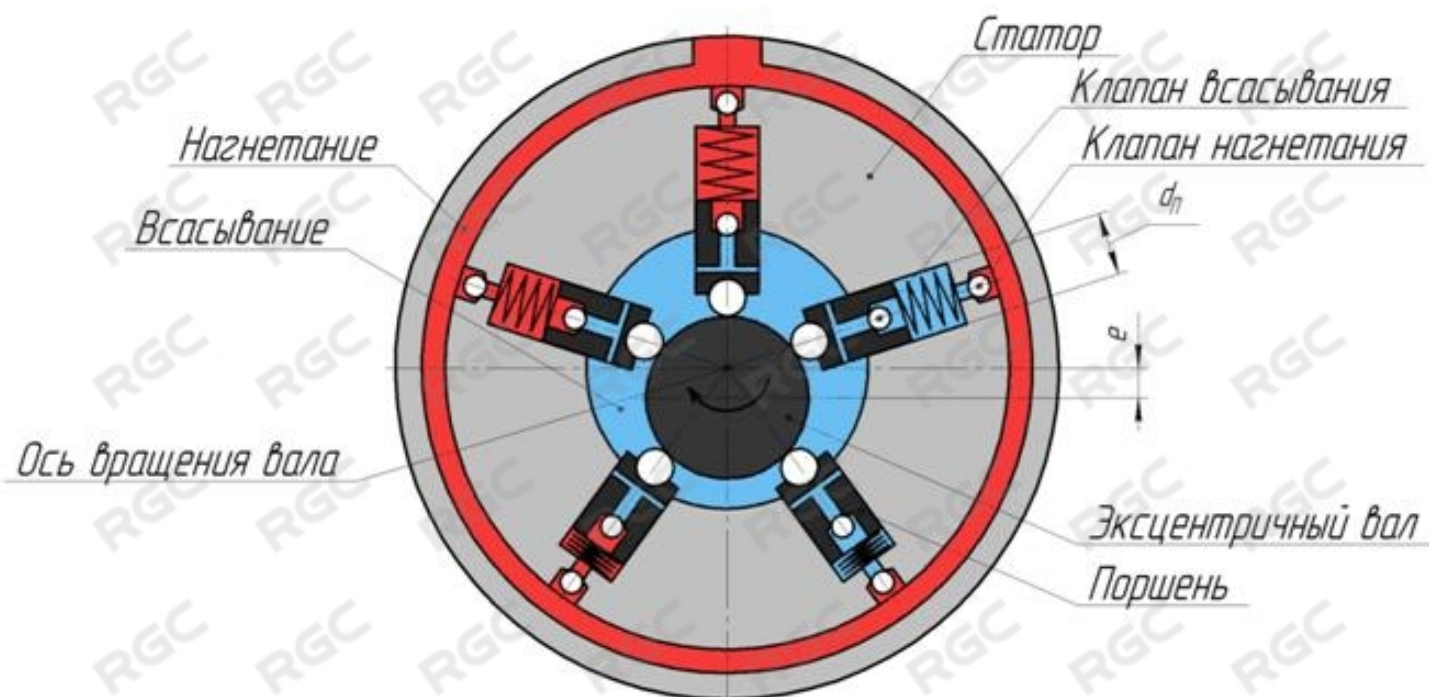




Радиально-поршневой насос с эксцентричным валом изображен на рис. ниже. Конструктивно поршневая группа насоса установлена в статоре насоса. Ось вращения вала и ось неподвижного статора совпадают, но на валу имеется кулачок, который смещен на величину e относительно центра вращения вала. При вращении вала, кулачок заставляет поршни совершать поступательное движение. Величина хода составит $2e$. Насос данной конструкции имеет

клапанное распределение жидкости. При вращении вала поршни выдвигаясь из цилиндров наполняются жидкостью через клапана всасывания. Нагнетание жидкости происходит через клапана нагнетания при вхождении поршней в цилиндры.

Радиально-поршневые насосы с эксцентриком, как правило, имеют нечетное число качающих узлов, поскольку в этом случае наложение объемных потоков, подаваемых отдельными узлами, позволяет получить минимальную пульсацию суммарного потока рабочей жидкости на выходе из насоса.





Рабочий объем гидромашин данного типа определяется, как:

$$q_0 = \frac{d_{\pi}^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z$$

где z – число поршней
 d_{π} – диаметр поршня
 e – эксцентриситет

Радиально поршневые насосы могут иметь конструкцию с переменным рабочим объемом. Регулировка рабочего объема происходит за счет изменения величины эксцентриситета e .

Наибольшее распространение получили радиально-поршневые насосы с эксцентричным валом в виду более простой конструкции. Фотографии радиально-поршневых насосов с эксцентричным валом представлены на рис. ниже.

К достоинствам данного типа насосов относят:

- простота конструкции;
- высокая надежность;
- работа на давлениях до 100Мпа;
- относительно малый осевой размер.

К Недостаткам относят:

- высокая пульсация давления;
- малые частоты вращения вала;
- большой вес конструкции по отношению к аксиально-поршневым машинам.

Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневые насосы – это разновидность роторно-поршневых гидромашин с аксиальным расположением цилиндров (т.е. располагаются вокруг оси вращения блока цилиндров, параллельны или располагаются под небольшим углом к оси). Существует деление по типу вытеснителя на аксиально - плунжерные и аксиально-поршневые гидромашин. Отличаются они тем, что в первых в качестве вытеснителей используются плунжеры(длина намного больше диаметра), а во вторых — поршни см. рис. ниже



Эти насосы имеют высокую удельную мощность и обладают высоким КПД. Насосы этого типа способны давать давление до 40МПа и работать на высоких частотах вращения (насосы общего применения имеют частоты до 4000 об/мин, но существуют специализированные насосы этого типа с частотами вращения до 20000 об/мин).

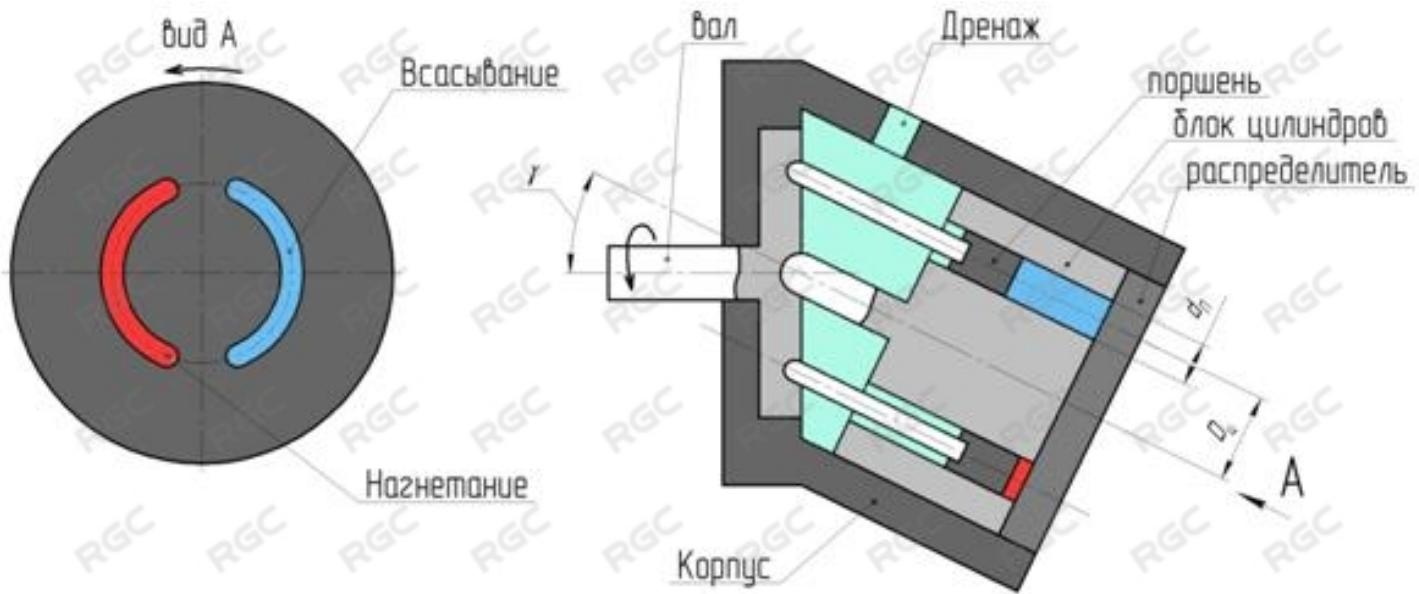
Все аксиально поршневые насосы делят на 2 типа:

С наклонным блоком (ось вращения блока цилиндров располагается по углом к оси вращения вала);

С наклонным диском (ось вращения блока цилиндров совпадает с осью вращения вала).

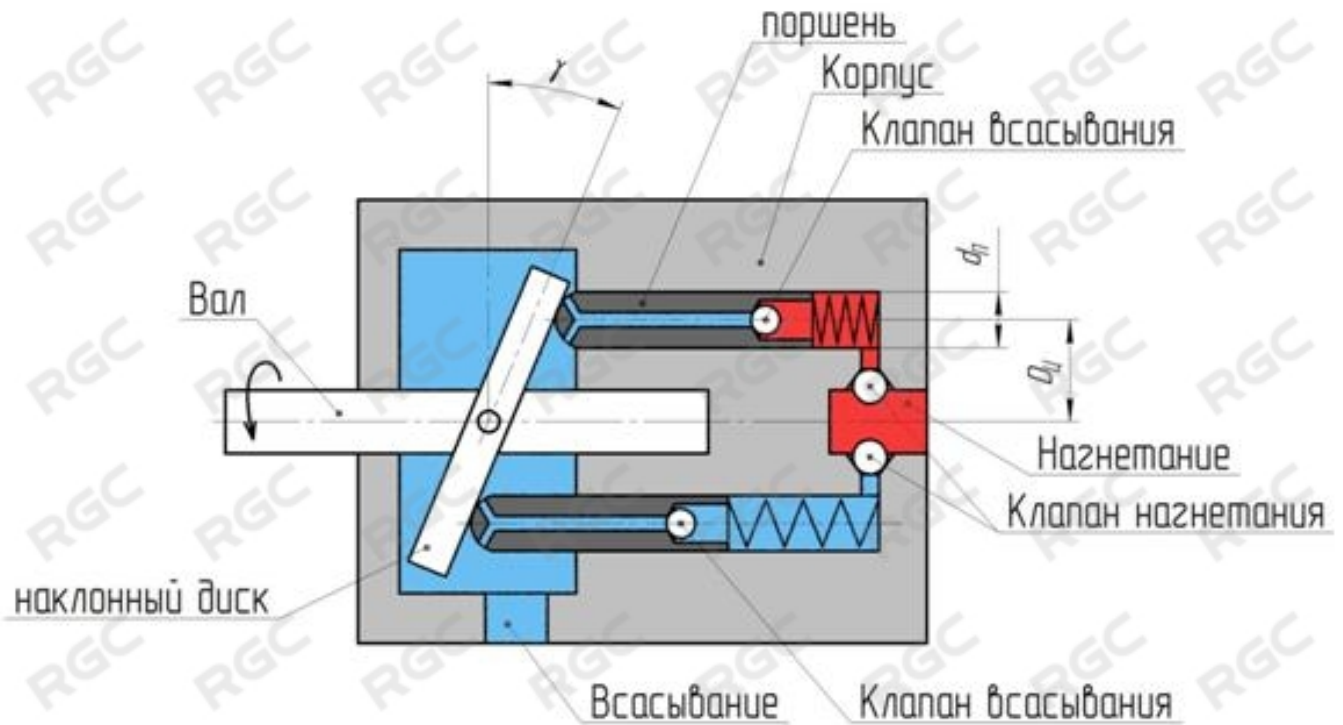
На рис. ниже показана конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров. При вращении вала насоса, вращается шарнирно соединенный с ним блок цилиндров. При этом поршни совершают поступательные движения. Блок цилиндров прилегает к распределителю который имеет два паза: один паз соединен с линией всасывания, а другой с линией нагнетания. При выдвигении поршня цилиндр движется над пазом всасывания (см. вид А на рис.) и наполняется жидкостью. После прохождения нижней мертвой точки (точки в которой поршень находится в максимально выдвинутом состоянии) цилиндр соединяется с пазом нагнетания в распределителе и начинает вытеснять жидкость из цилиндра пока не достигнет верхней мертвой точки (точки в которой поршень находится в максимально утоленном в цилиндр состоянии). Далее Цилиндр снова соединяется с пазом всасывания и цикл повторяется. Система распределения

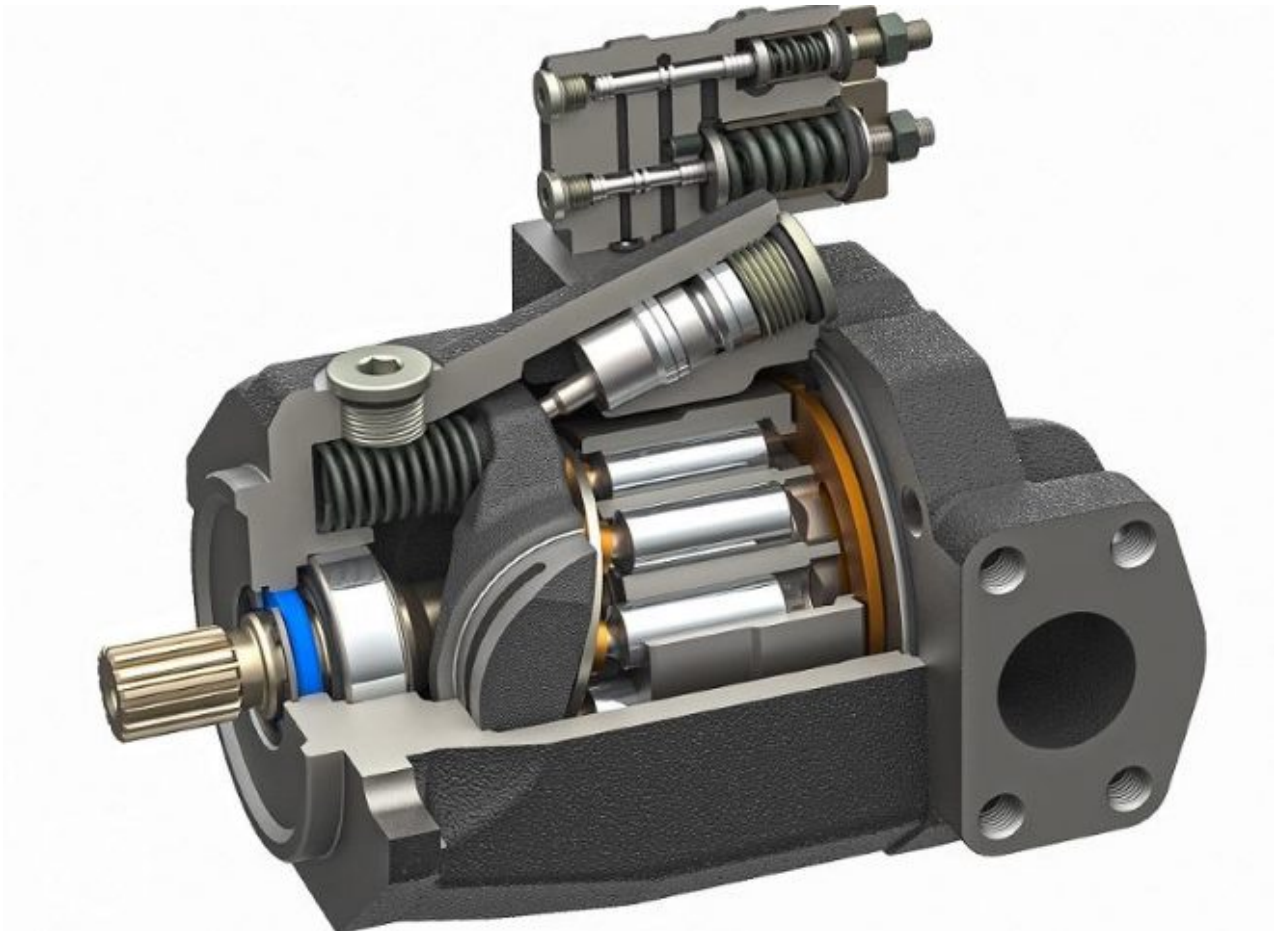
используемая в данной конструкции насоса называется золотниковой.



Утечки из цилиндров во время нагнетания скапливаются в корпусе насоса. Чтобы не допустить роста давления в корпусе, на насосах данной конструкции имеется линия дренажа. Если ее заглушить, то это приведет к выходу из строя манжеты вала и нарушению герметичности насоса, а в некоторых случаях – к разрушению корпуса насоса.

На рис. ниже показана конструкция насоса с наклонным диском.





где z – число поршней;

$d_{п}$ – диаметр поршня;

$D_{ц}$ – диаметр расположения цилиндров;

γ – угол наклона диска(блока)

Принцип работы насоса с наклонным диском аналогичен работе насоса с наклонным блоком. Насос данной конструкции также имеет золотниковое распределение. Отличие конструкций состоит в соосности осей вала и блока цилиндров.

Рабочий объем аксиально-поршневых насосов можно рассчитать из следующего выражения:

$$q_0 = \frac{d_{п}^2 \cdot \pi}{4} \cdot D_{ц} \cdot z \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

Достоинства и недостатки насосов аксиально-поршневого типа:

Достоинства:

- простота конструкции;
- работа на давлениях до 70Мпа;
- высокий КПД;
- частоты вращения до 4000 об/мин;
- высокая удельная мощность.

Недостатки:

- высокая пульсация давления;
- высокая стоимость по сравнению с другими типами гидронасосов.

Шестеренные насосы

Шестеренные насосы относятся к типу роторных гидромашин. Рабочими элементами (вытеснителями) являются две вращающиеся шестерни. Различают два основных типа таких насосов:

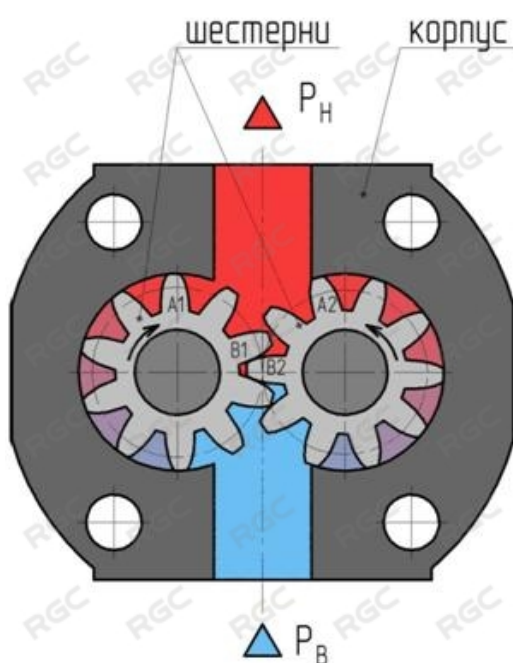
- Насосы внешнего зацепления;
- Насосы внутреннего зацепления.

Шестеренные насосы распространены в гидросистемах с невысокими (до 20 МПа) давлениями. Их применяют в различной технике, мобильной гидравлике, системах смазки. Широкое распространение шестеренные насосы получили за простоту конструкции, компактность и малый вес. Но наряду с этим у них низкое значение КПД (не более 0,85), низкое рабочее давление, и небольшой ресурс (особенно на давлениях ≈ 20 МПа). Шестеренные насосы могут работать на частотах вращения до 5000об/мин.

Существуют образцы шестеренных насосов на давления до 30МПа однако ресурс таких насосов на порядок ниже.

Шестеренные насосы с шестернями внешнего зацепления

Основными элементами шестеренных насосов внешнего зацепления являются шестерни. При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев переносится из линии всасывания в линию нагнетания, см рис. ниже. Поверхности зубьев A1 и A2 вытесняют при вращении шестерен больше жидкости чем может поместиться в пространстве освобожденном зацепляющимися зубьями B1 и B2. Разность объемов, высвобождаемых двумя парами зубьев вытесняется в линию нагнетания. В месте зацепления шестерен при работе насоса образуются области «запертого» объема, что вызывает пульсации давления в линии нагнетания.



Рабочий объем шестеренного насоса можно определить из зависимости:

$$q_0 = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi$$

где **m** – модуль зубьев;

z – число зубьев;

b – ширина зуба;

h – высота зуба.

Шестерни насосов внешнего зацепления в большинстве конструкций имеют прямой зуб, однако встречаются конструкции таких насосов с косым и шевронным зубом. Преимущество применения косоугольного зуба состоит в меньшем уровне пульсаций за счет того, что в месте зацепления «запертые» объемы не образуются. Недостатком конструкций с косым зубом является возникающая осевая сила, для восприятия которой нужно включать в конструкцию упорные подшипники. Этот недостаток отсутствует в насосах с шевронным зубом, где осевая сила компенсируется формой зуба. У насосов с шевронным зубом также малый уровень пульсаций.

Достоинства и недостатки шестеренных насосов внешнего зацепления:

Достоинства:

- простота конструкции;
- частоты вращения до 5000 об/мин;
- низкая стоимость.

Недостатки:

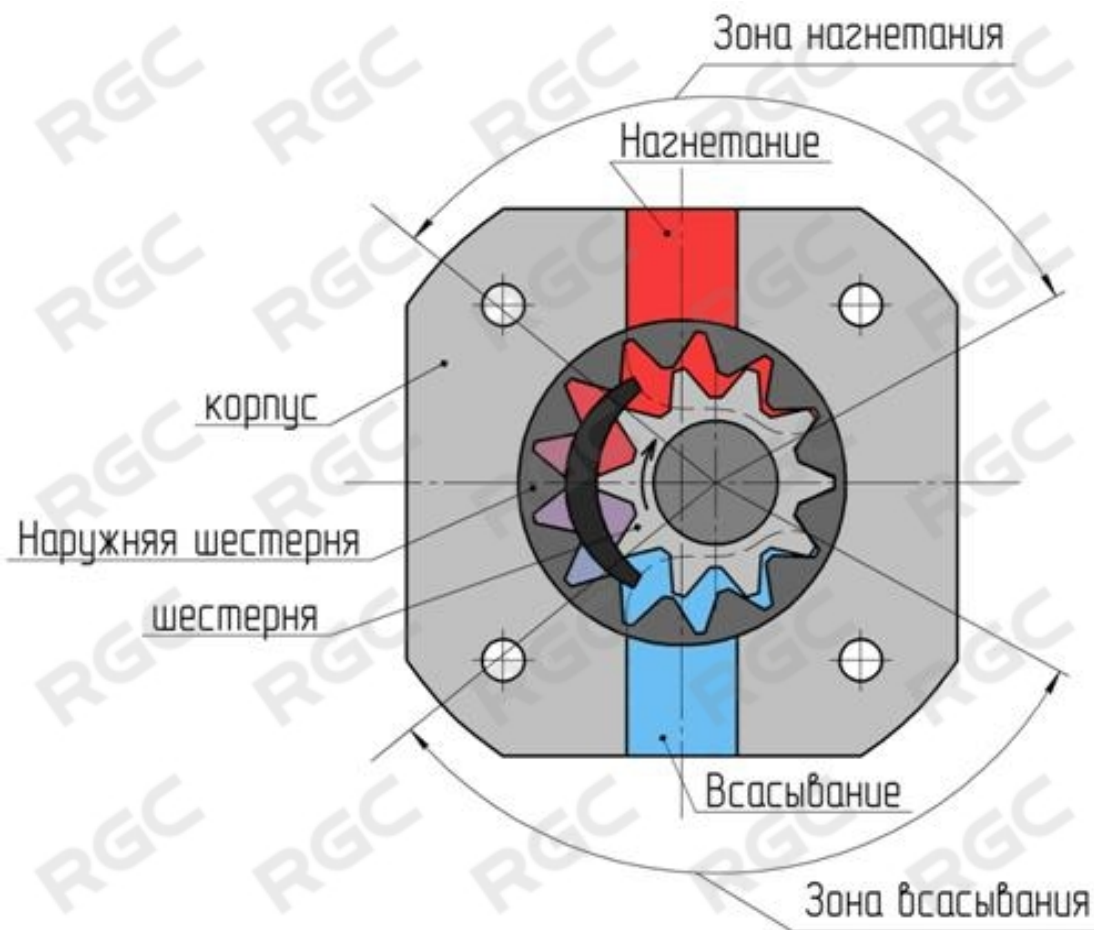
- высокая пульсация давления;
 - низкий КПД;
- сравнительно низкие давления.

Шестеренные насосы с шестернями внутреннего зацепления

Отличительной особенностью шестеренных насосов внутреннего зацепления является меньший уровень пульсаций и, как следствие, малый уровень шума. В связи с этим они находят широкое применение в стационарных машинах и механизмах, а также на мобильной технике работающей в закрытых помещениях.

Принцип работы шестеренного насоса с внутренним зацеплением состоит, как и у насосов внешнего зацепления, в переносе жидкости во впадинах шестерен от линии всасывания в линию нагнетания. В зоне всасывания при вращении шестерен объем камеры, образованной зубьями шестерен и серпообразным разделителем,

увеличивается, см. рис. ниже. При этом происходит наполнение рабочей камеры жидкостью из линии всасывания. В зоне нагнетания происходит процесс вытеснения рабочей жидкости в линию нагнетания, т.к. объем камеры в этой зоне при вращении шестерен уменьшается. При зацеплении зубьев positively сказывается их специальная форма, при которой практически не имеется запираемых объемов (как это имеет место в насосах с наружным зацеплением), что также способствует снижению шума.





Рабочий объем шестеренного насоса с внутренним зацеплением можно определить из зависимости:

$$q_0 = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi$$

где **m** – модуль зубьев;

Z – число зубьев внутренней шестерни;

b – ширина зуба;

h – высота зуба.

Конструктивный разрез шестеренного насоса с внутренним зацеплением показан на рис. 17.

Достоинства и недостатки шестеренных насосов внутреннего зацепления

Достоинства:

Простота конструкции;

Частоты вращения до 4000 об/мин

Низкий уровень шума;

Низкая стоимость.

Недостатки:

Низкий КПД;

Сравнительно низкие давления.

Пластинчатые (шиберные) насосы

Пластинчатые насосы - это гидромашины в которых роль вытеснителя рабочей жидкости выполняют радиально расположенные пластины (шиберы), которые совершают возвратно-поступательные движения при вращении ротора.

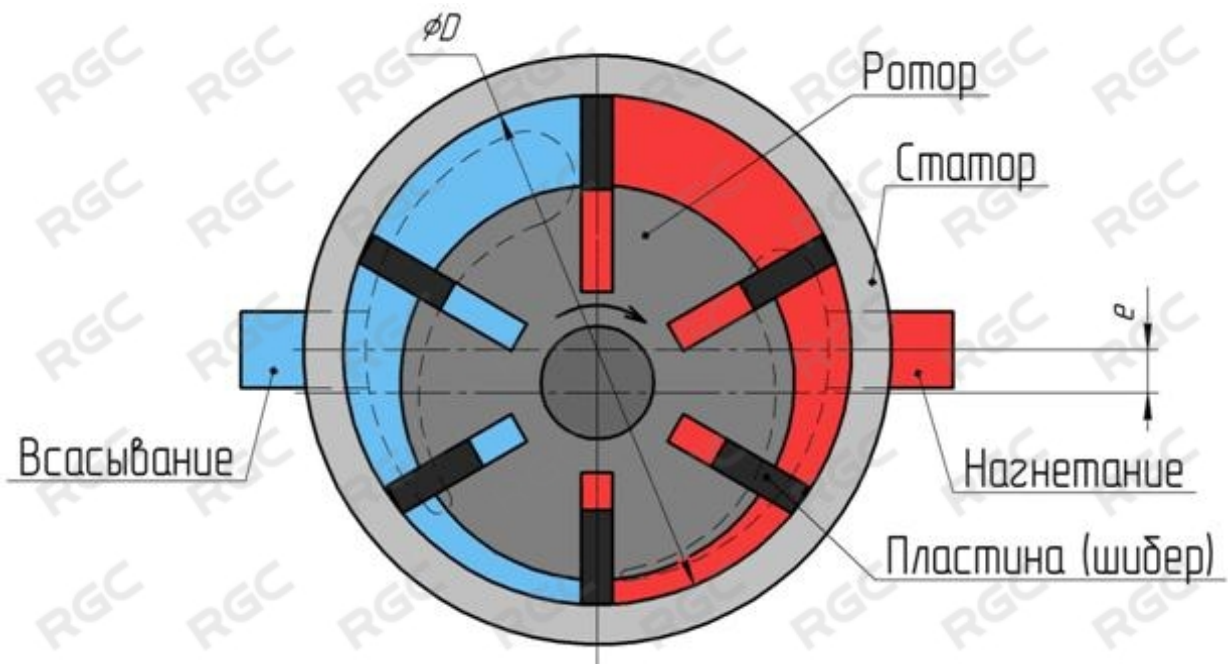
Различают пластинчатые гидронасосы однократного действия и двойного действия. У насосов однократного действия за один оборот вала процесс всасывания и нагнетания осуществляется один раз, в машинах двойного действия - два раза.

Пластинчатые насосы имеют низкий уровень шума и хорошую равномерность подачи. Также эти насосы имеют сравнительно большие рабочие объемы при небольших габаритах. Пластинчатые гидронасосы могут работать на давлениях до 21МПа при частотах вращения до 1500 об/мин.

Насос однократного действия

Принцип работы насоса однократного действия состоит в следующем. При сообщении вращающего момента валу насоса ротор насоса приходит во вращение, см. рис. ниже. Под действием центробежной силы пластины прижимаются к корпусу статора, в результате чего образуется две полости, герметично отделённых

друг от друга. При прохождении пластин через область всасывания, объем рабочих камер между ними увеличивается и происходит всасывание рабочей жидкости. При прохождении пластин через область нагнетания, объем рабочих камер между ними уменьшается и происходит вытеснение рабочей жидкости в линию нагнетания. Для обеспечения прижима пластин в зоне нагнетания в полость под ними подводится давление из линии нагнетания. В некоторых случаях дополнительный прижим пластин организуется за счет установки пружин под пластины.





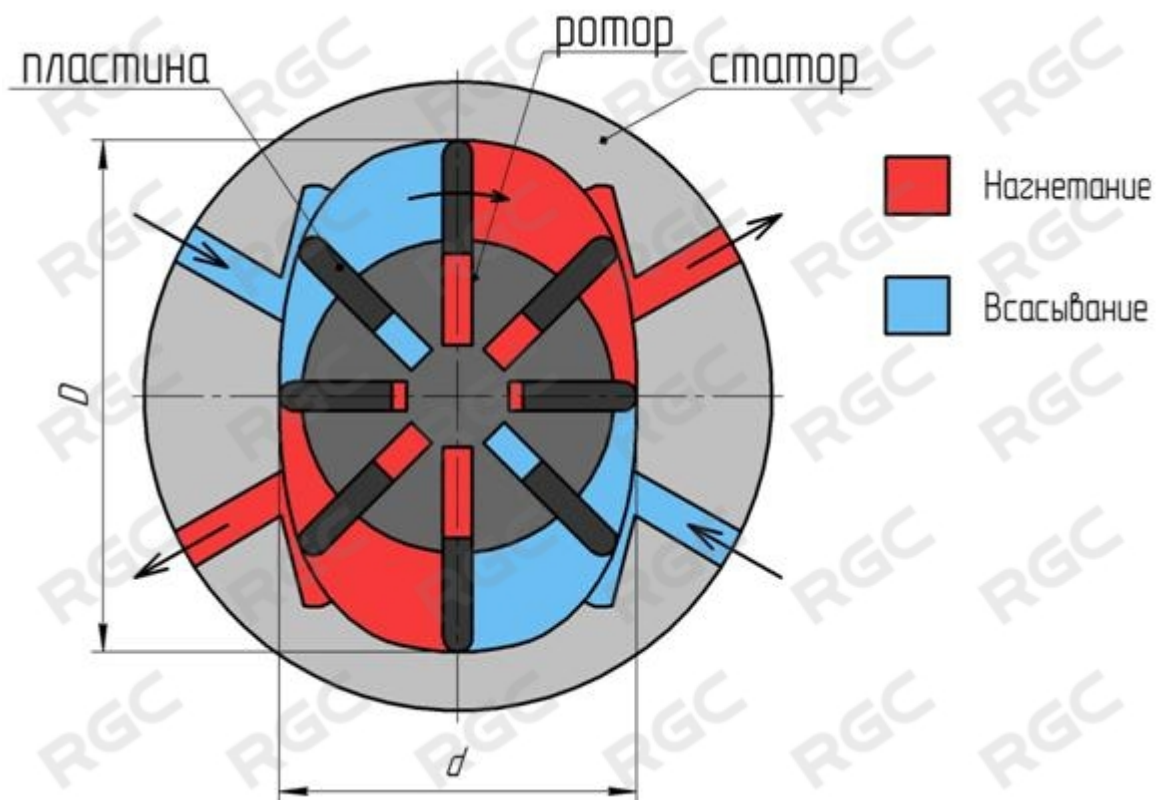
Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия рассчитывается как:

$$q_0 = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot e \cdot D$$

где **e** – эксцентриситет;

b – ширина пластины.

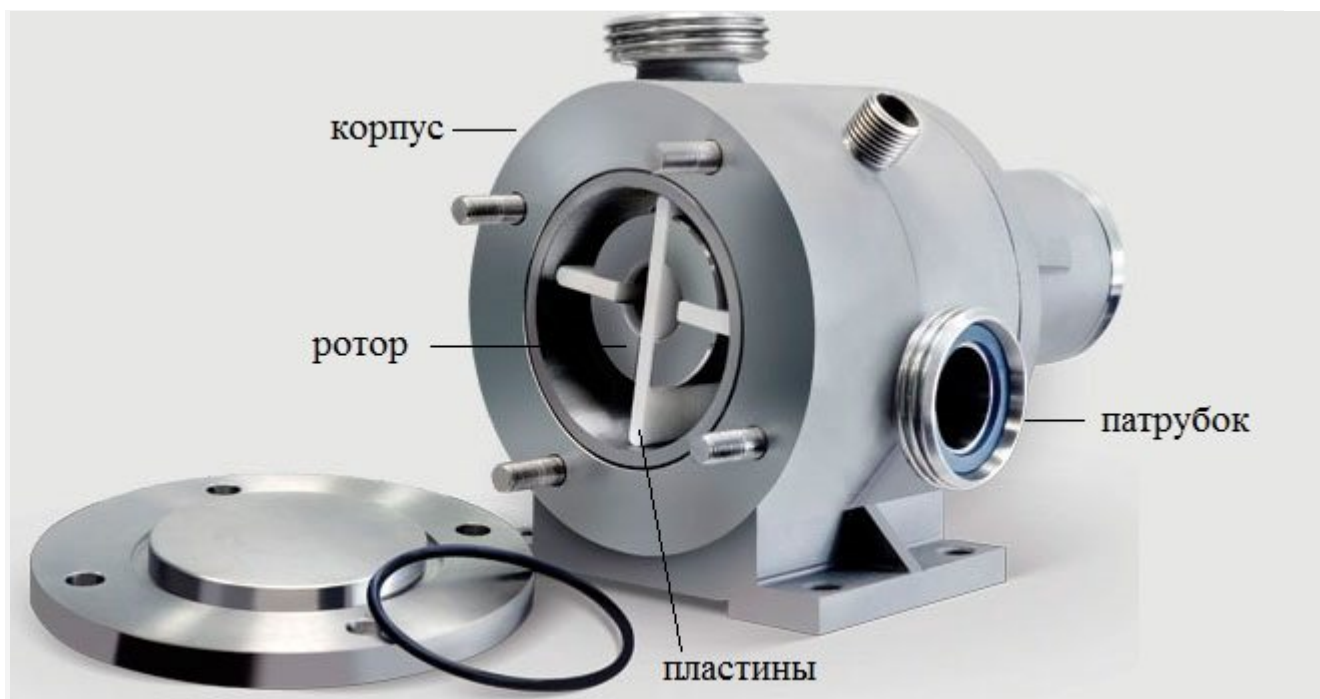
Насосы однократного действия конструктивно могут иметь исполнения с регулируемым рабочим объемом. Регулировка рабочего объема происходит за счет изменения величины эксцентриситета **e**.



Насос двойного действия



Основные части любого пластинчатого (шиберного) насоса



Достоинства и недостатки пластинчатых насосов однократного действия

Достоинства:

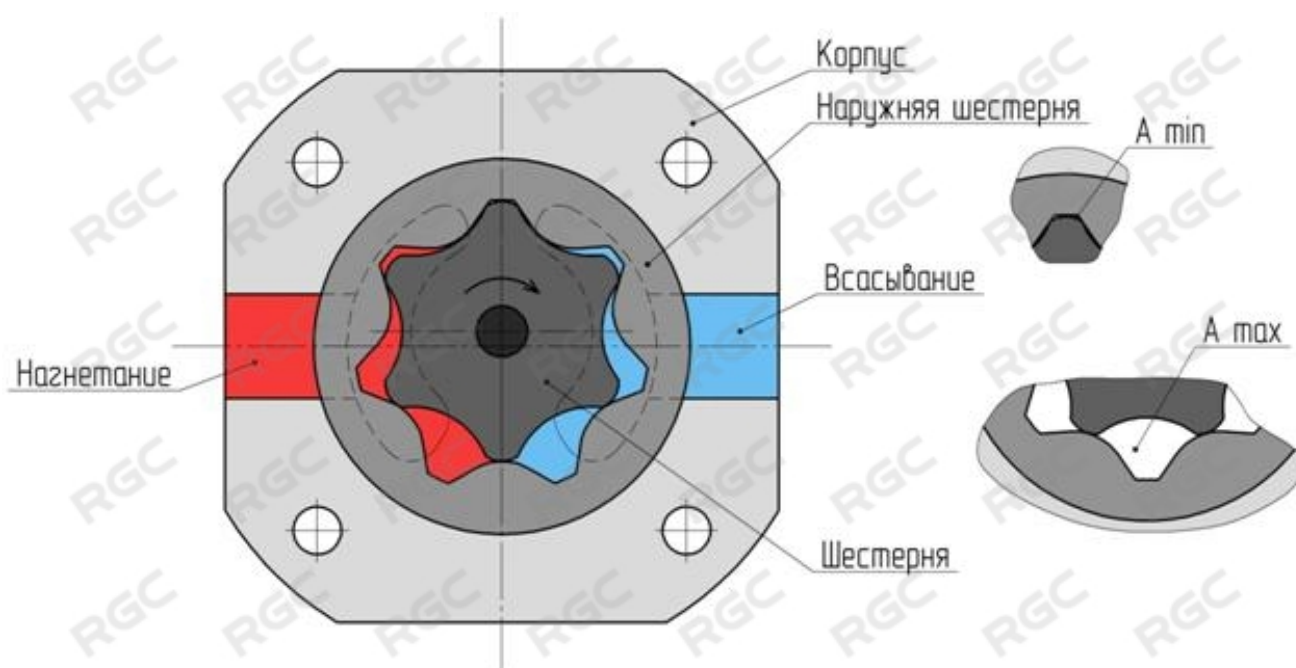
- Низкий уровень шума;
- Низкий уровень пульсаций;
- Возможность регулировки рабочего объема;
- Низкая по сравнению с роторно-поршневыми насосами стоимость;
- Не очень требователен к чистоте рабочей жидкости.

Недостатки:

- Большие нагрузки на подшипники ротора;
- Сложность уплотнения торцов пластин;
- Низкая ремонтпригодность;
- Сравнительно невысокие давления (до 7МПа).

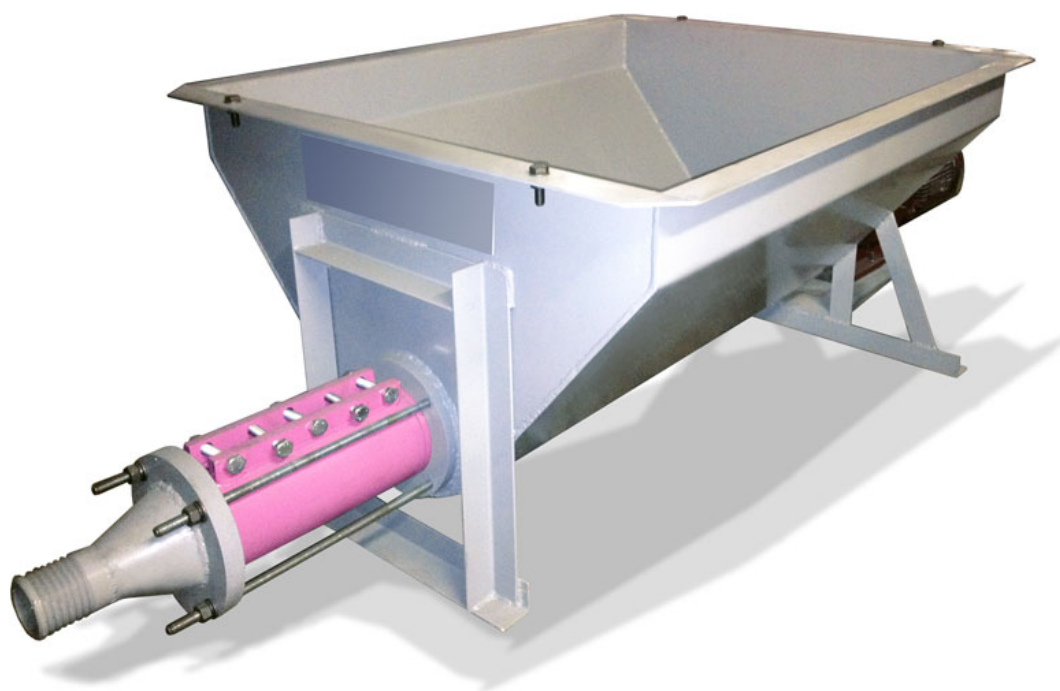
Героторные насосы

Героторные насосы - это разновидность шестеренных насосов с внутренним зацеплением и представляют собой самовсасывающий насос объемного действия, предназначенный для напорной транспортировки растворных смесей различных видов с твердыми частицами размером до 8мм. Они могут подавать растворы на высоту до 50м и по горизонтали на расстояние до 100м. Основным механизмом в них – это героторная пара, состоящая из эластичного статора и твердосплавного ротора. Отличие от классической конструкции шестеренного насоса с внутренним зацеплением состоит в отсутствии серпообразного разделителя. Разделение полостей всасывания и нагнетания реализовано за счет применения специального профиля. Его форма такая, что в зоне, где должен находиться серпообразный разделитель, обеспечен постоянный контакт шестерен, см. рис. ниже. Героторные насосы обычно используют при невысоких давлениях (до 15МПа) и подачах до 120 л/мин. При этом частоты вращения составляют не более 1500 об/мин. Основное их преимущество – это равномерность подачи рабочих жидкостей и растворов.





Эксцентрично-винтовой героторный насос(самовсасывающий насос объемного действия), см. рис выше. Рабочий орган – сменная героторная пара – эластичный статор и винтовой ротор. При вращении винтового ротора транспортируемый материал попадает в открытые полости статора и перемещается в сторону разгрузки, при этом винтовой ротор, поворачиваясь вокруг своей оси, обеспечивает герметизацию полостей.



Достоинства и недостатки героторных насосов

Достоинства:

- Простота конструкции;
- Низкий уровень шума.

Недостатки:

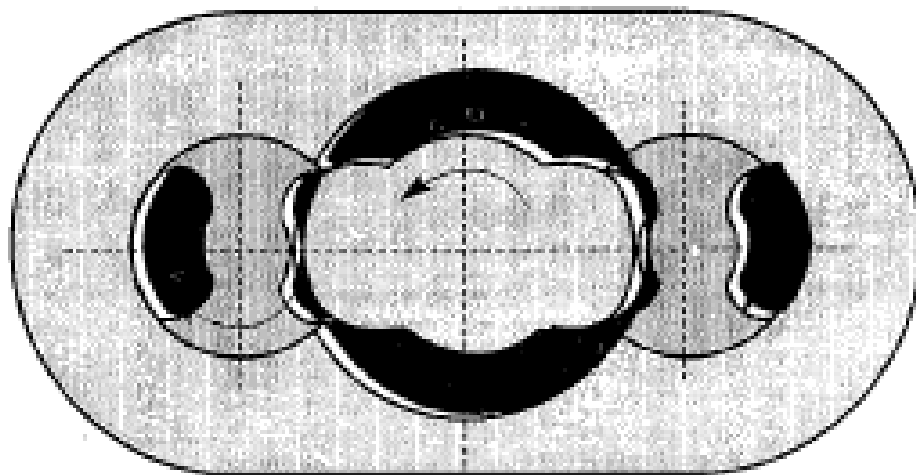
- Невысокий КПД;
- Высокая по сравнению с шестеренными насосами стоимость.

Роторно-винтовые насосы

Еще одной разновидностью шестеренного насоса являются винтовые насосы. Их рабочие элементы можно представить как косозубые шестерни с количеством зубьев равному числу заходов винтовой нарезки.

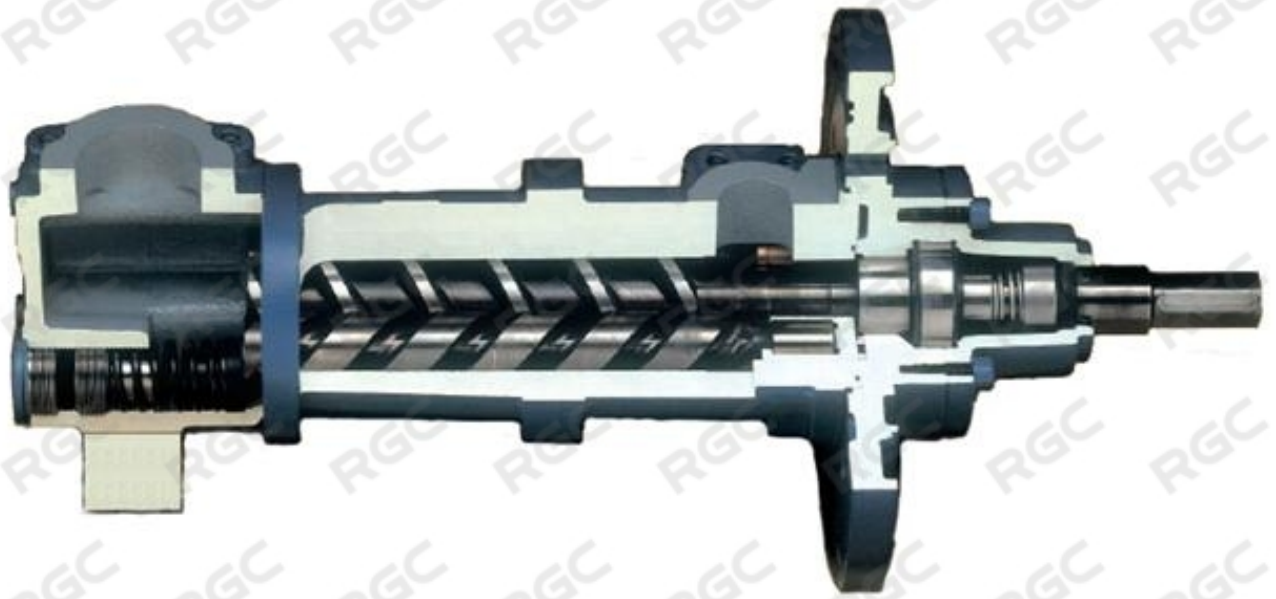
Винтовые насосы состоят из одной или нескольких пар зацепляющихся винтов со специальным профилем нарезки, которые размещенных с небольшими зазорами в расточках корпусов. Винтовой насос может содержать только один винт или шнек, но в гидроприводах такие насосы не нашли применения.

Схематическое изображение зацепляющихся винтов в трехвинтовом насосе показано на рис. ниже, конструктивная схема винтового насоса на рис. ниже



**Рис. 29 Схема зацепления
винтового зацепления**

Центральный ведущий винт (ротор) 1 и два боковых ведомых винта (замыкатели) 3 имеют профиль нарезки, с помощью которого, зацепляясь, они обкатываются друг относительно друга, образуя, совместно, с поверхностями расточек в корпусе 4 герметически отделенные от всасывающей и нагнетательной магистрали камеры. Эти камеры при вращении винтов переносятся вдоль оси ротора (подобно жидкостной гайке) из зоны всасывания в зону нагнетания, где вытесняется жидкость заполнившая их. Благодаря такому принципу действия, насос создает плавную подачу жидкости и малый уровень шума в работе, что является одним из главных преимуществ гидронасосов такого типа. Ведомые винты вращаются под действием сил давления жидкости и не нагружаются крутящим моментом, а весь качающий узел насоса хорошо уравновешен.



К достоинствам этих насосов относят:

-Винтовые насосы способны работать с высоким числом оборотов 3000...6000 об/мин и выше;

-Диапазон значений подач также очень широк - имеются малые насосы, развивающие подачу примерно 3 л/мин, и большие - до 6000 л/мин;

-Рабочие давления у трехвинтовых насосов с подачей до 100 л/мин могут достигать 10...25 мПа, а у больших типоразмеров рабочие давления не превышает 4...6,3 мПа;

-Двухвинтовые насосы обычно рассчитаны на небольшие подачи - до 40 л/мин и сравнительно небольшие давления - 4...6,3 мПа.

К недостаткам относят:

-Невозможность регулирования их рабочего объема;

-Трудность агрегатирования друг с другом и насосами других типов;

-Худшие, чем у остальных, габаритно-весовые показатели;

-Высокая стоимость.

Кроме того, нашли применение следующие виды насосов:

Крыльчатые насосы

Крыльчатые насосы, которые являются разновидностью поршневых насосов двойного действия. Внутри чугунного корпуса размещены рабочие органы насоса: крыльчатка, совершающая возвратно-поступательные движения и две пары клапанов (впускные и выпускные). При движении крыльчатки происходит перемещение перекачиваемой жидкости из всасывающей полости в нагнетательную. Система клапанов препятствует перетоку жидкости в обратном направлении. Крыльчатые насосы предназначены для работы с ручным приводом и применяются для перекачивания жидкости не содержащей абразивных частиц и температуре не выше 80 градусов при малых давлениях. Их также используют для наполнения трубопроводов больших насосов перед их включением.



Сильфонные насосы

Насосы этого типа имеют в своей конструкции сильфон ("гармошку"), сжимая который производят перекачку жидкости. Конструкция насоса очень простая и состоит всего из нескольких деталей.



Кулачковые насосы с серпообразными роторами

Кулачковые (коловратные или роторные) насосы предназначены для бережной перекачки вязких продуктов. Различная форма роторов, устанавливаемая в этих насосах, позволяет перекачивать жидкости с большими включениями (например, шоколад с цельными орехами и т.п.) Частота вращения роторов, обычно, не превышает 200..400 оборотов, что позволяет производить перекачивание продуктов не разрушая их структуру.





Импеллерные насосы

Импеллерный насос (ламельный, насос с мягким ротором) является разновидностью пластинчато-роторного насоса. Рабочим органом насоса является мягкий импеллер (лопатки), посаженный с эксцентриситетом относительно центра корпуса насоса. За счет этого при вращении рабочего колеса изменяется объем между лопастями и создается разрежение на всасывании. Насосы являются самовсасывающими (до 5 метров). Преимущество - простота конструкции.



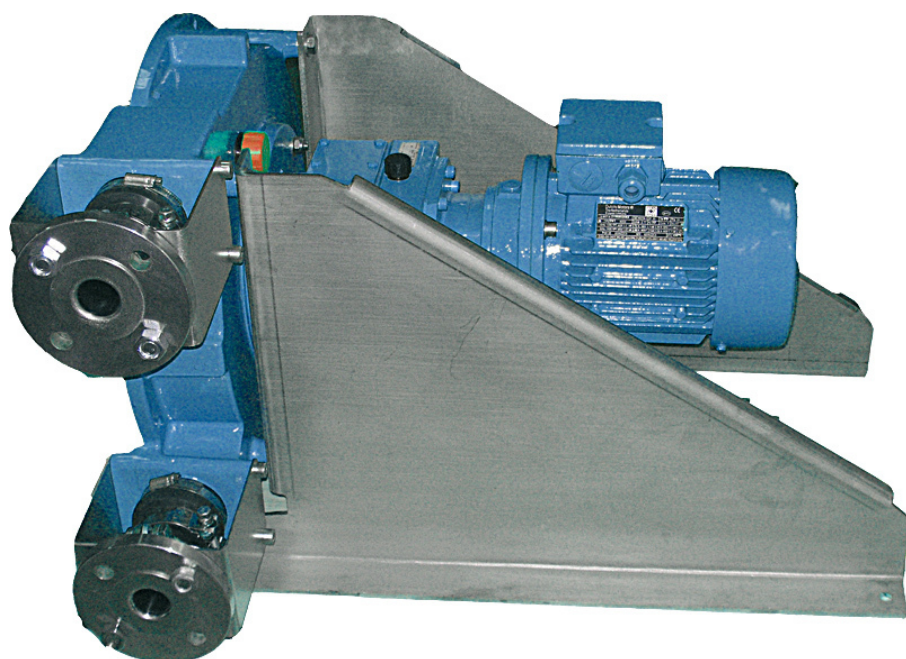
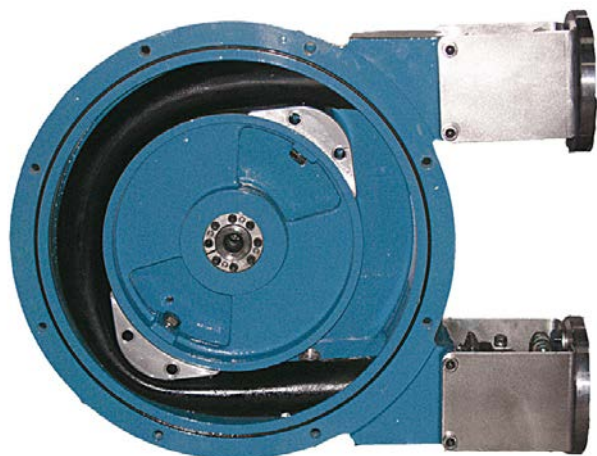
Синусные(синусоидальные) насосы

Название этого насоса происходит от формы рабочего органа – диска, выгнутого по синусоиде. Отличительной особенностью синусных насосов является возможность бережного перекачивания продуктов содержащих крупные включения без их повреждения. Например, можно легко перекачивать компот из персиков с включениями их половинок (естественно, что размер перекачиваемых без повреждения частиц зависит от объема рабочей камеры. При выборе насоса нужно обращать на это внимание). Размер перекачиваемых частиц зависит от объема полости между диском и корпусом насоса. Насос не имеет клапанов. Конструктивно устроен очень просто, что гарантирует долгую и безотказную работу.



Перистальтические(шланговые) насосы

Насосы этого типа предназначены для перекачивания вязких продуктов с твердыми частицами. Рабочим органом является шланг. Преимущество: простота конструкции, высокая надежность, самовсасывание. Перистальтический насос, также называемый шланговым, представляет собой насос объемного действия, в котором перемещение жидкости происходит за счет ее перистальтического продавливания по проточной части насоса - эластичному шлангу или трубке., благодаря чему в них происходит перемещение содержимого.



Вихревые насосы

Вихревые насосы предназначены для перекачивания различных жидкотекучих сред, являются разновидностью лопастных насосов и обладают самовсасыванием (после залива корпуса насоса жидкостью). Принцип их действия основан на использовании центробежной силы, возникающей при вращении колеса. Преимущества: простота конструкции, высокий напор, малые размеры.



Газлифты (эрлифты)

Газлифт - это устройство для подъема капельной жидкости за счёт энергии, содержащейся в смешиваемом с ней сжатым газе. Газлифт применяют главным образом для подъема нефти из буровых скважин, используя при этом газ, выходящий из нефтеносных пластов. Применяют подъёмники, в которых для подачи жидкости, главным образом воды, используют атмосферный воздух. Такие подъёмники называют эрлифтами или мамут-насосами.

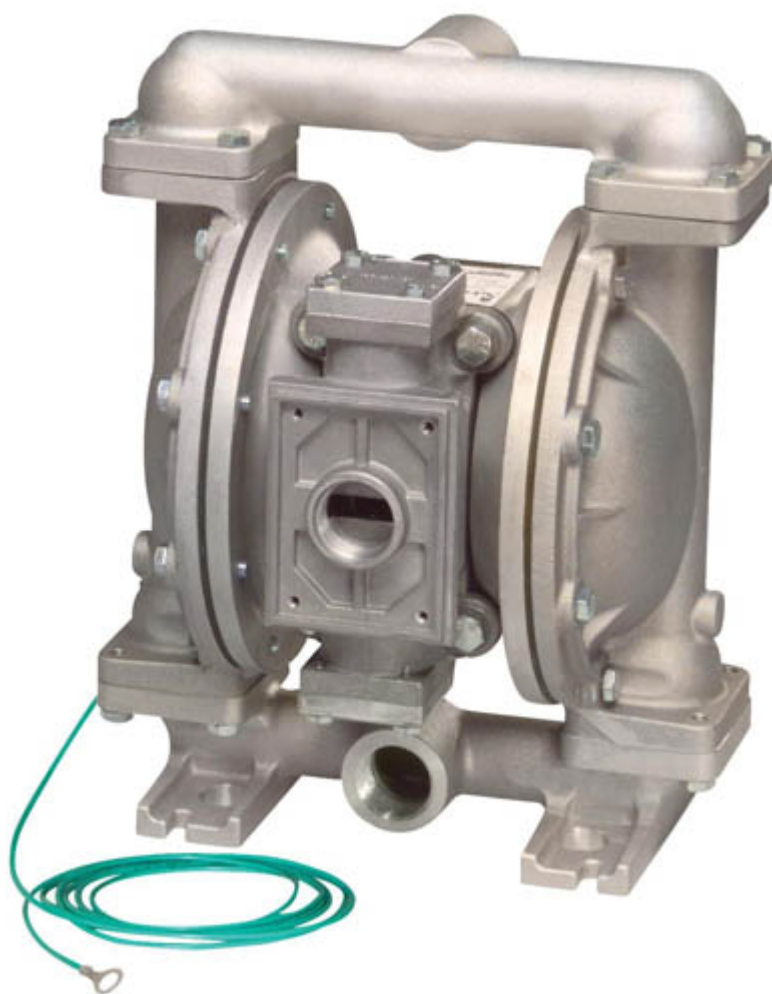
Различают несколько схем подачи сжатого воздуха, и отвода газожидкостной смеси.

Воздух может подаваться через трубу большого диаметра, а смесь отводиться через трубу малого диаметра. Такой газлифт называют однорядным подъемником кольцевой системы.



Мембранные насосы

Мембранные (диафрагменные) насосы относятся к объемным насосам, рабочий орган которого - гибкая пластина (диафрагма, мембрана), закреплённая по краям; пластина изгибается под действием рычажного механизма (механический привод) или в результате изменения давления воздуха (пневматический привод) или жидкости (гидравлический привод), выполняя функцию, эквивалентную функции поршня в поршневом насосе. Существуют одно- и двухмембранные насосы. Двухмембранные, обычно выпускаются с приводом от сжатого воздуха. Насосы отличаются простотой конструкции, обладают самовсасыванием до 9 метров.

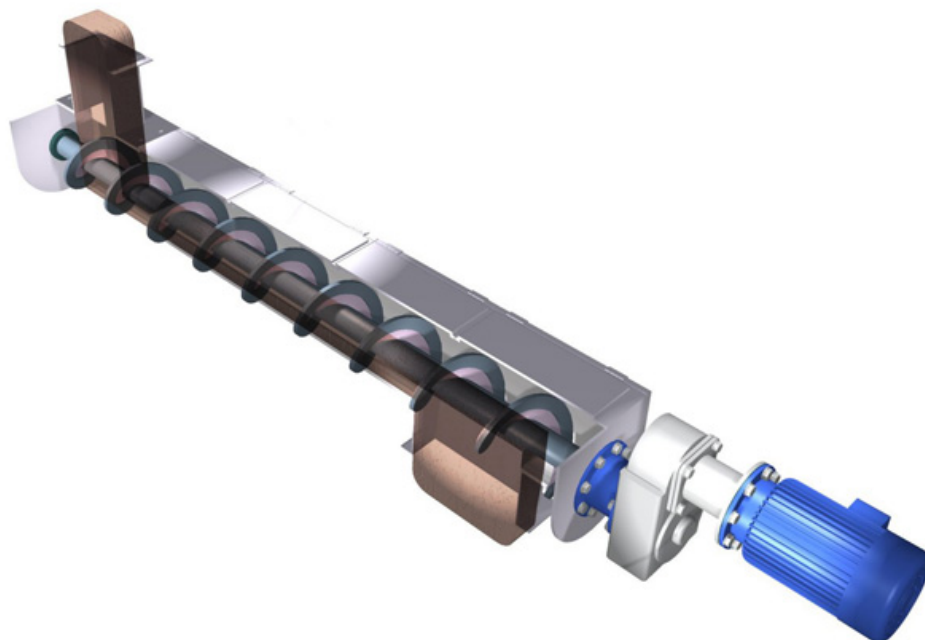


Оседиагональные насосы (шнековые)

Рабочим органом является шнек. Насосы этого типа могут перекачивать жидкости средней вязкости (до 800 сСт; 1 Ст=1см²/с. Чаще применяется в 100 раз меньшая единица сантистокс, 1 сСт=10⁶ м²/с), обладают хорошей всасывающей способностью (до 9 метров), могут перекачивать жидкости с крупными частицами (размер определяется шагом шнека).

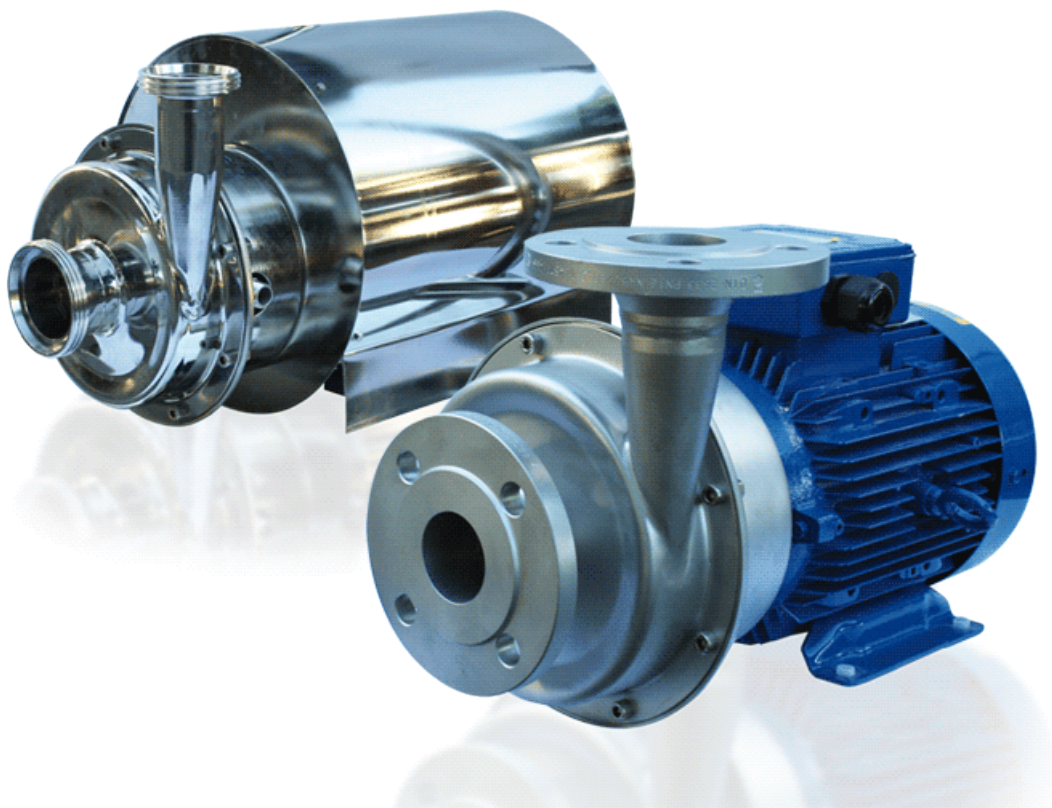
Профиль рабочих колес оседиагональных насосов позволяет перекачивать и двухфазные жидкости с содержанием газа и механических примесей (с содержанием крупных твердых частиц размером от 5 до 10 мм), а также противостоять разрушающему действию кавитации. В отличие от объемных насосов, ресурс которых в кавитационном режиме исчисляется минутами, оседиагональные насосы могут продолжительное время работать в

условиях достаточно развитой кавитации. Кроме того, внутренние полости этих насосов устойчивы к абразивному износу.



Центробежные насосы

Насос работает за счет центробежной силы и не требует полного или даже частичного погружения в воду для ее перекачивания. Состоит из корпуса, так наз. улитки и расположенного внутри рабочего колеса с радиальными изогнутыми лопастями. Жидкость попадает в центр колеса и под действием центробежной силы отбрасывается к его периферии, а затем выбрасывается через напорный патрубок. Делятся на насосы с сухим ротором, где ротор электродвигателя не соприкасается с перекачиваемой жидкой средой, эти насосы имеют большую подачу, и насосы с мокрым ротором, где ротор двигателя непосредственно работает в жидкой среде, эти насосы имеют гораздо меньшую подачу. Эти насосы требуют заливки перед пуском.



Многосекционные насосы

Это насосы с несколькими рабочими колесами, расположенными последовательно. Такую компоновку используют в случае, когда необходимо, чтобы большое колесо выдает максимальное давление 2-3 атм. Поэтому, для получения более высоких значение напора, используют несколько последовательно установленных центробежных колес.

Такие типы насосов используют в качестве погружных скважинных и в качестве сетевых насосов высокого давления. Они предназначены для перекачивания воды с температурой не более 105°C, с массовой долей механических примесей не более 0,1%, размером твердых частиц не более 0,1мм. микротвердостью не более 1,47 ГПа (14700кгс/см²).



Струйные насосы

Струйный насос предназначен для перемещения (откачки) жидкостей или газов с помощью сжатого воздуха (или жидкости и пара), подающегося через эжектор. Принцип работы насоса основан на законе Бернулли (чем выше скорость течения жидкости в трубе, тем меньше давление этой жидкости). Конструкция насоса чрезвычайно проста и не имеет движущихся деталей.

Насосы этого типа можно использовать в качестве вакуумных насосов или насосов для перекачивания жидкости (в том числе, содержащих включения).

Струйные насосы, работающие от пара, называют пароструйными насосами, работающие от воды - водоструйными насосами. Насосы, отсасывающие вещество и создающие разрежение, называются эжекторами. Насосы, нагнетающие вещество под давлением - инжекторами.

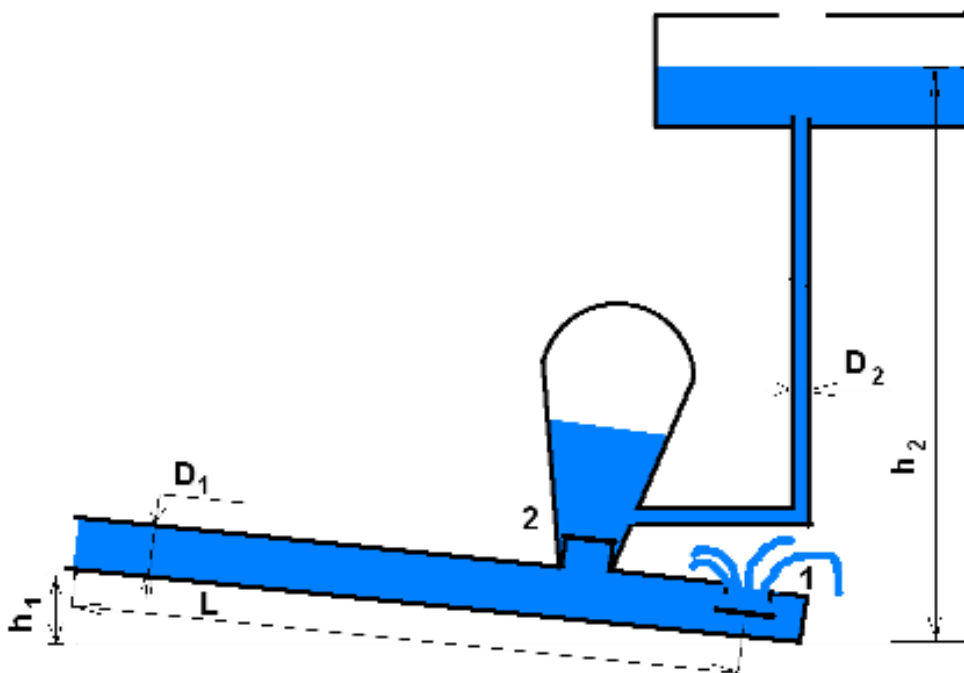


Гидротаранные насосы

Это механическое устройство для подъёма воды на значительную (до нескольких десятков метров) высоту. Энергию для работы насос получает из потока воды, перетекающего под действием силы тяжести из т. н. «питающего» резервуара (например, из запруды на реке) по «питающей» трубе в какой-либо нижерасположенный сток (например, в ту же реку ниже по течению), благодаря чему устройство можно применять в местности, где нет электроснабжения или других источников энергии.

Пропуская через себя бóльшую часть воды с небольшой высоты h (разница высот между стоком и уровнем воды в питающем резервуаре) насос поднимает меньшую часть воды на бóльшую высоту H (разница высот между верхней точкой отводящей трубы и уровнем воды в питающем резервуаре).

В основе работы гидротарана лежит явление, называемое гидравлический удар — резкое повышение давления в трубопроводе, когда поток воды мгновенно перекрывается заслонкой. Всплеск давления может разорвать стенки трубы и, чтобы избежать этого, краны и вентили перекрывают поток постепенно.



Вода течет по наклонной трубе самотеком и свободно вытекает через клапан 1. Если резко закрыть клапан, то вода, имеющая кинетическую энергию движения, затратит свою энергию на сжатие воды и на расширение стенок трубы. Возникает гидроудар. Давление в основной трубе во время гидроудара значительно превышает атмосферное. Поэтому насос, использующий явление гидравлического удара, поднимает воду на значительно большую высоту, чем перепад высот в основной трубе. Гидротаран имеет привлекательность своей простотой. Он не нуждается в подводе электроэнергии, в нем нет вращающихся частей. Труба с двумя клапанами запитанная от ручья или положенная на дно реки. Что может быть проще?

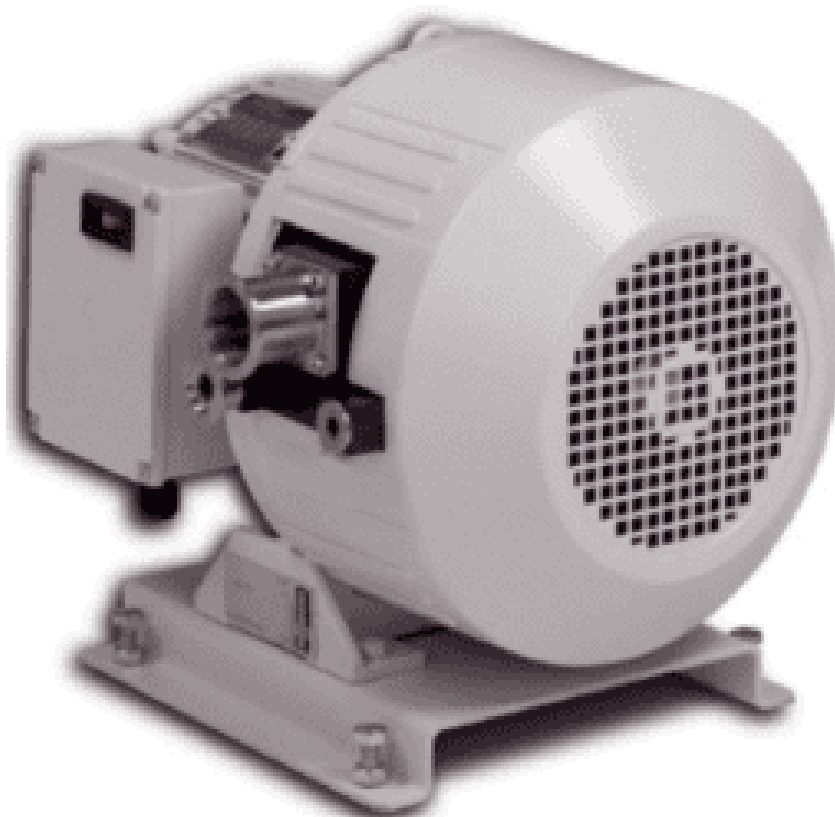




Спиральные вакуумные насосы

Спиральный вакуумный насос представляет собой объёмный насос внутреннего сжатия и перемещения газа. Насос состоит из двух высокоточных спиралей Архимеда (серповидные полости), расположенных со смещением в 180° друг относительно друга. Одна спираль неподвижна, а другая крутится двигателем. Подвижная спираль совершает орбитальное вращение, что приводит к последовательному уменьшению газовых полостей, по цепочке сжимая и перемещая газ от периферии к центру. Спиральные вакуумные насосы относятся к категории «сухих» форвакуумных насосов, в которых не используются вакуумные масла для уплотнения сопряженных деталей (нет трения - не нужно масло).

Одной из сфер применения данного вида насосов являются ускорители частиц и синхротроны, что само по себе уже говорит о качестве создаваемого вакуума.



ЭЖЕКТОРНЫЕ НАСОСЫ, ВАКУУМНЫЙ ЭЖЕКТОР

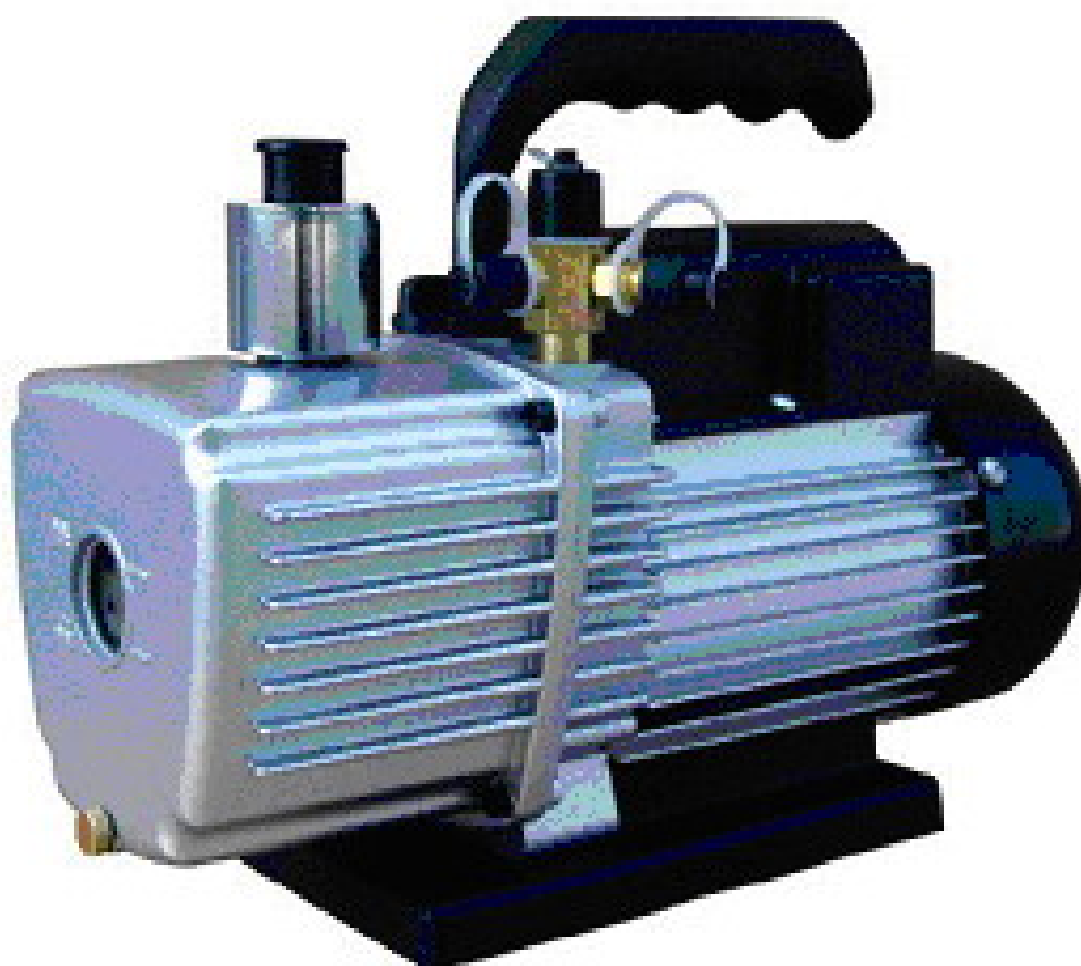
Эжектор - это приспособление, которое предназначается для того, чтобы передавать кинетическую энергию от одной среды, движущейся с большей скоростью, к другой. В основе работы этого устройства лежит принцип Бернулли. Это значит, что агрегат способен создавать пониженное давление в сужающемся сечении одной среды, что, в свою очередь, вызывает подсос в поток другой среды. Таким образом, вторая среда переносится, а после и удаляется от места всасывания первой среды. Эжектор работает в паре с насосом.

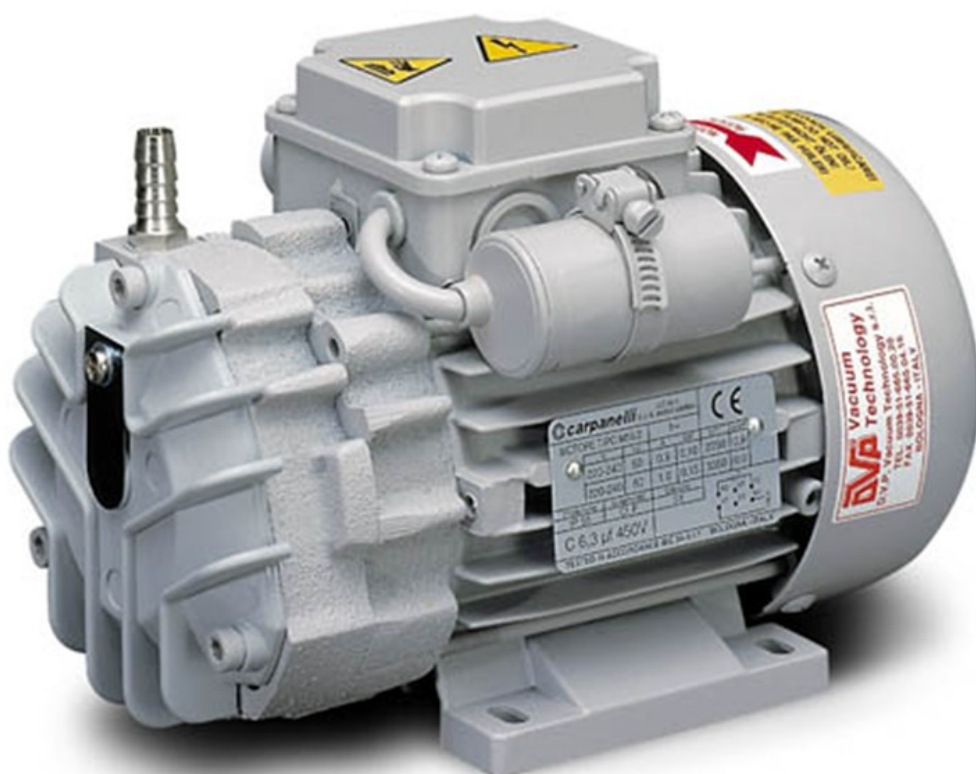
Основное предназначение таких агрегатов заключается в поднятии воды из скважин разных глубин. Они могут поднимать воду из глубин до 50 метров на высоту более 8 метров. Основное предназначение заключается в помощи насосной станции с целью повышения эффективности ее работы.



ПЛАСТИНЧАТО-РОТОРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Насосы этого типа применяются для создания вакуума при использовании, например, автоматических вакуумных захватов. Насосы этого типа также применяются в вакуумных миксерах и автоматических литьевых машинах для изготовления искусственного камня. Такие агрегаты способны создавать вакуум до 0,5 мбар. Большим преимуществом подобных устройств является низкий шумовой барьер, из-за чего работа на подобном агрегате становится максимально комфортной.





Рабочий объем и напорная характеристика поршневого насоса

У насоса простого действия рабочий объем определяется объемом, освобождаемым поршнем:

$$g_n = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$$

g_n - рабочий объем, м³/об

D – диаметр поршня, м

S – 2r – ход поршня, м, где r – радиус кривошипа.

Полезный объем цилиндра

$$V_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$$

Равенство $g_H = V_{\Pi}$ относится только к одномерным насосам однократного действия.

Рабочий объем многоцилиндрового насоса многократного действия равен:

$$g_H = mzk \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = mzk V_{\Pi},$$

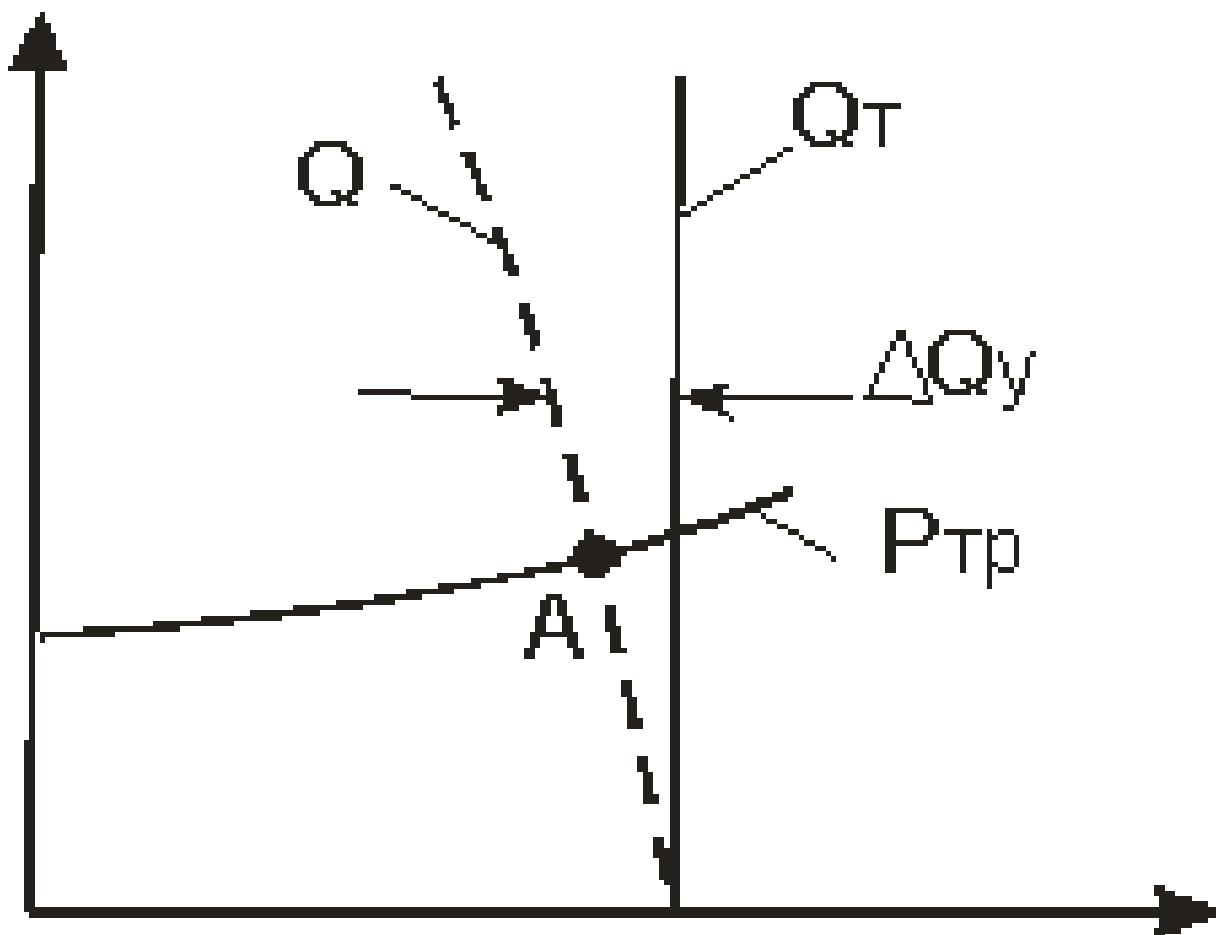
где m – число рядов цилиндров,
 z – число цилиндров в одном ряду,
 k – кратность действия

Теоретическая подача объемного насоса

$$Q_{H.T} = g_H \cdot n_H$$

не зависит от напора, где g_H – объем рабочей камеры насоса, n_H – частота вращения его вала.

Поэтому, теоретическая напорная характеристика насоса $Р_{н.т} = f(Q)$, определяющая графическую зависимость давления (напора) и мощности от подачи при постоянном и переменном числе оборотов, будет представлять собой прямую линию, параллельную оси давления(напора).



Напорные характеристики, построенные расчетным способом позволяют предварительно судить о величине напора в расчетной точке и о форме кривой $Q - H$ для вновь проектируемого насоса. При этом на каждом режиме работы насоса должны измеряться и записываться в соответствующие таблицы: частота вращения вала, подача насоса, давление на входе и выходе из насоса (или разность указанных давлений), температура перекачиваемой жидкости.

Подача поршневого насоса при неизменном числе оборотов имеет постоянное значение. Давление, создаваемое насосом, теоретически неограниченно, его предельное значение зависит от прочности деталей насоса и от мощности двигателя, который приводит в действие насос. Поэтому характеристика $p-Q_T$ поршневого насоса и будет представлять прямую линию, параллельную оси ординат (ось напоров).

Учитывая, что с увеличением давления действительная подача уменьшается за счет увеличения утечек ΔQ_y через неплотности,

которые называются объемными потерями, характеристика $p—Q$ приобретает вид, обозначенный пунктиром на рисунке, где $P_{тр}$ – давление сети(трубопровода).

Зависимость полезной мощности от подачи, давления и числа оборотов вытекает из выражения (z - число рабочих камер насоса)

$$N_{\text{п}} = Qp = p \eta_0 F S n z$$

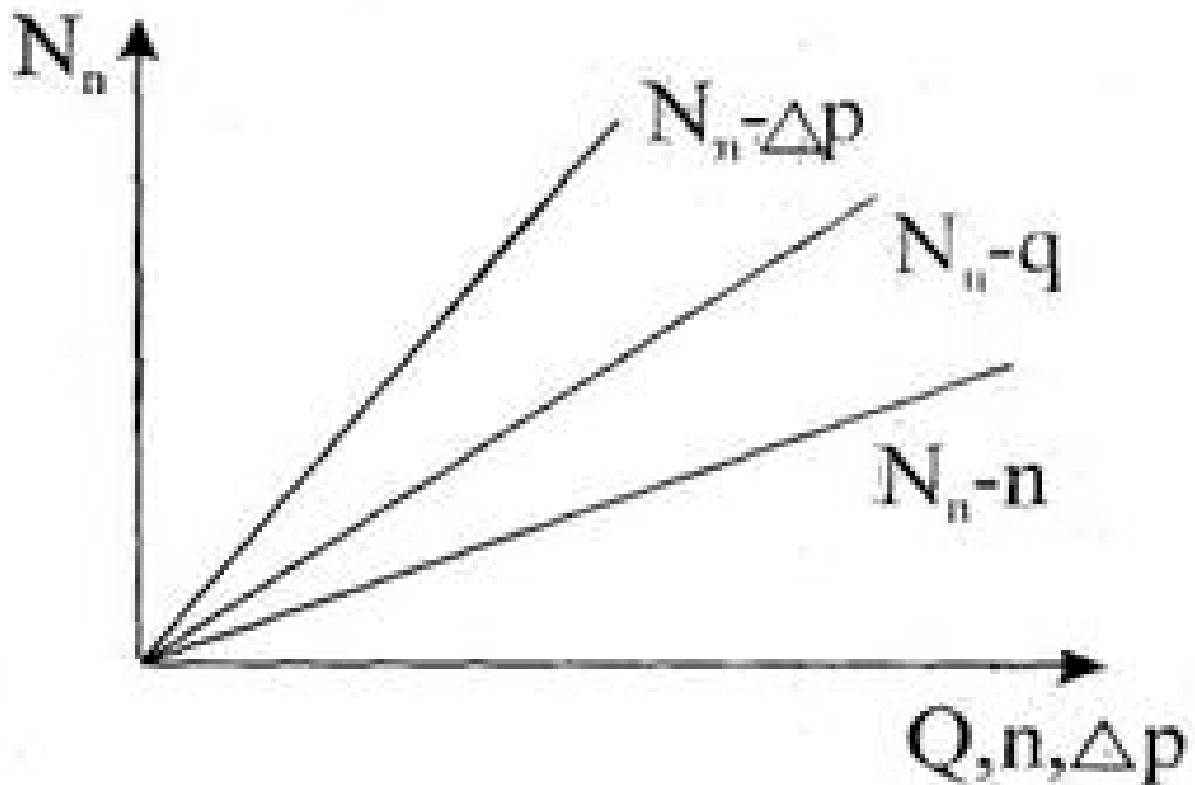
Обозначим:

$$A_1 = p; \quad A_2 = \eta_0 Q; \quad A_3 = p F S z \eta_0$$

Тогда уравнение полезной мощности примет вид

$$N_{\text{п}} = A_1 Q = A_2 p = A_3 n$$

т.е. характеристики $N_{\text{п}}$ от Q , p , n представляют собой прямые (считая $\eta_0 = \text{const}$), как показано на рисунке:



При работе насоса на заданный трубопровод необходимо характеристику насоса совместить с гидравлической характеристикой трубопровода, которая описывается уравнением:

$$P_{тр} = g \rho (\Delta z + \sum h)$$

где Δz - разность отметок начала и конца трубопровода; $\sum h$ - суммарные гидравлические потери в подводящем и напорном трубопроводах, зависящие от подачи Q .

Точка пересечения **A** характеристики насоса и трубопровода, которая определяется совокупностью гидравлических потерь при заданном расходе, называется **рабочей точкой**, указывающей, с какой подачей и давлением работает поршневой насоса и эта точка соответствует оптимальному значению КПД насосной установки,

т.е. точка, в которой пересекаются характеристики насоса и трубопровода показывает, что в этой точке имеет место равновесие между полезной мощностью насоса и мощностью, потребляемой трубопроводной сетью. Напор насоса всегда равен сопротивлению системы. От этого зависит также подача, которая может быть обеспечена насосом.

Поэтому напорно-расходная характеристика, является основной характеристикой используемой для выбора насосов и приводится в каталогах производителей в виде графиков.

Производительность поршневого насоса

Производительностью поршневого насоса называют объемное количество жидкости, подаваемого насосом в напорный трубопровод в единицу времени.

Объем жидкости, всасываемой за один ход поршня:

$$V_{\text{п}} = FS, \text{ м}$$

F – площадь поршня, м²;

S – ход поршня, м;

Теоретическая средняя производительность простого действия:

$$V_{\text{н.т}} = \frac{FS n_{\text{н}}}{60}, \text{ м}^3/\text{с}$$

n – число оборотов вала насоса в минуту.

Вследствие неплотности прилегания клапанов, запаздывания их открытия и закрытия, всасывания воздуха извне в рабочую полость и ряда других причин, действительная производительность насоса всегда будет меньше теоретической и составлять:

$$V_{\text{н}} = \eta_{\text{н.о}} V_{\text{н.т}} = \eta_{\text{н.о}} \cdot \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Подача насоса двойного действия:

При ходе поршня вправо в левую камеру поступает объем жидкости, равный $F \cdot S$, а при обратном в правую камеру поступает объем $(F-f) \cdot S$, где f - площадь сечения штока, уменьшающая полезный объем цилиндра.

Тогда при одном двойном ходе теоретический объем жидкости, поступающей в насос и нагнетаемый им, составит:

$$F \cdot S + (F - f) \cdot S = F \cdot S + F \cdot S - f \cdot S = (2 \cdot F - f) \cdot S$$

При этом теоретическая **подача насоса** двойного действия:

$$Q_{\text{тн}} = \frac{(2 \cdot F - f) \cdot S \cdot n}{60} \text{ м}^3/\text{с}$$

Подача трехпоршневого насоса простого действия:

Подача такого насоса, состоящего из трех **насосов** простого действия, равна:

$$Q_{\text{тн}} = \frac{3 \cdot F \cdot S \cdot n}{60} \text{ м}^3/\text{с}$$

Таким образом, действительная производительность многоцилиндровых насосов равна сумме средних производительностей всех цилиндров.

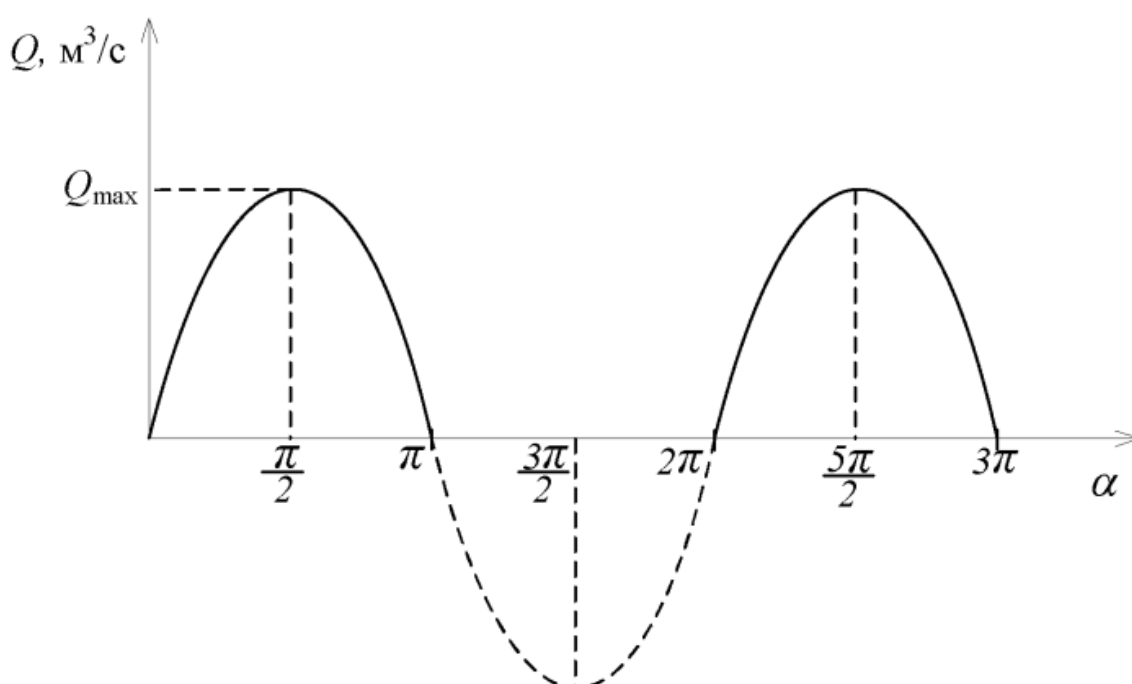
Графики подачи насосов

У поршневых насосов поршень в процессе их работы движется неравномерно. Линейная скорость поршня определяется, как:

где α - угол поворота кривошипа, r - радиус кривошипа.

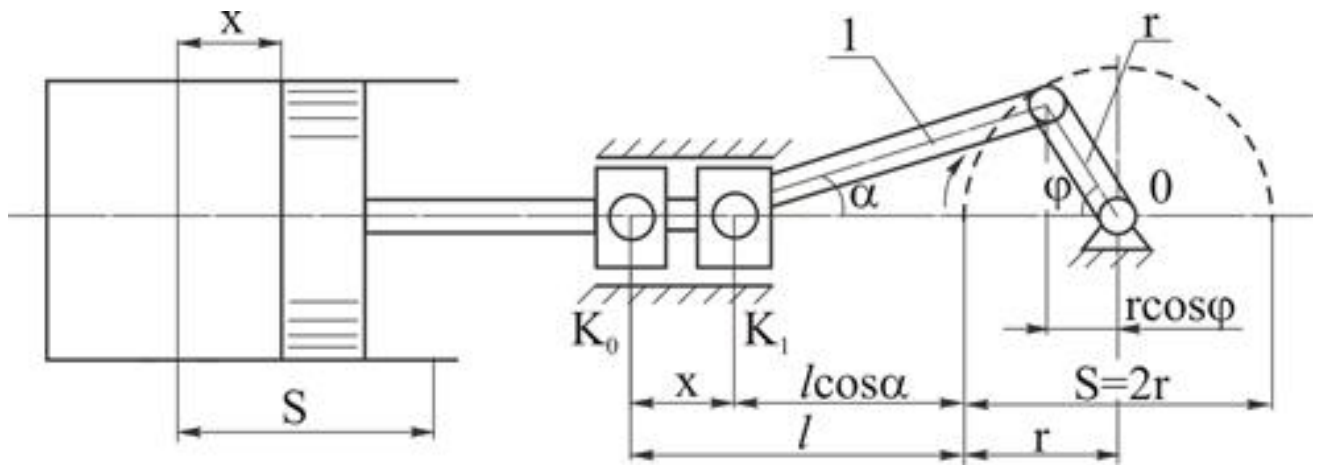
Скорость движения поршня при этой неравномерности движения поршня меняется по синусоидальному закону. По этому же закону будет меняться и мгновенная подача насоса:

Зависимость $Q=f(\alpha)$ называется графиком подачи жидкости поршневым насосом простого действия и этот график имеет вид:



При этом подача жидкости неравномерна процесс нагнетания чередуется с процессом всасывания через каждые 180 градусов поворота привода. Это приводит к таким негативным явлениям, как вибрации в процессе работы, гидравлические удары и, как следствие, неравномерность движения исполнительного органа гидропривода.

Для представления о том, как меняется подача насоса по длине хода поршня, надо знать закономерность изменения скорости движения поршня. Рассмотрим схему поршневого насоса с кривошипно-шатунным механизмом, представленную на рисунке



Вал кривошипа длиной $2r$ приводится во вращение от двигателя, и точка **a** соединения кривошипа с шатуном длиной l вращается по окружности радиуса r с постоянной угловой скоростью ω .

K_0 – положение крещкопфа в крайнем левом положении,
 K_1 – текущее положение крещкопфа.

При повороте вала на угол $\varphi = \omega \cdot t$ крещкопф, а вместе с ним и поршень со штоком, проходит путь $x = K_0 - K_1$.

и он с учетом угла поворота кривошипа путь равен:

$$x = K_0 - K_1 = l + r - (l \cos \alpha + r \cos \varphi)$$

Большинство насосов имеют длину шатуна, значительно превышающую радиус кривошипа, поэтому с небольшой степенью погрешности принимаем $l \cos \alpha = l$. Путь, проходимый

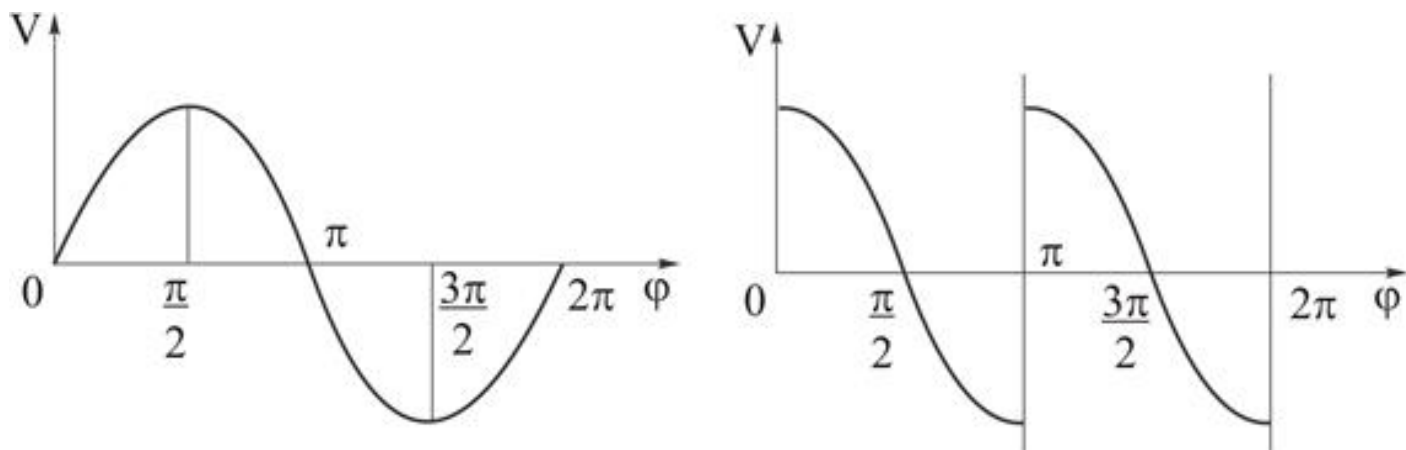
поршнем, будет равен $x = r(1 - \cos \varphi)$. Тогда его скорость составит,

$$v = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot r \sin \varphi$$

а ускорение

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = \omega^2 \cdot r \cos \varphi$$

На рисунке представлены графики изменения скорости и ускорения.



Из графиков видно, что скорость и ускорение движения поршня - величины переменные, скорость изменяется по синусоиде; в точках перемены направления движения поршня (мертвые точки) скорость равна нулю, а в середине хода - максимальная. Ускорение изменяется по косинусоиде, причем в мертвых точках оно достигает максимума. Разрыв косинусоид ускорения указывает на

то, что в начале хода от 0 до $\frac{\pi}{2}$ имеет место разгон поршня, а в

конце хода от $\frac{\pi}{2}$ до π замедление движения поршня. То же самое повторяется и при обратном ходе поршня.

По условию неразрывности потока несжимаемой жидкости можно записать, что мгновенная подача насоса равна:

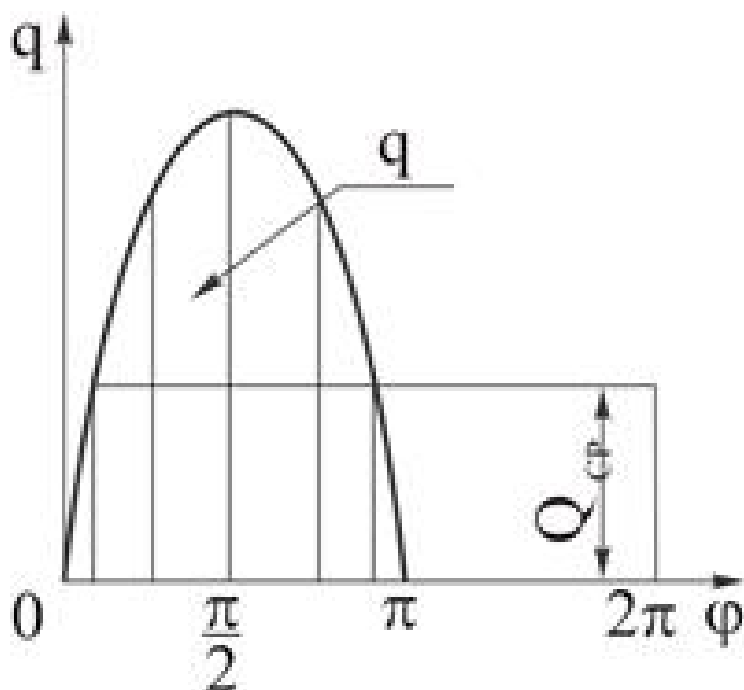
$$Q = F \cdot V = F_{\text{в}} \cdot V_{\text{в}} = F_{\text{н}} \cdot V_{\text{н}} = \text{const}$$

где F и V - площадь и скорость поршня, а индексами «в» и «н» обозначены соответствующие величины в подводящем и напорном трубопроводах.

Из уравнения неразрывности и графика и следует, что мгновенная подача насоса представляет собой синусоиду

На рисунке представлена схема и график подачи однопоршневого насоса одностороннего действия. Из графика видно, что за ход нагнетания мгновенная подача изменяется от нуля (при $\varphi = 0$)

до $Q_{\text{MAX}} = \omega \cdot rF$ (при $\varphi = \frac{\pi}{2}$) и снова падает до нуля (при $\varphi = \pi$)



Неравномерность подачи насоса можно оценить сравнением максимальной подачи со средней - это отношение называется коэффициентом неравномерности подачи:

где средняя подача - это высота прямоугольника, равновеликого площади синусоиды мгновенной подачи за один оборот кривошипа. Площадь синусоиды соответствует объему, описываемому поршнем за один ход:

$$V = \int_0^{2\pi} q dt$$

так как $q = F\omega \cdot \sin \phi$, а $dt = \frac{d\phi}{\omega}$, то

$$V = \int_0^{2\pi} F r \sin \phi d\phi = 2rF = FS$$

Следовательно:

$$Q_{ср} = \frac{V}{t} = \frac{FS\omega}{2\pi} = \frac{2\pi n FS}{2\pi} = FS n$$

т.е. $Q_{ср}$ соответствует идеальной подаче со средней скоростью движения поршня. Коэффициент неравномерности подачи однопоршневого насоса одностороннего действия равен:

$$\delta = \frac{Q_{\max}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{r\omega F}{2FSn} = \frac{2\pi n \cdot rF}{2\pi n \cdot F} = \pi = 3,14$$

т.е. максимальная мгновенная подача в 3,14 раза больше средней подачи.

При регулировании подачи насоса и выравнивании кривой его подачи пользуются следующими способами. Из формулы подачи насоса $Q=FSnz\eta_0$ следует, что изменять подачу можно:

1. Изменением числа рабочих камер Z путем снятия части всасывающих клапанов с одной из камер.
2. Изменением диаметра цилиндра D путем замены цилиндрических втулок на втулки и поршня большего диаметра.

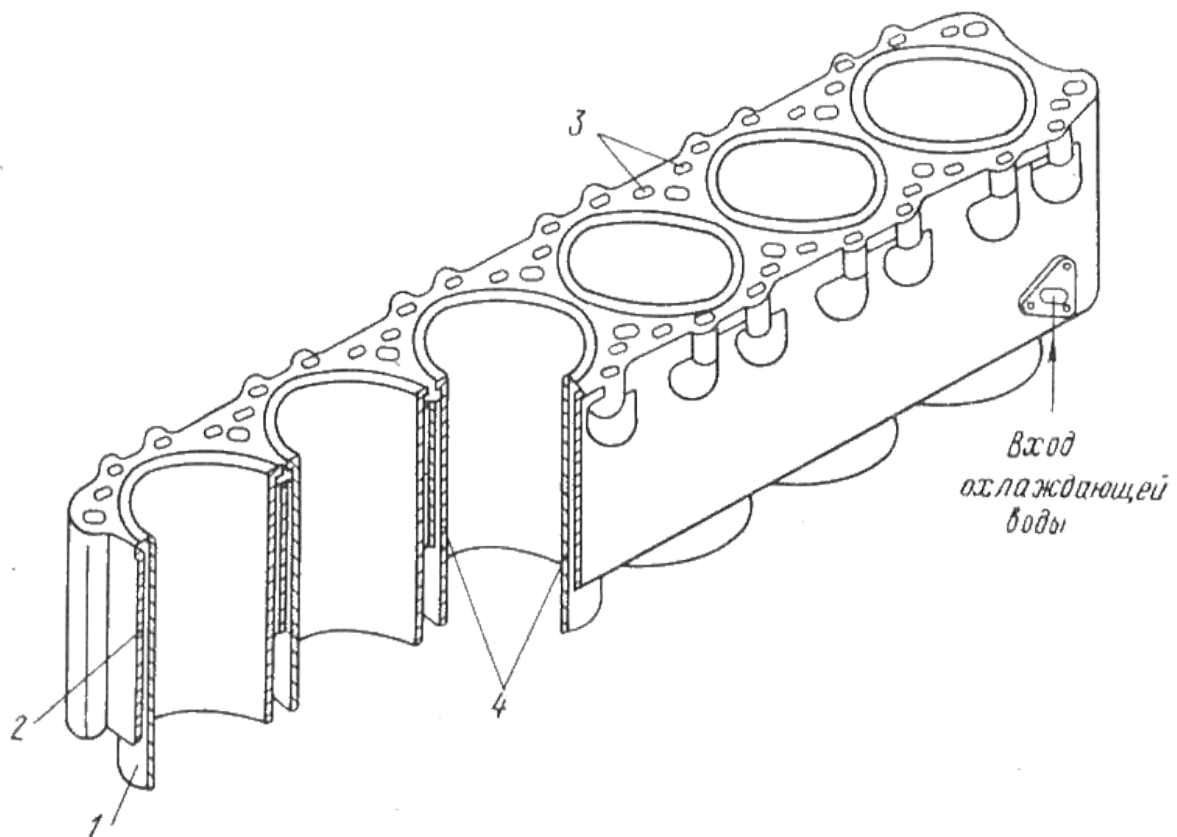
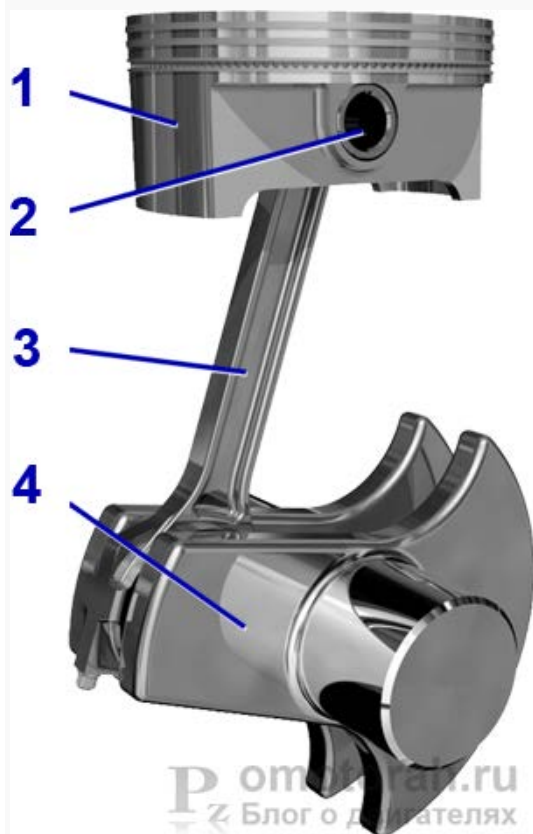


Рис. 134. Блок цилиндров.

3. Изменение длины хода поршня путем перестановки пальца кривошипа.



4. Влиянием на объемный коэффициент η_0 , главным образом на его составляющую – коэффициент наполнения.
5. Установкой воздушных колпаков. Такой колпак представляет собой замкнутый чугунный или стальной резервуар, заполненный воздухом. Их применяют для выравнивания скорости движения жидкости во всасывающем и напорном трубопроводах и увеличения допустимой высоты всасывания. Верхняя часть колпаков в среднем на 1 / 3 заполнена воздухом, который благодаря своей упругости сглаживает неравномерность подачи.



Все перечисленные способы обеспечивают ступенчатое регулирование подачи насоса.

Для бесступенчатой регулировки объемного гидропривода применяют способ изменения величины рабочего объема насоса. Регулирование подачи изменением рабочего объема возможно в шиберных (пластинчатых), аксиально- и радиально-поршневых роторных насосах однократного действия.

Для пластинчатых и радиально-поршневых насосов подачу регулируют путем изменения эксцентриситета ротора ,см. рис. ниже.

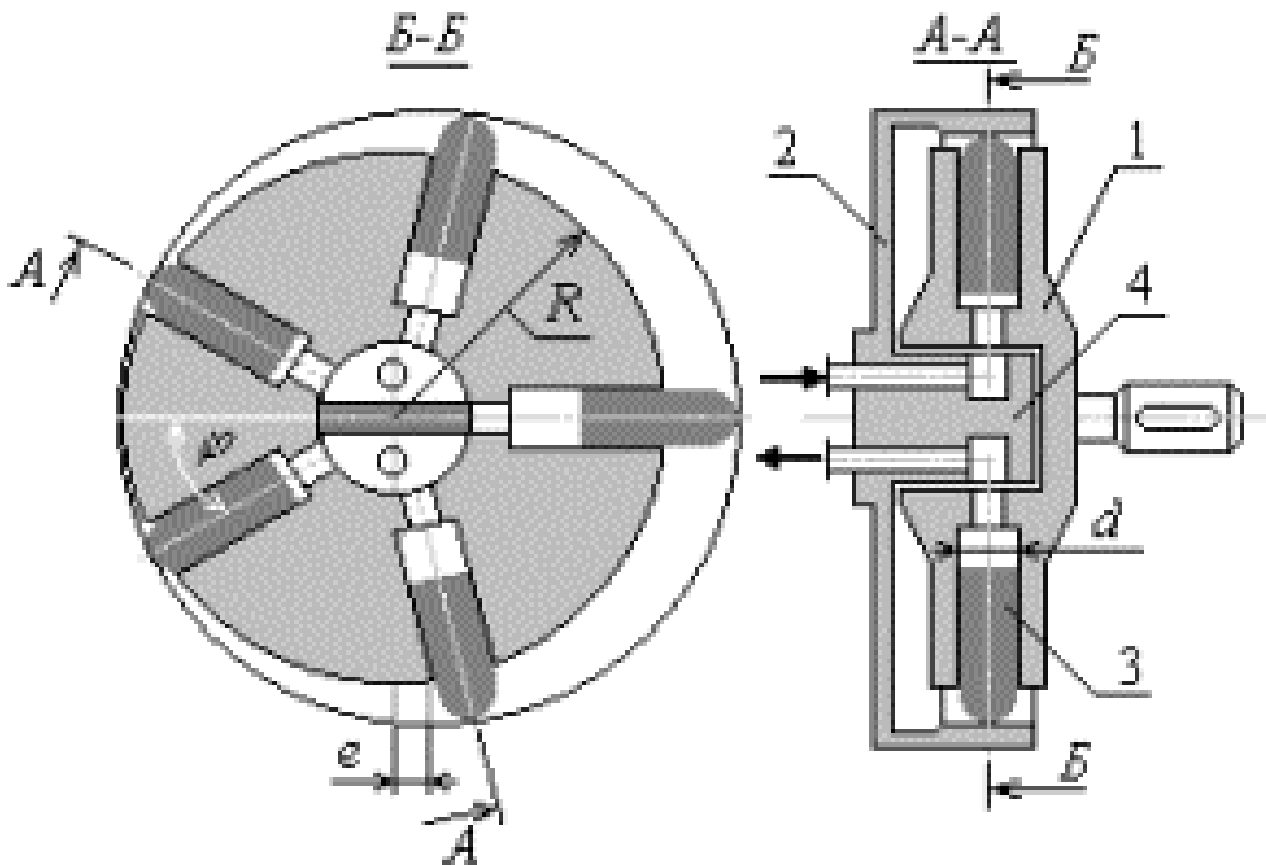


Рис. 3.11.

Ротор 1 расположен эксцентрично относительно статора 2.

Рабочий объем и подача для радиально роторно-поршневого насоса определяется по следующим зависимостям:

$$g_n = Z \frac{\pi D^2}{4} 2e = Z \frac{\pi D^2}{4} 2e_{\max} \frac{e}{e_{\max}} = g_{H_{\max}} U_e$$

$$Q_n = g_{H_{\max}} \frac{n_n}{60} \eta_{н.о} U_e$$

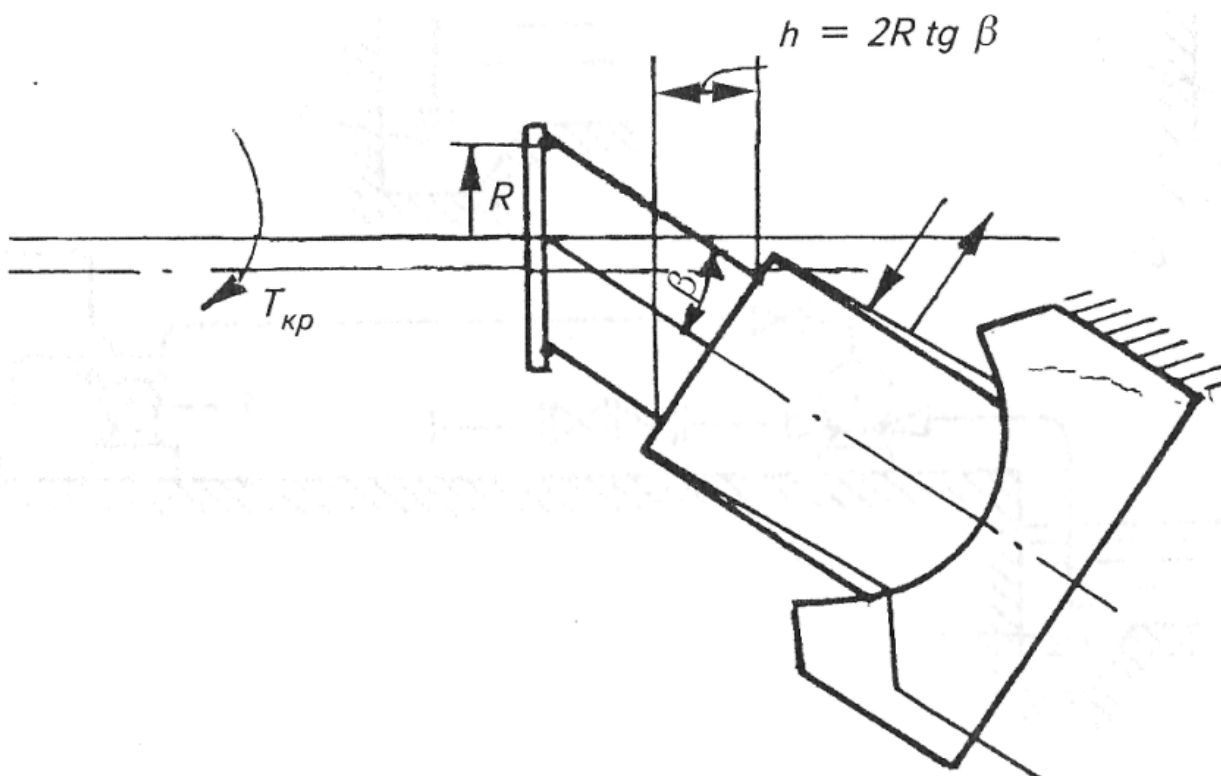
где $U_e = \frac{e}{e_{\max}}$ - относительный эксцентриситет, который

заменяется от 0 до ± 1 .

$$g_{n\max} = Z \frac{\pi D^2}{4} 2e_{\max} - \text{максимальный рабочий объем}$$

насоса.

Для аксиально-поршневых насосов подачу регулируют путем наклона ротора или диска см. рис. ниже.

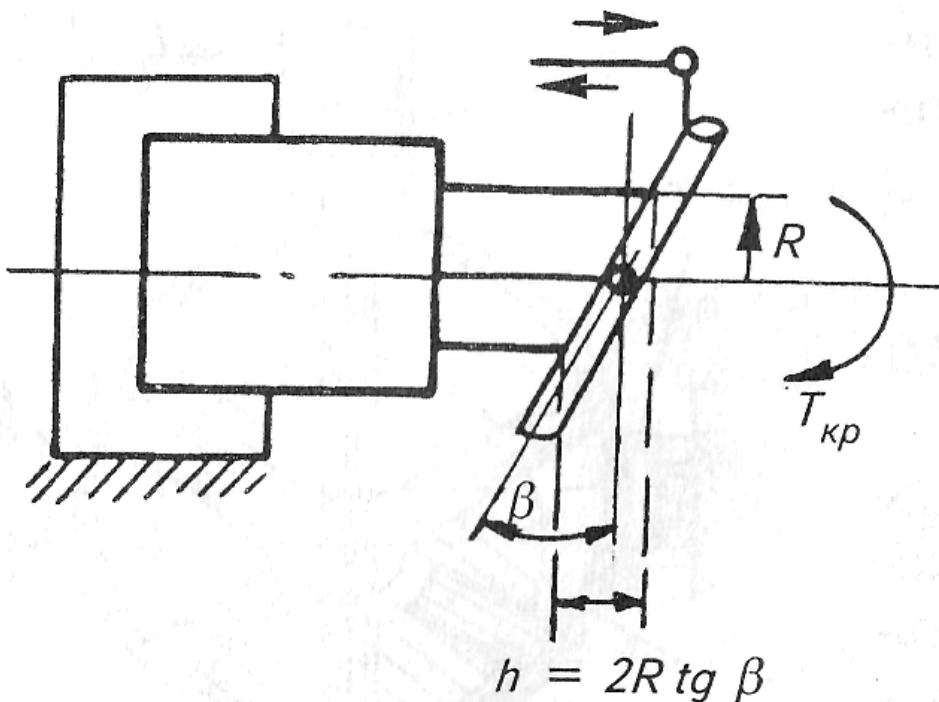


Величина средней подачи **аксиально-поршневого насоса** находится в прямой зависимости от угла наклона ротора β (для насоса с наклонным ротором) или угла наклона диска β (для насоса с наклонным диском)

$$Q_{\text{И}} = 2\pi d^2 R n \cos \beta,$$

где $2R \cos \beta = h$ — ход поршня.

Из выражения следует, что изменение угла наклона приводит к изменению хода поршня и, как следствие, к изменению величины подачи насоса.



Регулирование подачи изменением угла наклона диска

У аксиальных насосов эти величины определяются из зависимостей:

$$Q_{\text{И}} = Z \frac{\pi D^2}{4} D' \operatorname{tg} \alpha = Z \frac{\pi D^2}{4} D' \operatorname{tg} \alpha_{\text{max}} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{max}}} = g_{\text{И max}} U_{\alpha}$$

где $U_{\alpha} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{max}}}$ - относительный параметр регулирования (от

0 до ± 1).

$$g_{n_{\max}} = Z \frac{\pi D^2}{4} \operatorname{tg} \alpha_{\max} - \text{максимальный рабочий объем}$$

насоса.

D' - диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров.

Исходя из графиков подачи и коэффициента неравномерности подачи следует, что для уменьшения неравномерности подачи рекомендуется применять многоцилиндровые насосы с нечетным количеством цилиндров. Причем, если число цилиндров будет 7 и более, то подачу считают максимально равномерной.

Допустимая высота всасывания насоса. Условие безкавитационной работы

Высота всасывания насоса является параметром, определяющим абсолютное положение насоса по отношению к отметке уровня воды в приемном резервуаре или источнике, из которого эта вода перекачивается насосом. Высота всасывания определяется разряжением, которое образуется в корпусе насоса и зависит от превышения внешнего атмосферного давления над внутренним абсолютным давлением всасывания жидкости во входной части рабочего колеса и выражается в метрах. Высота всасывания определяет тем самым и глубину заложения фундамента машинного зала, а следовательно и капитальные затраты на строительство.

Различают геометрическую (Нг.в.), , и вакуумметрическую (Нвак) высоты всасывания.

Геометрическая высота всасывания Нг.в. – разность отметок оси насоса и свободного уровня поверхности воды в резервуаре или в источнике. Это высота установки насоса над уровнем жидкости в емкости.

Вакуумметрическая высота всасывания Нвак характеризует степень разряжения, возникающего у входа в насос. Вакуумметрическая высота всасывания зависит от атмосферного давления, температуры

перекачиваемой жидкости, быстроходности насоса, конструктивных особенностей и др. Обычно допустимая вакуумметрическая высота всасывания указывается в каталогах насосов при атмосферном давлении и температуре 20 0С.

Схемы расположения насоса в гидроприводе могут быть следующими:

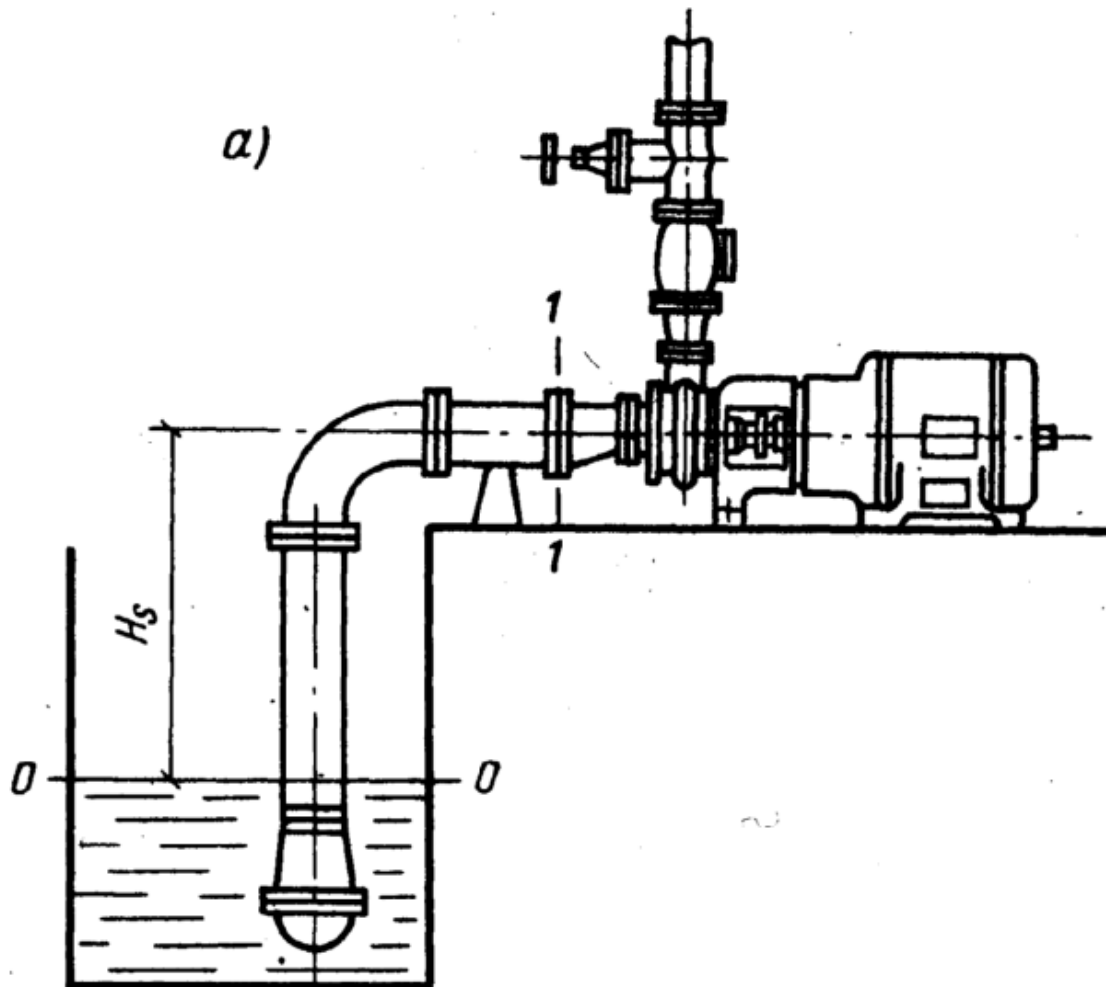


Схема 1. Забор насосом жидкости из открытого резервуара. Уровень свободной поверхности расположен ниже оси рабочего колеса насоса.

Применяя уравнение Бернулли для двух сечений (уровня свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре 0 – 0 и сечения 1 – 1 на входе в насос) получаем уравнение для определения абсолютного давления в сечении перед входом в насос:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{AT}}{\gamma} - H_s - \frac{v_1^2}{2g} - h_{W_{0-1}}$$

P_1 -давление на выходе из насоса;

P_{AT} – атмосферное давление;

H_s

где H_s - разность отметок оси рабочего колеса и свободной поверхности жидкости в резервуаре, м;

v_1 – скорость потока на выходе из насоса.

$h_{W_{0-1}}$

- суммарные гидравлические потери во всасывающей линии насоса, м;

Давление на входе в насос, работающем в заданном режиме по схеме 1, определяется параметром:

$$H_s = \frac{P_{AT}}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{W_{0-1}}$$

который называют **геометрической высотой всасывания**.

А параметр :

$$H_B = \frac{P_{AT}}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{AT} - P_1}{\gamma}$$

называют **вакуумметрической высотой всасывания**.

Зависимость между геометрической высотой всасывания и вакуумметрической определяется из уравнения для H_s и представляется в следующем виде:

$$H_S = H_B - \frac{v_1^2}{2g} - h_{w_{0-1}}$$

$$H_B = H_S + \frac{v_1^2}{2g} + h_{w_{0-1}}$$

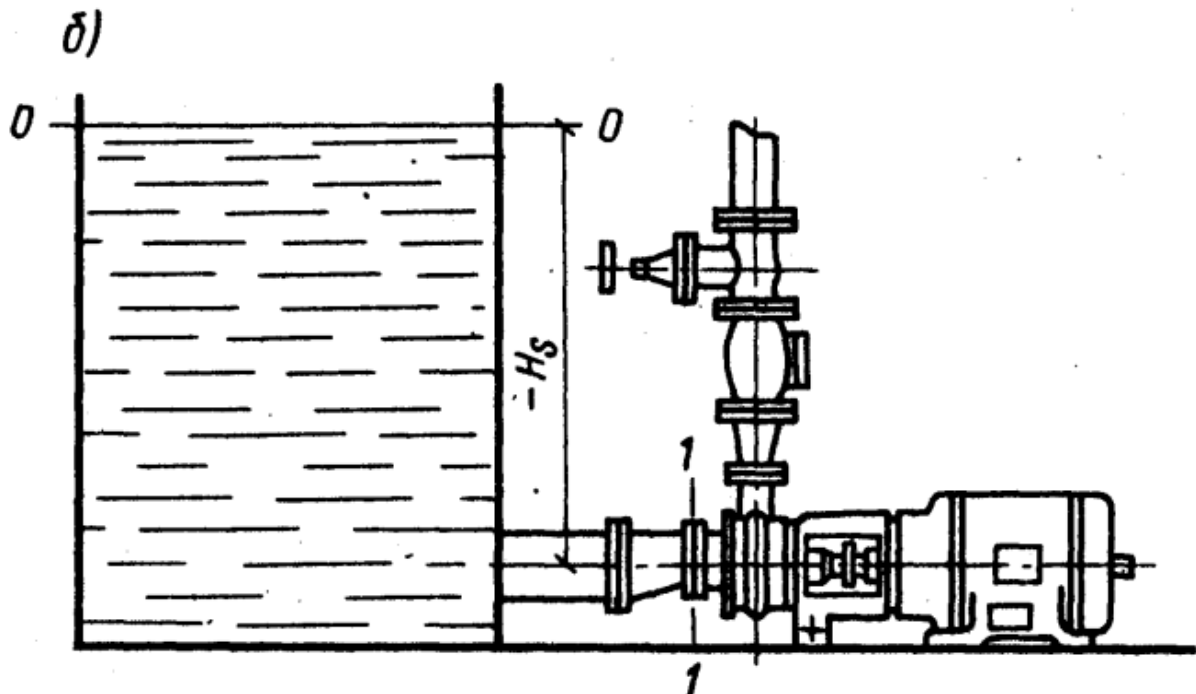


Схема 2. Забор насоса жидкости из открытого резервуара. Уровень свободной поверхности жидкости расположен выше оси рабочего колеса насоса.

В случае если принять за плоскость отсчета сечение 0 – 0, то единственное отличие данной схемы от схемы 1 будет заключаться в

том, что величина H_S будет иметь отрицательное значение. В этом случае:

$$H_S = \frac{v_1^2}{2g} + h_{w_{0-1}} - H_B$$

;

$$H_B = \frac{v_1^2}{2g} + h_{w_{0-1}} - H_S$$

Отрицательное значение геометрической высоты всасывания обычно называют подпором.

При достаточном подпоре давление на входе в насос может устанавливаться больше атмосферного на всех режимах его работы.

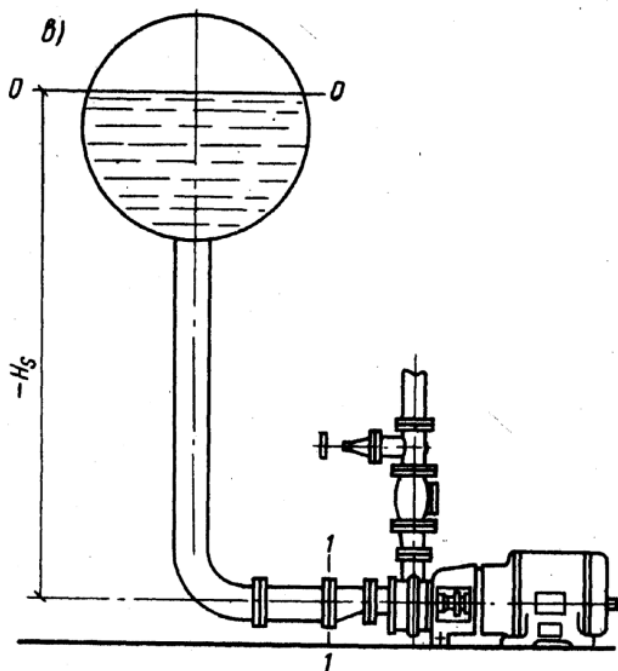


Схема 3. Откачка жидкости из замкнутого резервуара

Принципиальное отличие данной схемы работы насоса от рассматриваемой схемы 2 состоит в том, что вакуумметрическая высота всасывания в этом случае равна:

$$H_B = \frac{P_{AT} + P_{ИЗБ} - P_1}{\gamma}$$

где $P_{ИЗБ}$ - избыточное давление, которое в зависимости от технологического назначения установки, конструктивных особенностей схемы и режима ее работы может быть положительным, отрицательным или знакопеременным.

При различных соотношениях абсолютных

$$H_S; P_{AT}; P_{ИЗБ}$$

значений давление на входе в насос может быть больше или меньше атмосферного.

Учитывая зависимость конструктивного исполнения насоса отсчет геометрической высоты всасывания ведется по-разному:

- для **горизонтальных насосов** она равна разности отметок оси рабочего колеса и свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре;
- для **насосов с вертикальным валом** она отсчитывается от середины входных кромок лопастей рабочего колеса до свободной поверхности жидкости в резервуаре.

$$H_S$$

Параметр геометрической высоты всасывания H_S , определяя положение насоса по отношению к уровню свободной поверхности в водоисточнике, и тем самым определяет глубину заложения

$$H_S$$

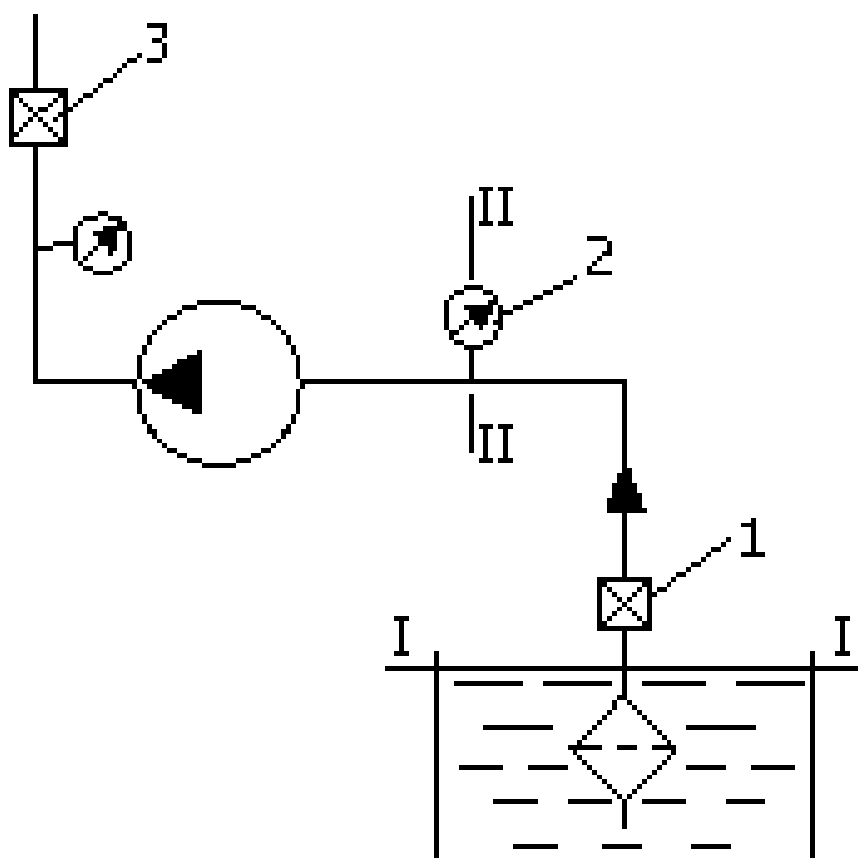
фундамента машинного здания. Таким образом, увеличение является крайне желательным. Анализ полученных выше формул указывает, что для нормального функционирования схемы 3, предпочтительно иметь короткие всасывающие линии с малой скоростью течения жидкости и минимумом местных сопротивлений.

Рассмотрим пример определения необходимых высот всасывания:

В гидроприводах насосы могут располагаться как выше, так и ниже уровня жидкости в резервуаре. В первом случае насосы имеют положительную геометрическую высоту всасывания, определяемую как разность отметок оси насоса и уровня жидкости в резервуаре, а во втором случае – отрицательную высоту всасывания, называемую подпором.

Всасываемая жидкость должна непрерывно и полностью заполнять полости всасывания и безотрывно следовать за вытеснителем. В противном случае может наступить явление кавитации.

Всасывающая способность насоса характеризуется максимальной вакуумметрической высотой всасывания $H_{\text{вак.мак}}$ т.е. высотой соответствующей максимальному показанию вакуумметра, при которой еще возможно нормальное протекание процесса всасывания.



Для определения $H_{\text{вак.мак}}$ воспользуемся уравнением Бернулли. Сечение I-I на свободной поверхности жидкости, сечение II-II на входе в насос, где подсоединен вакуумметр 1 (рисунок 8). Плоскость

сравнения 0-0 на оси насоса. Тогда для потока вязкой жидкости при установившемся движении

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + H_{\text{ном}}$$

где $\alpha_1 \sim \alpha_2 \sim 1$, $v_1 \sim 0$, $P_1 = P_{\text{атм}}$;

$z_1 = -H_{\text{в}}$ - геометрическая высота всасывания;

$v_2 = v$ - скорость жидкости во всасывающем трубопроводе;

$p_2 = p$ - абсолютное давление в точке подсоединения вакуумметра;

$z_2 = 0$;

$H_{\text{ном}}$ - потери напора во всасывающем трубопроводе.

$$H_{\text{ном}} = \lambda \frac{l_e + \sum l_{\text{э.экв}}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

λ - коэффициент Дарси;

где l_e - длина всасывающего трубопровода;

$\sum l_{\text{э.экв}}$ - эквивалентная длина всех местных сопротивлений трубопровода;

d - диаметр трубопровода.

Подставляя в уравнение Бернулли известные величины, и решая его относительно вакуумметрической высоты всасывания, получим:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{P}{\rho g} = H_e + H_{\text{ном}} + \frac{v^2}{2g}.$$

Из уравнения следует, что вакуумметрическая высота всасывания **$H_{\text{вак}}$** всегда меньше высоты столба жидкости, соответствующей атмосферному давлению. Максимальная вакуумметрическая высота всасывания будет тогда, когда во втором сечении давление будет минимальным **P_{min}** :

$$H_{\text{взх.мах}} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \left(\frac{P}{\rho g} \right)_{\text{min}}$$

Минимальное давление в жидкости равно давлению насыщенных паров ее при данной температуре $P_{\text{н.п}}$, при котором возможно наступление кавитации. Для предотвращения этого явления, необходимо в сечении II-II иметь такое P_{min} , при котором в полости всасывания давление будет несколько больше $P_{\text{н.п}}$. Следовательно,

$$\left(\frac{P}{\rho g} \right)_{\text{min}} = \frac{P_{\text{н.п}}}{\rho g} + \Delta H,$$

где ΔH - минимальный избыточный напор и зависит от сопротивлений распределительных устройств, скорости и характера движения вытеснителя. Определяется он экспериментально. При $n_n = \text{const}$, $H_n = \text{const}$ и постоянной температуре жидкости постоянно увеличивают сопротивление всасывающей линии, что ведет к увеличению $H_{\text{вак}}$.

Для поддержания постоянного напора насоса задвижкой 3 уменьшают сопротивление нагнетательной линии так, чтобы $H_n = \text{const}$.

Увеличение $H_{\text{вак}}$ не влияет на подачу насоса. Когда же $H_{\text{вак}}$ становится равной критической вакуумметрической высоте всасывания $H_{\text{вак.кр}}$, происходит резкое снижение подачи, напора и мощности. Причем кавитация наступает несколько раньше.

Чтобы гарантировать безкавитационную работу насоса, по кавитационной характеристике находят максимальную

вакуумметрическую высоту всасывания и по ней устанавливают допустимую

$$H_{\text{вак. доп}} = 0.85 H_{\text{вак. max}} = 0.85 \cdot 0.95 H_{\text{вак. кр.}}$$

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания указывается в каталогах и на характеристиках насосов. При выборе насоса необходимо обеспечить условие $H_{\text{вак}} \leq H_{\text{вак. доп}}$

Одним из основных условий нормальной работы гидравлических систем является отсутствие кавитации. Для этого необходимо, чтобы давление в любой точке потока жидкости было больше давления насыщенного пара. Жидкость движется во всасывающем трубопроводе насоса под воздействием давления на свободную поверхность воздухозаборника. Величина этого давления всегда ограничена и чаще всего равна атмосферному давлению. В конструкциях насосов наименьшее давление наблюдается вблизи входа в насос, т.е. там, где относительная скорость и соответствующая ей кинетическая энергия, достигают наибольших значений. Достигается это правильным выбором геометрической высоты всасывания насоса $H_{\text{г. вс.}}$, то есть той высоты, на которую поднят насос над уровнем жидкости. А критический кавитационный запас насоса $h_{\text{кр}}$ зависит от конструкции насоса и режима его работы. Кавитационный запас энергии на уровне всасываемой жидкости $gH_{\text{кав}}$ зависит от давления насыщенного пара при температуре всасываемой жидкости. Поэтому $H_{\text{г. вс. доп}}$ зависит от температуры жидкости. При расположении уровня всасываемой жидкости выше оси насоса повышение температуры увеличивает допустимую геометрическую высоту всасывания. Если уровень всасываемой жидкости располагается ниже оси насоса и давление на поверхности атмосферное, то чем выше температура жидкости, тем меньше $H_{\text{г. вс. доп}}$. Но при некоторой температуре, обуславливающей достаточно высокое значение $p_{\text{зн. л.}}$, величина $H_{\text{г. вс. доп}}$ становится равной нулю и дальнейшее повышение температуры потребует установки насоса ниже уровня всасываемой жидкости.

Кавитационный процесс делится на три стадии:

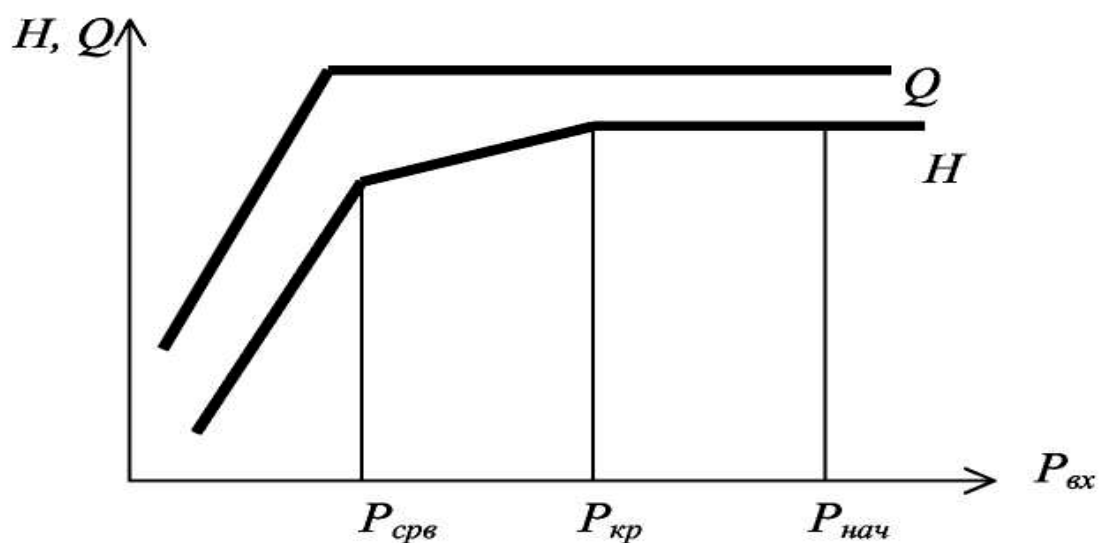


Рис. 3. Изменение напора и расхода насоса при уменьшении давления на его входе

При давлении на входе равного $P_{нач}$ в насосе возникает кавитация, которая проявляется в виде мелких пузырьков и шума. Дальнейшее уменьшение давления от $P_{нач}$ до $P_{крит}$, несмотря на развитие кавитации (увеличивается количество и объем пузырьков), не приводит к изменению напора и к.п.д. насоса, но при этом могут усиливаться эрозионные и колебательные явления. При давлении $P_{крит}$, напор начинает снижаться (одновременно с напором снижается к.п.д. насоса). Это критический режим. При давлении на входе насоса равного $P_{срв}$ напор и расход резко падают. Это - срывной кавитационный режим, при котором дальнейшая эксплуатация насоса невозможна.

Для обеспечения бескавитационной работы насоса необходимо, чтобы минимальное давление во входной полости насоса было

больше давления насыщенного пара P_s :

$$P_{мин} > P_s$$

Для этого необходимо создать достаточный подпор перед насосом компенсирующий потери во всасывающей полости насоса и обеспечивающий там минимальное давление. Такой подпор выражается через понятие кавитационного запаса насоса. Кавитационным запасом называется превышение полного напора жидкости на входе в насос над напором от давления насыщенного пара.

$$\Delta H_c = \underbrace{\left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right)}_{\text{напор на входе в насос}} - \underbrace{\frac{P_s}{\rho g}}_{\text{напор от } P_s}$$

, (

где P_1 и v_1 – соответственно абсолютное давление и скорость

жидкости на входе в насос. ($P_1 = P_{атм} + P_{абс}$)

Кроме того, для устранения явления кавитации предпринимают следующие меры:

- заменяют диаметр всасывающего патрубка на больший;
- перемещают насос ближе к питающему резервуару, но не ближе 5-10 диаметров всасывающей трубы;
- понижают сопротивление во всасывающей трубе, заменой ее материала на менее шероховатый, задвижки на шиберную, характеризующуюся меньшими местными потерями, удалением обратного клапана;
- если всасывающая труба имеет повороты, уменьшают их количество и (или) заменяют отводы малых на большие радиусы поворота, сориентировав их в одной плоскости (иногда правильно заменить жесткую трубу гибкой);
- увеличивают давление на всасывающей стороне насоса повышением уровня в питающем резервуаре либо снижают оси установки насоса, либо используют бустерный (подпиточный) насос.

Устройства управления гидроприводом.

Вспомогательные устройства

Все устройства по управлению ГП делят на четыре группы:

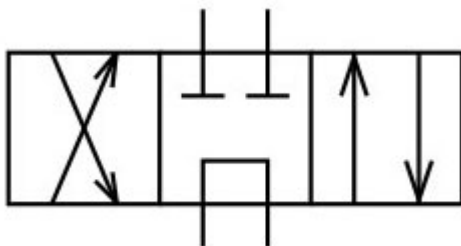
- распределители жидкости;
- распределители давления или клапана;
- регуляторы расхода жидкости;
- вспомогательные элементы

Рассмотрим эти группы

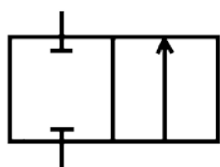
1. Распределители жидкости

Гидравлические распределители предназначены для изменения направления потока рабочей жидкости в гидравлических магистралях. В зависимости от конструкции запирающего элемента их делят на распределители золотникового, кранового и клапанного типа, а в зависимости от числа внешних гидролиний - распределители одно-, двух-, трех- и многосекционного исполнения. По числу фиксированных позиций запирающего элемента их делят на двухпозиционные, трехпозиционные и четырехпозиционные. По виду управления - с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением. Кроме того, эти гидрораспределители различают по способам присоединения к основной системе: резьбовое, стыковое и фланцевое. Каждое соединение зависит от назначения распределителя и объема проходящей через него жидкости. Например, золотниковые распределители применяются в случаях, когда необходимо перенаправить большой поток рабочей жидкости, а крановые устанавливаются на системы с малым расходом или же используются как вспомогательное оборудование. Главной целью всех гидрораспределителей является обеспечение наименьших усилий, необходимых для переключения направления движения потоков, а также минимизация утечек и снижение потерь в величине давления в том случае, если утечка, все же, возникнет.

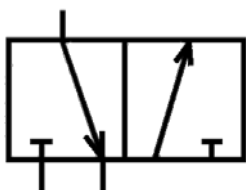
На гидравлической схеме гидравлический распределитель обозначается рядом прямоугольников, каждый из которых обозначает отдельную позицию распределителя. В каждом прямоугольнике линиями показано какие каналы соединит распределитель в данном положении.



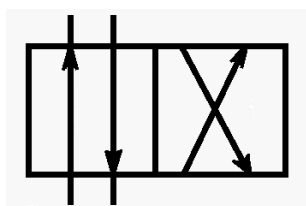
Примеры обозначений гидрораспределителей



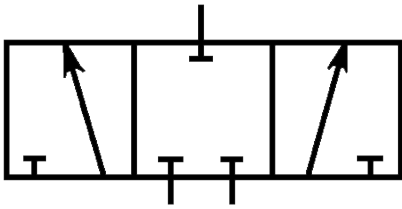
- двухпозиционный двухходовой распределитель;



- двухпозиционный трехходовой распределитель;



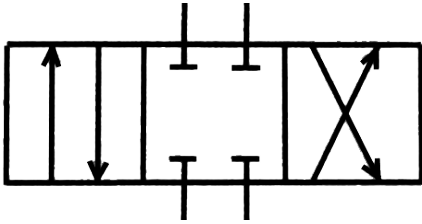
- двухпозиционный четырехходовой распределитель;



распределитель;

- трехпозиционный

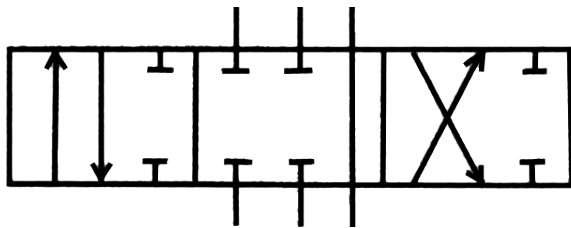
трехходовой



распределитель

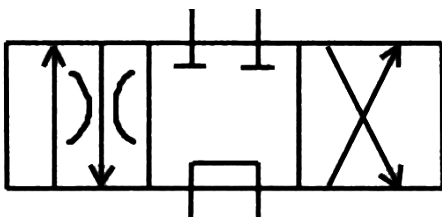
- трехпозиционный

четырёхходовой



распределитель;

- трехпозиционный шестиходовой



дресселирующий распределитель.

- трехпозиционный

четырёхходовой

Вид кранового распределителя



Вид золотникового распределителя



Вид клапанного распределителя



2. Распределители давления или клапана

Гидроклапан (гидравлический клапан) — это гидроаппарат, предназначенный для регулирования параметров потока жидкости путём изменения проходного сечения гидроаппарата за счёт изменения положения запорно-регулирующего элемента под воздействием потока жидкости. Различают гидроклапаны регулирующие и направляющие (о направляющих клапанах будет сказано ниже). Регулирующие клапаны осуществляют регулирование давления в потоке жидкости, а направляющие — пропускают или останавливают поток жидкости при достижении параметрами потока (давления, разности давлений и т. д.) заданных настройками клапана значений.

К регулирующим гидроклапанам относятся:

- **предохранительный клапан** поддерживает давление не выше определённого уровня на входе в гидроклапан; в нормальном

положении запорно-регулирующий элемент гидроклапана закрыт, и открывается, только тогда, когда давление на входе в гидроклапан достигнет предельно-допустимого значения (давление срабатывания);

Предохранительные клапаны используются для защиты гидропривода от сверхустановленного давления рабочей жидкости путем слива жидкости в моменты увеличения этого давления. Это клапаны эпизодического действия, т. е. при нормальных давлениях они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное.

К основным видам предохранительных клапанов относят:

- предохранительные клапана давления прямого действия, содержащие один запорно-регулирующий элемент (затвор), который меняет размеры проходного сечения между ним и седлом при непосредственном воздействии на него потока жидкости.;

- предохранительные клапаны непрямого действия (двухступенчатые), у которых имеются основной и вспомогательный запорные элементы (затворы). Причем изменение рабочего проходного сечения основным затвором осуществляется в результате воздействия потока на вспомогательный затвор дисковый, срабатывание которого влечет за собой срабатывание основного затвора.

В зависимости от типа запорно-регулирующего элемента они делятся на шариковые, конические, тарельчатые, плунжерные, золотниковые.





- **переливной(перепускной) клапан** предназначен для поддержания заданного давления в месте его подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан отличается от предохранительного только постоянством своего действия, что предъявляет к его конструкции ряд требований:

- скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть сравнительно небольшой (не более 5–8 м/с);
- запорный элемент не должен подвергаться колебательным явлениям;
- пропускная способность клапана должна быть значительной (в пределе равной подаче насоса).

Переливные клапаны применяют в гидроприводах дроссельным регулированием.



- **редукционный клапан** предназначен для поддержания заданного более низкого давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке по сравнению с давлением в подводимом к нему потоке. Редукционный клапан, как и переливной, при работе открыт и отличается от него тем, что поддерживает постоянное давление жидкости после себя в потоке, в то время, как переливной – до себя.



- **подпорный(напорный) клапан** предназначен для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости по сравнению с давлением в отводимом от него потоке(обратный по действию редуccionному клапану).



-**клапан соотношения давлений** поддерживает постоянным соотношение между давлениями на входе и выходе из клапана.



Условное графическое обозначение предохранительного клапана

Условное графическое обозначение переливного клапана

Условное графическое обозначение редукционного клапана

Условное обозначение подпорного клапана

Условное графическое обозначение клапана соотношения давлений

3. Регуляторы расхода жидкости

Регуляторы потока(расхода) предназначены для поддержания заданного расхода жидкости вне зависимости от перепада давления между входным и выходным патрубками гидравлического аппарата. Их применяют для сглаживания пульсации. Он состоит из дросселя и клапана разности давлений, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе. Регуляторы расхода часто используют в объёмном гидроприводе, в системах стабилизации скорости движения вала гидромотора или штока гидроцилиндра. При установке регулятора в сливной гидролинии, он поддерживает на постоянном уровне слив жидкости из гидродвигателя, и таким образом поддерживает постоянной скорость движения рабочего органа.

Все регуляторы расхода делят на две группы:

- регуляторы расхода прямого действия;
- регуляторы расхода непрямого действия.

Регуляторы расхода прямого действия :

- дроссели;
- делительные клапана;
- сумматоры;
- обратные клапана;
- гидрозамки;
- гидрореле времени.

К регуляторам расхода непрямого действия относят гидроусилители:

- золотниковые ;
- дроссельные;
- струйные.

Рассмотрим эти группы регуляторов

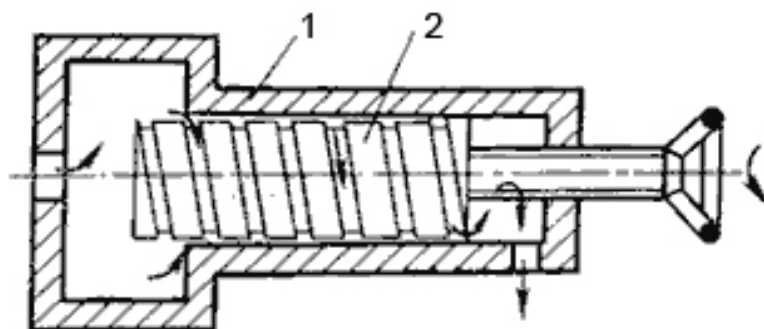
Регуляторы расхода прямого действия:

1. ДРОССЕЛИ

Эти регуляторы предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя. Его обозначение на гидросхемах:

Дроссель представляет собой регулируемое местное сопротивление, площади проходных отверстий которых можно изменять(регулировать) в процессе работы, изменяя тем самым расход жидкости. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам:

Линейные дроссели, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала винтом 2, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорения дросселя во время его работы.



Нелинейные дроссели характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давления, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений. В нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения.

В зависимости от конфигурации проходного отверстия дроссели делят на игольчатые, щелевые, канавочные, пластинчатые и др. Чем больше проходное отверстие дросселя. Тем меньшее влияние на его работу оказывает явление облитерации.

Расход через любой дроссель определяется по формуле:

$$Q = \mu \omega \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

μ — коэффициент расхода дросселя;

ω — площадь проходного отверстия;

Δp — перепад давления в дросселе;

ρ — плотность рабочей жидкости.



2. ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНА(сумматоры)

Делительные клапаны предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках при их разделении.

Для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках при их слиянии применяют **суммирующие клапаны (сумматоры)**.

Условное их обозначение на гидросхемах:

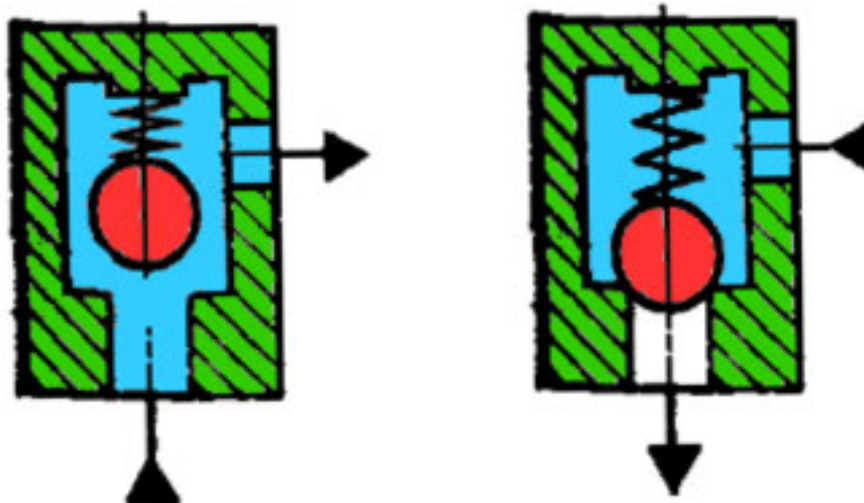


3. ОБРАТНЫЕ КЛАПАНА

Обратные клапаны - гидравлические устройства пропускающие жидкость в только одном направлении.

Обратные клапаны устанавливаются в линиях, где необходимо однонаправленное движение потока. Кроме того, обратные клапаны являются неотъемлемой частью поршневых насосов и гидромоторов.

На представленном ниже рисунке показана принципиальная схема обратного клапана.



При движении жидкости в прямом направлении запорно-регулирующий элемент отжимается от седла и поток проходит через рабочее окно клапана. При обратном движении запорно-регулирующий элемент под воздействием потока жидкости прижимается к седлу, в этом направлении движение потока невозможно. В качестве запирающего элемента используют шарики и конусы.

Условное обозначение обратного клапана на гидросхемах:



4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЗАМКИ (управляемые обратные клапана)

Гидравлические замки и аналогичные им запорные клапаны предназначены для управления потоком рабочей жидкости, т. е.

пропускания жидкости в одном направлении и запираия в обратном. Они используются в гидроприводах для автоматического запираия рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров и гидродвигателей с целью их стопорения в заданном положении и управляются механическими звеньями, электромагнитами, пневмо- и гидроэлементами. Гидравлические замки могут быть односторонними и двусторонними, с шариковыми и коническими клапанами.

Условное их обозначение на гидросхемах:



5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЛЕ ВРЕМЕНИ

Гидравлическое реле времени (или гидроклапан выдержки времени) это направляющий гидроаппарат предназначенный для пуска или остановки потока рабочей жидкости через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала. Гидравлические реле времени применяются для обеспечения определенной выдержки во времени между различными циклами срабатывания исполнительных механизмов машины. Выдержка реле зависит либо от времени наполнения жидкостью полости цилиндра, либо от времени его освобождения от жидкости, либо от времени перетекания жидкости из одной полости цилиндра в другую. Во всех случаях течение жидкости происходит через дроссель. Регулирование времени срабатывания реле осуществляется за счет изменения или хода поршня или сопротивления дросселя.

Условное обозначение гидрореле времени на гидросхемах:



РЕГУЛЯТОРЫ РАСХОДА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ:

В регуляторах расхода *непрямого действия* управление регулирующим органом производится с помощью энергии, получаемой от постороннего источника. Эти регуляторы надежны в работе и могут развивать большие перестановочные усилия. Их применяются во взрыво- и пожароопасных зонах и, как правило, при непосредственном размещении элементов регулятора в зоне объекта регулирования. Благодаря подводу дополнительной энергии и включению в состав регулятора двух дополнительных блоков (усилителя и исполнительного механизма), удаётся обеспечить большие усилия и мощности, необходимые для преодоления силы трения в регулирующих органах большого размера. Этим регуляторы непрямого действия отличаются от регуляторов прямого действия. На работу регуляторов расхода непрямого действия не оказывают влияние капиллярные силы (капиллярная сила - это сила, обусловленная капиллярными явлениями, к которым относятся поверхностные явления на границе жидкости с другой средой, связанные с искривлением ее поверхности. Искривление поверхности жидкости на границе с газовой фазой происходит в результате действия поверхностного натяжения жидкости, которое стремится сократить поверхность раздела и придать ограниченному объему жидкости форму с наименьшим потенциалом сил поверхностного натяжения), так как мощность на выходном штоке исполнительного механизма заведомо больше сил трения и капиллярных сил и движение определяется только мощностью исполнительного механизма. В результате регулятор непрямого действия имеет выше чувствительность, большую точность регулирования, но он сложнее по устройству и соответственно дороже.

К регуляторам расхода непрямого действия относят:

Золотниковые регуляторы

Основным элементом гидроусилителя этого типа является золотник(устройство, направляющее поток жидкости или газа путём смещения подвижной части относительно окон в поверхности, по которой она скользит. В качестве золотника чаще всего выступает плунжер переменного диаметра. В корпусе золотникового распределителя может также располагаться переливной клапан), который выполняет функции дросселя переменного сопротивления и распределительного устройства.

Дросселируя поток жидкости, идущий к гидродвигателю, золотник меняет величину давления, развиваемую гидродвигателем и усилие, перемещающее регулирующий орган. Изменение направления движения жидкости золотником приводит к реверсу исполнительного органа гидропривода.

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные); трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя "4/2" можно понять, что он имеет 4 подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный). Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя "4/2" говорит, что у него две позиции.

Рычаг 1, совершая качательное движение, приводит в движение золотник 2, к которому подключена напорная линия с давлением P_1 и сливная линия с давлением P_2 . Золотник соединен с силовым гидроцилиндром 3, который является гидродвигателем исполнительного органа гидропривода. Золотник 2, сместившись вправо, перекрывает окна 5 в гильзе 6 золотника и жидкость не будет поступать в силовой гидроцилиндр 3 и, следовательно, исполнительный орган не будет совершать работу. Сместившись влево, золотник 2 откроет окна 5 жидкость поступит в гидроцилиндр 3, поршень 4 будет определять перемещение золотника и при помощи рычага 1 будет осуществляться жесткая обратная связь между поршнем 4 и золотником 2, благодаря которой поршень все время будет стремиться уменьшить рассогласование между своим движением и движением золотника, т.е. будет происходить его возвратно-поступательное движение, а, следовательно, будет совершаться полезная работа исполнительным органом гидропривода.

Золотниковые гидрораспределители используются при номинальных давлениях до 32 МПа. С помощью золотниковых гидрораспределителей, осуществляется управление направлением движения рабочих органов гидродвигателей (валов гидромоторов и штоков гидроцилиндров). Такие распределители установлены, например в гидросистемах многих экскаваторов, бульдозеров, автогрейдеров и др.



Дроссельные регуляторы

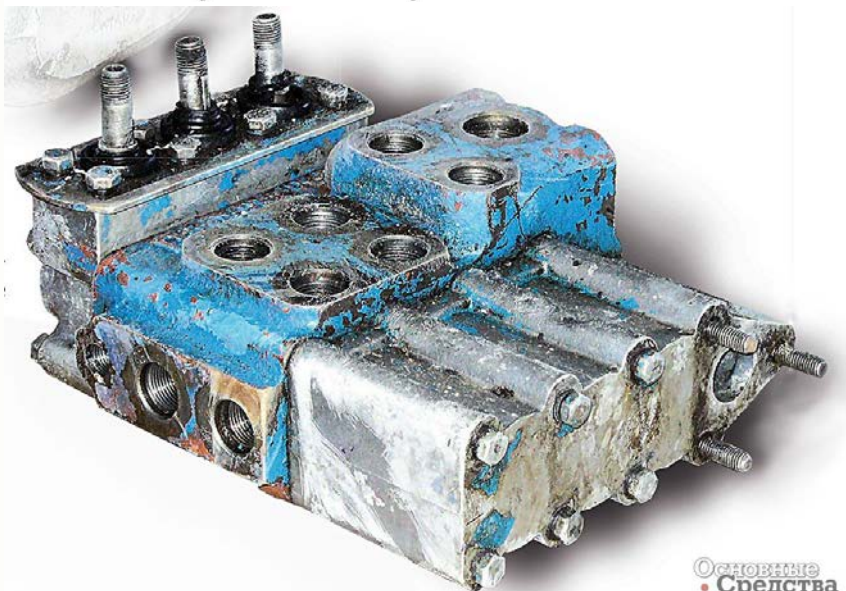
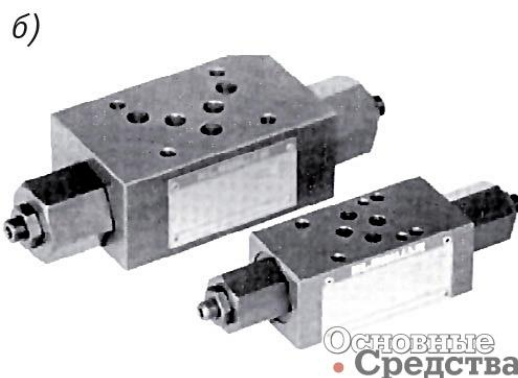
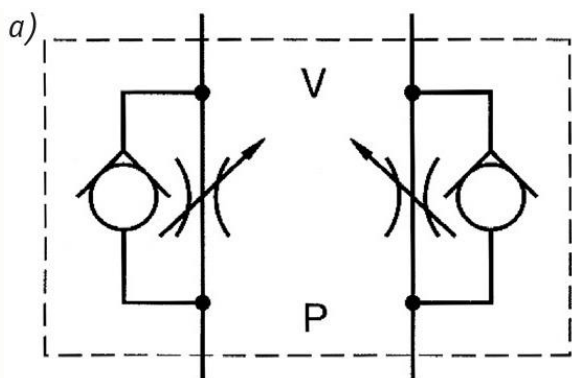
Дроссельный регулятор представляет собой механический регулятор проходного сечения канала, изменяющий количество протекающей в канале жидкости.

Эти регуляторы применяют для исключения влияния нагрузки на расход жидкости, а, следовательно и на скорость гидродвигателя и позволяют обеспечивать при изменении нагрузки постоянный перепад давления и постоянный расход жидкости. Регулятор устроен таким образом, что может изменять сопротивление потоку жидкости, идущей к гидродвигателю при перемещении управляющего элемента в зависимости от внешнего сигнала.

Регулятор состоит из камеры 1, откуда идет подвод жидкости через дроссель 2 в камеру питания гидродвигателя 3, сопла 4, и заслонки 5. Сопло 4 и заслонка 5 образуют регулируемый дроссель. Из камеры 3 часть жидкости поступает в силовой гидроцилиндр 6, а часть сливается в зазор между соплом и заслонокой. Перемещение заслонки 5 приводит к изменению давления P в камере питания 3. Это вызывает, в виду существования связи 3-6, перемещение поршня 7 силового гидроцилиндра 6. Таким образом, шток поршня 8, который является выходным звеном, определяет движение заслонки 5, которая является входным звеном. Таким образом, регулируя положение заслонки 5, определяют скорость возвратно-поступательного движения поршня 7

силового гидроцилиндра 6, а, следовательно, скорость движения выходного звена 8 гидропривода.

Дроссельные регуляторы используют в объёмном гидроприводе, в системах стабилизации скорости движения вала гидромотора или штока гидроцилиндра. Например, будучи установленным в сливной гидрوليнии он поддерживает на постоянном уровне слив из гидродвигателя и таким образом поддерживает постоянную скорость движения рабочего органа.



Струйные регуляторы

Гидравлические струйные регуляторы представляют собой автоматические регулирующие устройства в которых управление исполнительным механизмом производится за счет преобразования кинетической энергии струи масла в энергию давления.

Основным элементом струйного регулятора является полая трубка 1 с коническим насадком. К трубке подводится жидкость с постоянным давлением. Проходя через трубку, жидкость вытекает из насадка и попадает на плиту 3 с приемными соплами 5 и 2, представляющие собой каналы специальной конфигурации, в которых скоростной напор вытекающей жидкости преобразуется в напор статический. Эти сопла соединены с силовым гидроцилиндром 4, который является гидродвигателем исполнительного органа гидропривода. Регулируя положение полой трубки относительно сопел, получают движение поршня вправо или влево, а именно: через сопло 2 рабочая жидкость поступает в правую полость гидроцилиндра 4, а через сопло 5 – в левую. И при движении поршня происходит вытеснение жидкости из правой или левой полости гидроцилиндра через гидросеть 6 и сопла 2 и 5, определяя тем самым параметры звеньев 7 силового гидроцилиндра, являющегося одновременно и гидродвигателем гидропривода.

Струйные регуляторы применяют для регулирования давления и расхода рабочей жидкости в гидросистеме, а также соотношения расхода двух потоков.

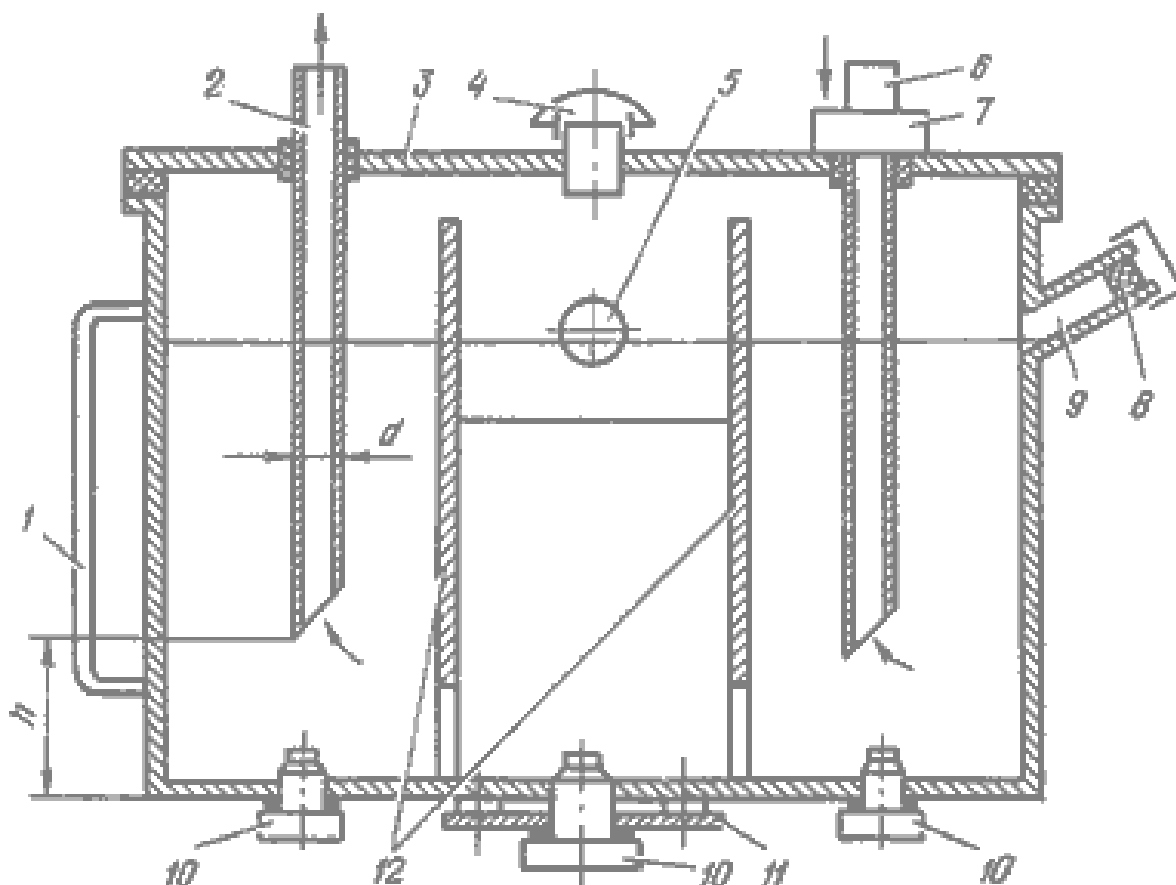


ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

К вспомогательному оборудованию гидроприводов, обеспечивающим его нормальную работу относят: гидробаки и теплообменники, фильтры, уплотнительные устройства, гидравлические аккумуляторы, гидравлические реле давления, измерительная аппаратура и трубопроводы гидравлических систем.

Гидробаки(гидроемкости, гидрорезервуары) и теплообменники

Гидробаки предназначены для питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством; в нем происходит выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей.



1 - указатель масла; 2- всасывающая труба; 3 - крышка; 4 - сапун;
 5 - глазок; 6 - сливная труба; 7 - фильтр; 8 - сетчатый фильтр (ячейки 0,1 0,1 мм); 9 - заливное отверстие; 10 - магнитная пробка;
 11 - крышка для слива РЖ; 12 - перегородки (успокоители)

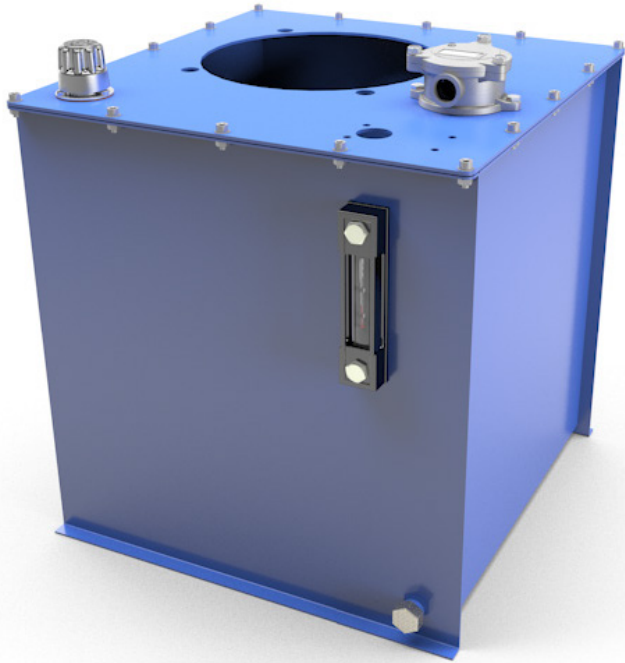
Гидробаки изготавливают сварными из листовой стали толщиной 1-2 мм или литыми из чугуна. Форма гидробаков прямоугольная. Внутри гидробака имеются перегородки 12, которыми всасывающая труба отделена от сливной 6. Кроме того, перегородки удлиняют путь циркуляции рабочей жидкости, благодаря чему улучшаются условия для пеногашения и оседания на дно гидробака примесей, содержащихся в рабочей жидкости. Для улучшения выделения воздуха из рабочей жидкости применяется мелкая сетка, поставленная в гидробаке под углом. Для выравнивания уровня жидкости в гидробаке перегородки имеют отверстия на высоте 50...100 мм от дна. Заливку рабочей жидкости производят через отверстие 9 с сетчатым фильтром 8, имеющим ячейки размером не

более 0,1 мм. Отверстие для заливки закрывают пробкой. Для контроля уровня рабочей жидкости в гидробаке служат указатель 1 или смотровой глазок 5. Для выравнивания давления над поверхностью жидкости в баке с атмосферным давлением служит сапун 4.

В процессе эксплуатации гидропривода температура рабочей жидкости не должна превышать 55...60° С и в отдельных случаях 80° С. Если поддержание температуры в пределах установленной не может быть обеспечено естественным охлаждением, в гидросистеме устанавливают *теплообменники*. В гидроприводах применяют два типа теплообменников: с водяным и воздушным охлаждением.

Теплообменники с водяным охлаждением имеют небольшие размеры. В отличие от воздушных, они более эффективны, но требуют дополнительного оборудования для подачи охлаждающей жидкости. Конструктивно теплообменник представляет собой змеевик из стальной, размещенной в гидробаке. Эти теплообменники применяют в гидроприводах стационарных машин, работающих в тяжелых условиях. *Теплообменники с воздушным охлаждением* выполняют по типу автомобильных радиаторов или в виде труб, оребренных для увеличения поверхности теплопередачи. Для увеличения эффективности теплопередачи поверхность теплообменника обдувается воздухом от вентилятора.







Фильтры

Фильтры предназначены для очистки рабочей жидкости от содержащихся в ней примесей, состоящих из частиц, попадающих в гидросистему извне (через зазоры в уплотнениях, при заливке и доливке рабочей жидкости в гидробак и т.д.), из продуктов износа гидроагрегата и продуктов окисления рабочей жидкости. Они вызывают абразивный износ и приводят к заклиниванию подвижных пар, ухудшают смазку трущихся деталей гидропривода, снижают химическую стойкость рабочей жидкости, засоряют узкие каналы в регулирующей гидроаппаратуре.

Примеси задерживаются фильтрами, принцип работы которых основан на пропуске жидкости через фильтрующие элементы (щелевые, сетчатые, пористые) и в этом случае примеси задерживаются на поверхности или в глубине фильтрующих элементов или в пропуске жидкости через силовые поля (сепараторы) и в этом случае рабочая жидкость проходит через искусственно создаваемое магнитное, электрическое, центробежное или гравитационное поле, где происходит оседание примесей.

По тонкости очистки, т.е. по размеру задерживаемых частиц фильтры делятся на фильтры грубой, нормальной и тонкой очистки.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером до 0,1 мм (сетчатые, пластинчатые) и устанавливаются в отверстиях для заливки рабочей жидкости в гидробаки, во всасывающих и напорных гидролиниях и служат для предварительной очистки.

Фильтры нормальной очистки задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (сетчатые, пластинчатые, магнитно-сетчатые) и устанавливаются на напорных и сливных гидролиниях.

Фильтры тонкой очистки задерживают частицы размером менее 0,05 мм, рассчитаны на небольшой расход и устанавливаются в ответвлениях от гидромагистралей.

В качестве фильтрующих элементов в фильтрах различной степени очистки используют металлические сетки с различной величиной ячеек, проволоку в виде труб с различным количеством отверстий

различного диаметра, набор пластин различной толщины, картонные тканевые, войлочные и металлокерамические материалы. Фильтрующий элемент может быть много- или одноразовым. В качестве одноразовых фильтрующих элементов применяют бумагу, картон, различных типов волокна, войлок. Многообразные предполагают использование нержавеющей волокна, металлических сеток, керамики и могут быть регенерированы(восстановлены). Такие фильтры может служить до 10 лет и снабжаются индикатором заполнения, который может быть представлен визуально-электрическим, электрическим или визуальным его типом.

Схемы установки фильтров:

Установка возможна на всасывающей, напорной и сливной гидрوليниях, а также в ответвлениях.

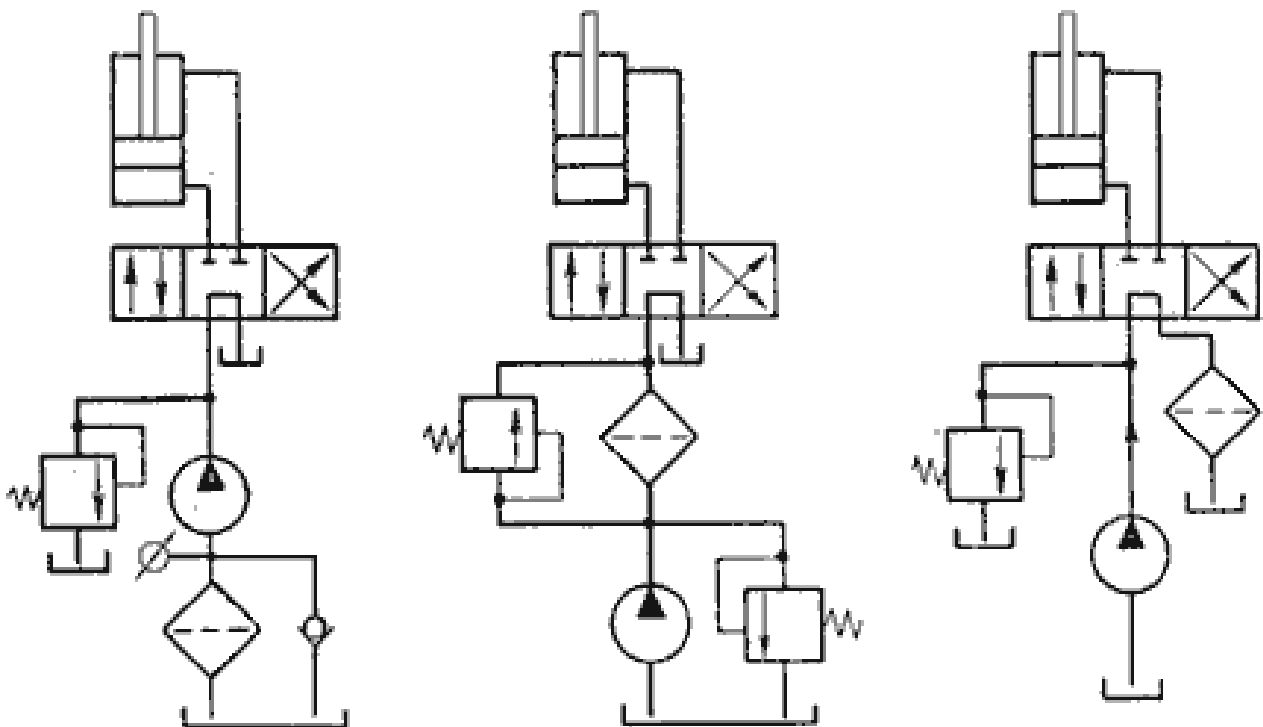


Рис.7.11. Схемы включения фильтров:

а - на всасывающей гидролинии; б - в напорной гидролинии;
в - в сливной гидролинии

Установка фильтров на всасывающей гидролинии обеспечивает защиту всех элементов гидросистемы. Недостатки: ухудшатся всасывающая способность насосов и возможно появление кавитации.

Установка фильтров в напорной гидролинии обеспечивает защиту всех элементов, кроме насоса. Засорение может вызвать разрушение фильтрующих элементов. Для этого устанавливают предохранительные клапаны.

Установка фильтров на сливной гидролинии наиболее распространена, так как фильтры не испытывают высокого давления, не создают дополнительного сопротивления на всасывающей и напорной гидролинии и задерживают все механические примеси, содержащиеся в рабочей жидкости, возвращающейся в гидробак. Недостаток такой схемы заключается в создании подпора в сливной гидролинии, что не всегда является желательным.

Установка на ответвлениях не обеспечивает полной защиты, но уменьшает общую загрязненность рабочей жидкости. Монтируется как дополнительная очистка к основной очистке.





Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства служат для устранения утечек и перетоков рабочей жидкости через зазоры между сопрягаемыми деталями элементов гидропривода, вызванных перепадом давлений.

К уплотнительным устройствам предъявляются следующие требования: износостойкость; совместимость с конструкционными материалами и рабочей жидкостью; устойчивость к температурным колебаниям; удобность монтажа-демонтажа; невысокая стоимость.

Уплотнительные устройства делятся на две группы: *уплотнения неподвижных соединений*, которые должны обеспечивать абсолютную герметичность при всех режимах работы гидропривода;

уплотнения подвижных соединений, допускающие возможность регламентированных утечек и перетоков рабочей жидкости.

Уплотнение считается герметичным, если после длительной выдержки под давлением (для неподвижных соединений) или после

установленного числа перемещений (для подвижных соединений) утечки рабочей жидкости не превышают предельно допустимые.

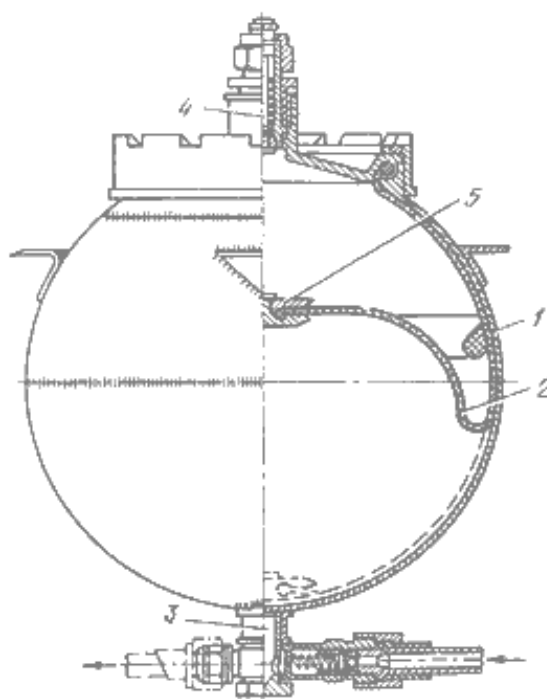
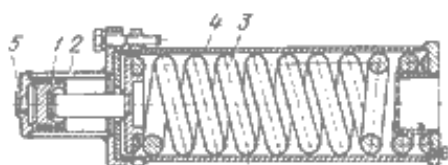
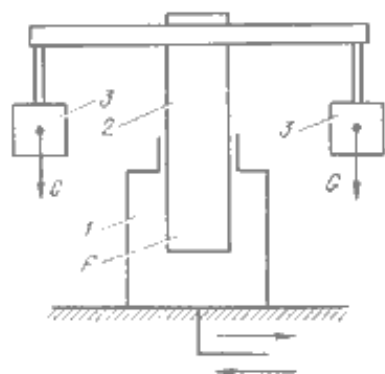
Применяют уплотнения металлическими кольцами, резиновыми кольцами, металлокерамическими, х/б, асбестовыми, паранитовыми, силиконовыми материалами, набивки, пропитанные графитом, суспензиями, жиром, церезином и т.п. Уплотнения, применяемые при давлениях до 50 МПа, скоростях перемещения уплотняемых деталей до 20 м/с и диапазоне температур -50...+100 С, называют манжетами. Манжета в первую очередь отличается тем, что изготавливается преимущественно из резины, реже в качестве материала для нее применяется пластик, кожа или полиуретан. Уплотнение сальник, который также именуют манжетой (но армированной), отличается тем, что имеет металлическую арматуру внутри резиновой части, которая она делает его прочнее и жестче.





Гидроаккумуляторы

Гидравлическим аккумулятором называется гидроемкость, предназначенная для аккумуляции энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего использования этой энергии в гидроприводе. Гидроаккумуляторы используются для поддержки стабильного давления в водопроводе, предохраняют водяной насос от преждевременного износа из-за частого включения, предохраняют систему водоснабжения от возможных гидроударов. При отключении напряжения, благодаря гидроаккумулятору, вы всегда будете с небольшим запасом воды. Гидроаккумуляторы поддерживают на заданном уровне давление, компенсируют утечки, сглаживают пульсацию давления, создаваемую насосами, выполняют функцию демпфера, предохраняют систему от забросов давления вызванных наездом машин на дорожные препятствия. Так же используются для достижения большей скорости холостого хода при совместной работе с насосами. В зависимости от носителя потенциальной энергии гидроаккумуляторы подразделяют на грузовые, пружинные и пневматические.



Гидроаккумуляторы:

а - грузовой; б - пружинный; в - пневмогидравлический с упругим разделителем

Грузовой аккумулятор состоит из цилиндра 1, плунжера 2 и груза 3 весом $2G$. При зарядке плунжер поднимается (происходит увеличение потенциальной энергии), при разрядке - опускается. Давление разрядки постоянно, но громоздкость ограничивает их применение.

Пружинный аккумулятор состоит из цилиндра 2, поршня 1, пружины 3, помещенной в корпусе 4. Зарядка и разрядка происходит через отверстие 5. Они компактны, но есть недостаток - неравномерность давления в начале и в конце цикла разрядки, малый полезный объем.

Пневмогидравлический аккумулятор с упругим разделителем состоит из баллона 1 и эластичной диафрагмы 2, закрепленной в верхней части аккумулятора. Зарядку газом производят через отверстие 4, а рабочей жидкостью через отверстие 3. Верхняя часть заполняется газом до начального давления P_H , соответствующего минимальному рабочему P_{min} в гидросистеме. Рабочая жидкость заполняет нижнюю часть до давления P_{max} , равного максимальному давлению в гидросистеме. Газ сжимается также до давления P_{max} . Когда давление в гидросистеме станет меньше P_{max} , рабочая жидкость вытесняется из гидроаккумулятора. Его преимущества в том, что он не требует частой подзарядки газом; безынерционен; пригоден к эксплуатации после длительного перерыва в работе и устанавливается в любом положении.

Типы аккумуляторов



**Грузовой
аккумулятор**

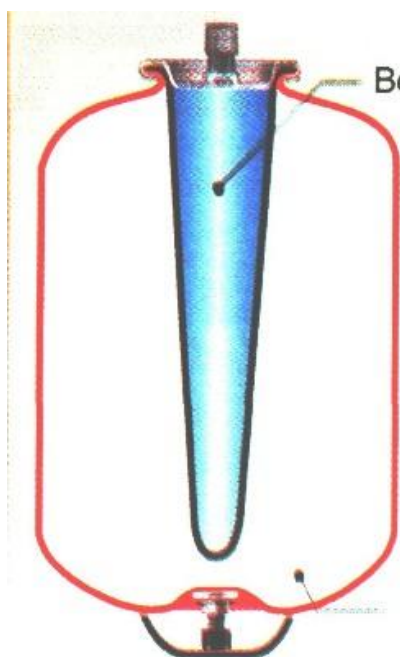


**Пружинный
аккумулятор**

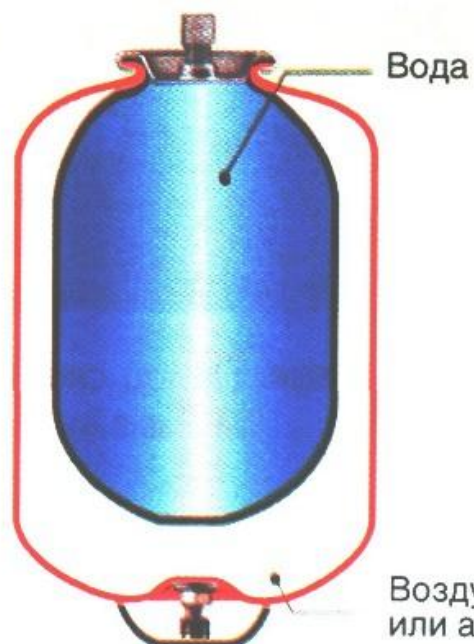


**Газовый
аккумулятор**

Устройство гидроаккумулятора



**Воздух
или азот**



**Воздух
или азот**

Герметичный корпус этого устройства разделяется специальной мембраной на две камеры, одна из которых предназначена для воды, а другая – для воздуха.



Гидравлические реле давления

Реле давления применяется для последовательного включения или выключения отдельных исполнительных органов машины и для осуществления дистанционного управления. Реле давления может обеспечить контроль за давлением в гидросистеме с подачей электросигнала, свидетельствующего, например, о перегрузке системы. Реле давления используется также с целью автоматизации процедуры сохранения заданных параметров гидросистемы и применяется во всех системах, в которых предусмотрено управление процессами, связанными с регулированием в замкнутых системах показателей.

Современные модели насосов оборудуются специальными штуцерами для подключения реле давления, а также встроенными фильтрами и обратным клапаном. Поэтому отдельные реле давления могут монтироваться и непосредственно в блоке с насосом.





Измерительная аппаратура

Контрольно-измерительная аппаратура – это устройства для получения информации о состоянии технологических процессов путем измерения их параметров, которые служат также для управления различными технологическими процессами, способствуют повышению производительности и обеспечивают безопасность работы гидравлических систем. Обработка и измерение гидравлических параметров является обязательным условием для минимизации риска возникновения неисправностей в оборудовании.

В гидроприводах применяют следующие виды измерительной аппаратуры:

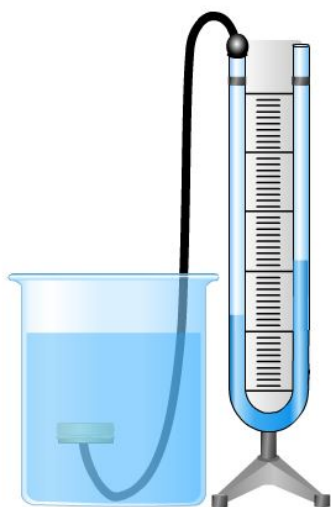
- манометры;

- расходомеры;
- термометры;
- балансирные динамометры или торсионнометры.

МАНОМЕТРЫ

Для измерения избыточного давления применяют **манометры**. Манометры по своему назначению подразделяются на приборы общего назначения и образцовые. Образцовые применяют для поверки манометров общего назначения и в испытательных стендах. По принципу действия манометры подразделяются на жидкостные, грузопоршневые, деформационные и электрические.

Жидкостные манометры применяют для измерений небольших давлений и чаще всего представляют собой стеклянную трубку, соединенную к резервуару. Измеряемое давление в жидкостных манометрах характеризуется видимой величиной столба уравнивающей жидкости в стеклянной измерительной трубке. В приборе используется принцип сообщающихся сосудов, в которых уровни жидкости совпадают при равном давлении над ними. При нарушении равновесного состояния положение уровней изменяется. В качестве уравнивающей жидкости применяют ртуть, дистиллированную воду, трансформаторное масло или этиловый спирт.



Грузопоршневые манометры, преобразуют давление рабочей жидкости в усилие, развиваемое поршнем. В этих приборах измеряемое давление определяется по величине нагрузки, воздействующей на поршень определенной площади, т.е. его работа основана на удержании поршня в цилиндре в определенном положении, когда с разных сторон на этот поршень воздействуют измеряемое давление и калиброванные грузы. По массе данных грузов и судят о величине измеряемого давления. Грузопоршневые манометры могут применяться, как рабочие эталоны давления для проверки различных типов манометров, вакуумметров, моноваккууметров и др., так и в качестве самостоятельных измерителей давления до разрежений в тысячи мегапаскалей.



Деформационные манометры получили в гидроприводе наибольшее распространение. Принцип их работы основан на зависимости деформации чувствительного элемента (мембраны, трубчатой пружины, сильфона) от измеряемого давления. Пропорциональная давлению деформация или сила преобразуются в показания или соответствующие изменения выходного сигнала.

Дефманометры содержат упругие чувствительные элементы, которые и преобразуют давление в пропорциональное перемещение точки.



Электрические манометры применяют для непрерывного измерения мгновенного значения давления в комплекте с осциллографами. Действие электрических манометров основано на зависимости электрических параметров манометрического преобразователя от измеряемого давления. Измеряемое давление, оказывая воздействия на чувствительный элемент, изменяет его собственные электрические параметры: сопротивление, ёмкость, частоту или заряд, которые становятся мерой этого давления. К этой категории относятся и вакууметры и мановакуумметры. Они предназначены для измерения давления жидкостей и газов, являющихся нейтральными по отношению к стали и латуни. Конструкция этих приборов аналогичная пружинным, однако разница заключается лишь в больших геометрических размерах из-за устройства контактных групп. Эти приборы применяют также в системе аварийной сигнализации.



Манометр образцовый предназначены для испытаний, поверки и калибровки приборов давления, а также для точных измерений избыточного давления жидкости и газа. Образцовые манометры служат для поверки других манометров и таких аппаратов, как преобразователи давлений и преобразователи разности давлений. Передаточные механизмы в образцовых манометрах проходят повышенную чистоту обработки сопрягаемого зубчатого зацепления.



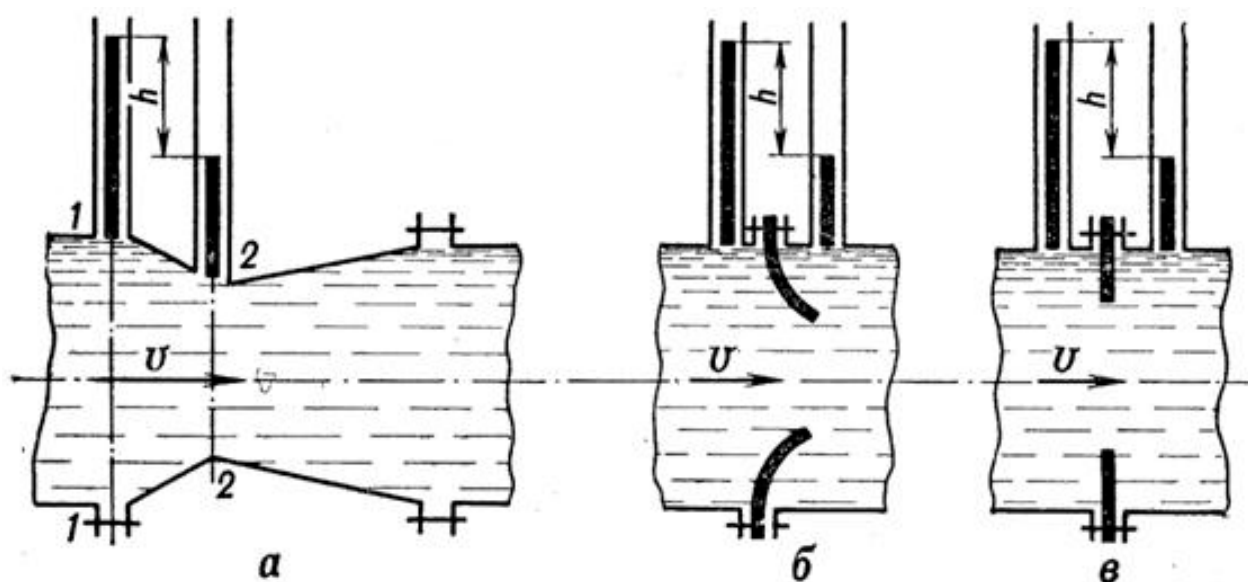
РАСХОДОМЕРЫ

Приборы для измерения расхода жидкости называются **расходомерами**. Их можно разделить на две группы: *гидравлические и механические*.

В механических расходомерах применяют гидравлические машины различных типов.

Гидравлические расходомеры основаны на принципе определения скорости движения жидкости при установившемся режиме. Скорость движения жидкости определяется косвенным путем - замером гидростатического давления или гидростатического напора. В соответствии с этим гидравлические расходомеры разделят на дроссельные и трубчатые (скоростные).

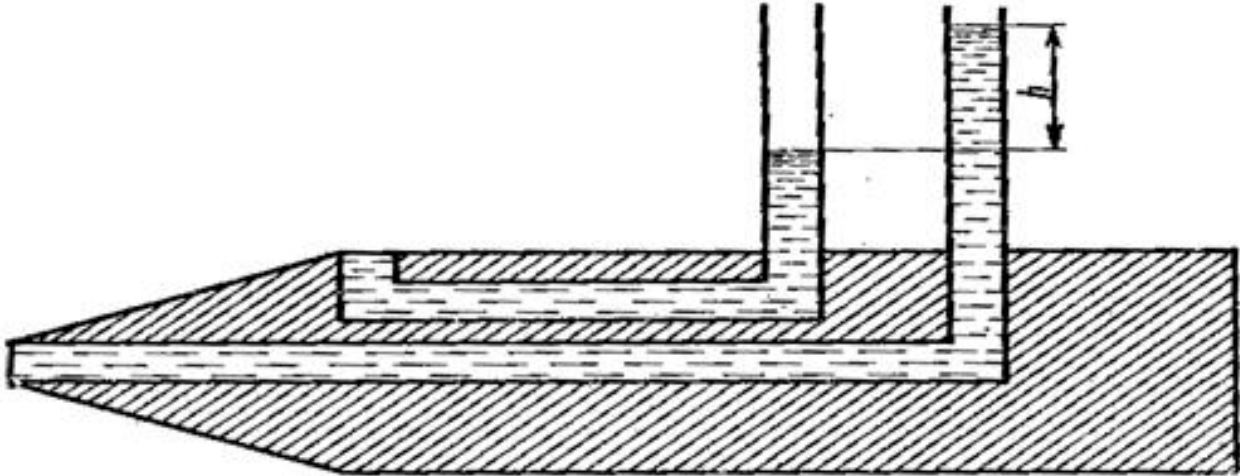
Дроссельные расходомеры основаны на принципе обеспечения перепада давления в двух живых сечениях. Для этого в трубу устанавливается специальное суживающее устройство, уменьшающее площадь живого сечения потока. Такими устройствами являются труба Вентури, сопло и диафрагма.



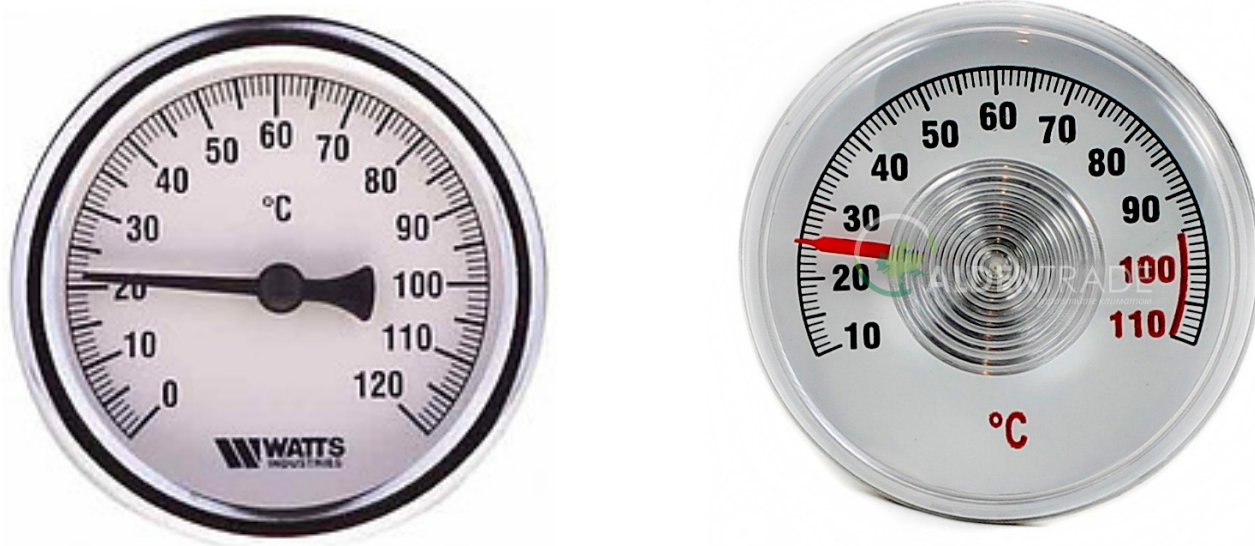
Принцип действия всех этих устройств - один и тот же. При прохождении жидкости через суживающее устройство в узкой его части скорость движения жидкости увеличивается, а пьезометрический напор уменьшается, в результате чего возникает перепад давлений. Перепад давлений замеряется пьезометром или дифференциальным манометром.

Трубчатый расходомер - это две трубки - пьезометрическая трубка и трубка Пито, для удобства объединенные в одну трубку.

Трубки расходомера соединяются, например, с дифференциальным манометром



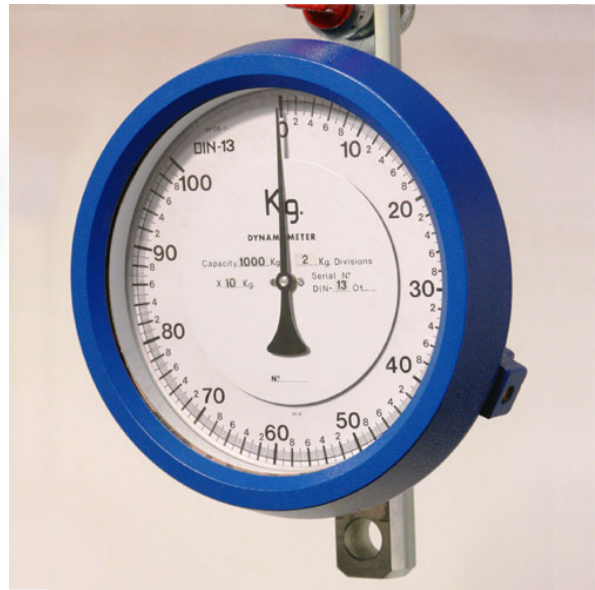
ТЕРМОМЕТРЫ



БАЛАНСИРНЫЕ ДИНАМОМЕТРЫ

Динамометр состоит из двух элементов: отсчётного и силового устройства. В процессе выполнения замера измеряемое усилие деформирует силовое звено. Значение деформации посредством сигнала путём механической его передачи поступает на цифровое или аналоговое отсчётное устройство. В зависимости от типа применяемого силового устройства и реализованного принципа его действия, динамометры подразделяют на: электронные, гидравлические и механические, которые делятся в свою очередь на пружинные и рычажные.

При помощи динамометров можно измерять значения усилий растяжения – сжатия или значения крутящих моментов.



ТРУБОПРОВОДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ(гидромагистраль, гидросеть, гидролинии)

Передача рабочей жидкости в гидравлической системе осуществляется по гидролиниям, называемым трубопроводами. С их помощью соединяются между собой все устройства, входящие в состав гидравлической системы. По функциональному назначению трубопроводы разделяются на всасывающие, напорные (нагнетательные), сливные и дренажные. **Всасывающими** трубопроводами являются те, которые связывают гидравлический бак и всасывающую полость насоса. **Напорные** трубопроводы обеспечивают передачу жидкости от насоса к гидравлическим потребителям энергии (гидравлическим двигателям) и работают под воздействием рабочих давлений в гидросистеме. **Сливные** трубопроводы обеспечивают отвод (слив) жидкости от гидравлических устройств в бак. **Дренажные** трубопроводы предназначены для отвода в бак возможных утечек жидкости. По типу материала, из которого изготовлены трубопроводы, их разделяют на жесткие и гибкие трубопроводы. **Жесткий** трубопровод изготовлен из металлических труб (стальных или из медных и алюминиевых сплавов) и, как правило, не подлежит разборке. **Гибким** трубопроводом являются трубы, изготовленные из резины, прорезиненных тканей или синтетических материалов (например, полихлорвинила). Часто элементы таких трубопроводов называют шлангами или рукавами. Для увеличения прочности шланги могут быть армированными, т.е. содержать металлическую сетку (оплетку) как снаружи, так и внутри материала шланга.

Выбор трубопровода проводится в зависимости от величины потока жидкости, проходящего по трубопроводу, и скорости течения жидкости. Скорость движения жидкости в напорном трубопроводе должна быть в пределах 4,5-5 м/с, в сливном — 1-1,5 м/с, во всасывающем трубопроводе — 0,5-1 м/с.

Для подсоединения трубопроводов к гидравлическим аппаратам, насосам и двигателям используются специальные детали (штуцеры, ниппели, накидные гайки, тройники, угольники, пробки и т.п.), называемые гидравлической арматурой, которую выполняют резьбового и фланцевого исполнения.



БесплатныеОбъявления.рф

При использовании шлангов в качестве трубопроводов гидросистем очень важным является заделка шланга в арматуру. Большое распространение получил способ заделки конца шланга при помощи зажимной муфты с наружной или внутренней резьбой.

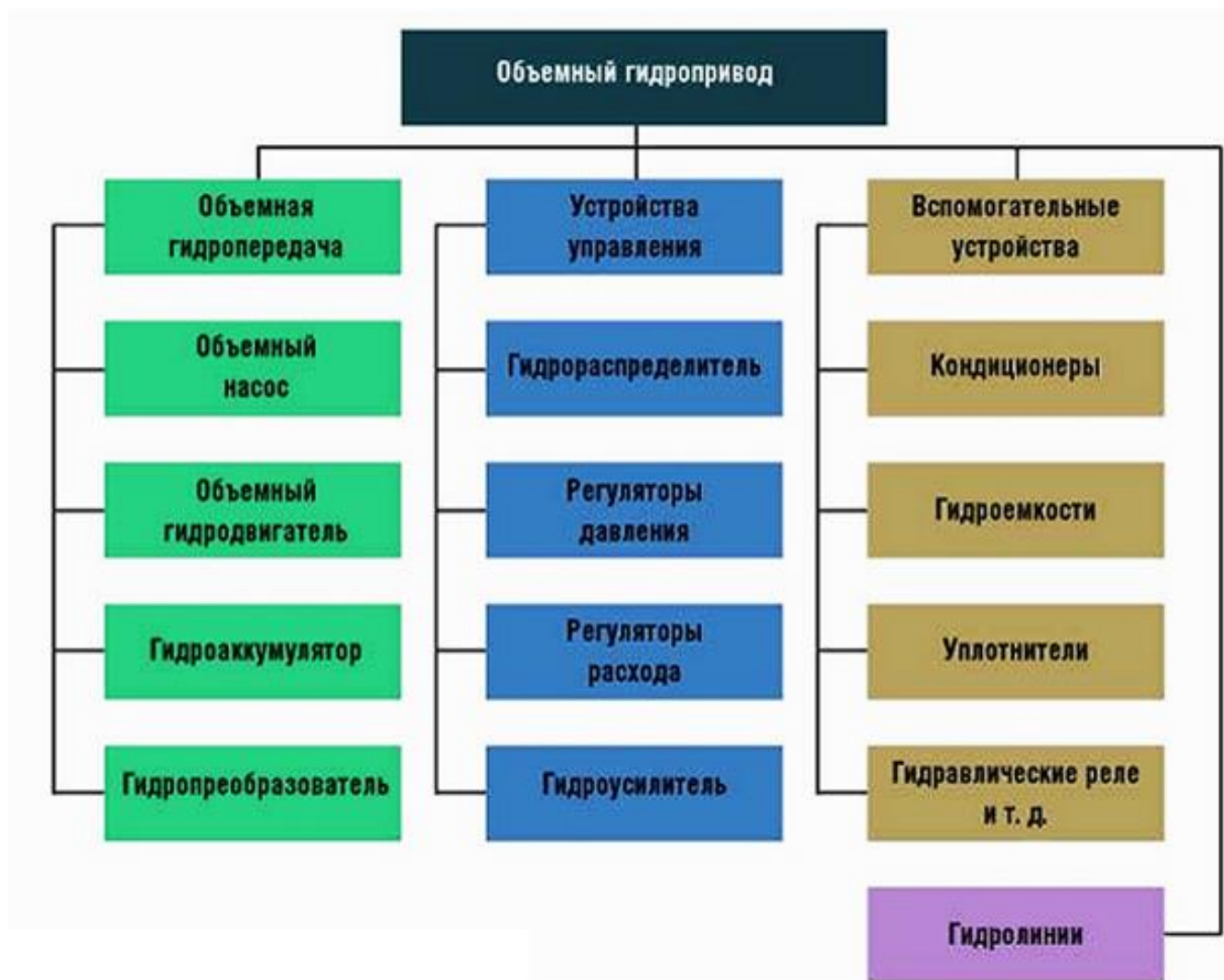


Виды трубопроводов





ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ОБЪЕМНЫЕ ПРИВОДЫ



В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объемные гидроприводы классифицируют по следующим признакам:

1. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:

— *гидропривод вращательного движения*, когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;

— *гидропривод поступательного движения*, у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр - двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);

— *гидропривод поворотного движения*, когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360.

Кроме того, по этому признаку гидропривод делят на три группы:

1. Перемещение поршня в цилиндре осуществляется без регулирования скорости и без фиксации его положения;
2. Перемещение поршня происходит без регулирования скорости, но с фиксацией его положения в цилиндре;
3. Перемещение поршня может осуществляться с переменной скоростью.

2. По возможности регулирования:

— *регулируемый гидропривод*, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть дроссельным, объемным, объемно-дроссельным или изменением скорости двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим.

— *нерегулируемый гидропривод*, у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидродвигателя в процессе эксплуатации.

3. По схеме циркуляции рабочей жидкости:

— *гидропривод с замкнутой схемой циркуляции*, в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

— *гидропривод с разомкнутой системой циркуляции*, в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы - хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается

допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

4. По источнику подачи рабочей жидкости:

— *насосные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящих в состав этих гидроприводов;

— *аккумуляторные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов;

— *магистральные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

В объемных гидроприводах применяют два способа регулирования скорости выходного звена:

- **дроссельное** – осуществляется за счет частичного отвода жидкости из системы при постоянной подаче насоса;

- **объемное** – осуществляется путем изменения рабочего объема насоса и(или) гидродвигателя.

Рассмотрим эти способы регулирования:

ГИДРОПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Гидропривод, в котором изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулирующим гидроаппаратом, называют гидроприводом с дрессельным управлением. В качестве регулирующих аппаратов применяются регулируемые дрессели, регуляторы расхода и дресселирующие распределители. В гидроприводах с дрессельным управлением используются насосы постоянной подачи. Расход жидкости, поступающей в гидродвигатель, определяется пропускной способностью регулирующего аппарата. В гидроприводах с дрессельным управлением могут быть реализованы все три вида движения: поступательное, вращательное и поворотное. Циркуляция рабочей жидкости осуществляется обычно по разомкнутой схеме. В ГП с дрессельным регулирование применяют две схемы включения дресселя и гидродвигателя: последовательная и параллельная.

Гидроприводы с ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМ расположением дросселя

Последовательное расположение дросселя соответствует установке дросселя в **напорной** или **сливной** гидролиниях привода, т.е. «**на входе**» или «**на выходе**» из гидродвигателя или с расположением дросселя в распределителе.

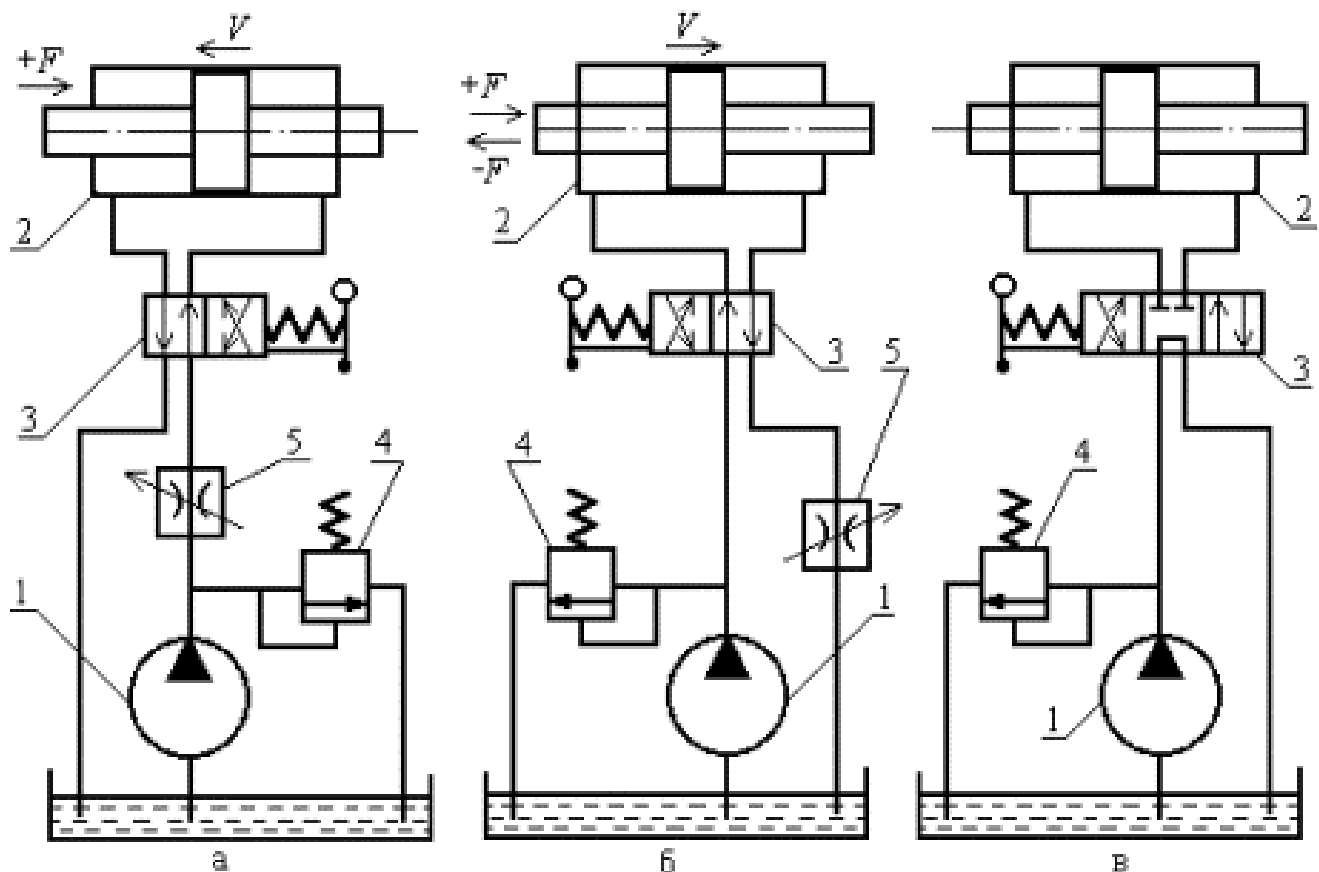


Рис. 4.7. Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием:
а - дроссель на входе, б - дроссель на выходе,
в - дросселирование в распределителе

Рассмотрим принцип действия и основные статические характеристики гидропривода с регулируемым дросселем, установленным «на входе» в гидродвигатель и в качестве двигателя возьмем, например, гидроцилиндр, при котором вид гидродвигателя не оказывает влияния на характеристики гидропривода, связанные с регулированием скорости. Регулируемый дроссель 5 установлен в напорной гидролинии насоса 1 перед направляющим распределителем 3. Скорость движения поршня силового гидроцилиндра 2 определяется расходом рабочей жидкости, поступающим в него, т.е. расходом, прошедшим через дроссель. При изменении площади проходного сечения дросселя происходит регулирование скорости движения поршня. Так как пропускная способность дросселя ограничена перепадом давления на нем и его проходным сечением, а подача насоса постоянна, излишки расхода направляются на слив через клапан давления 4, работающий в режиме

переливного, клапана(поддерживает заданное значение давления благодаря непрерывному сливу жидкости в месте его установки). Поэтому с целью уменьшения потерь мощности в клапане необходимо чтобы подача насоса не превышала максимальной пропускной способности дросселя.

Из уравнения равновесия поршня гидроцилиндра без учета механических потерь следует, что $p_1 F = p_2 F_1$, где p_1 и p_2 — давления в полостях гидроцилиндра; F , F_1 - рабочие площади. Давление p_2 определяется сопротивлением сливной гидролинии. С целью акцентирования внимания на потерях энергии за счет способа регулирования скорости в дальнейшем не учитываются потери давления в гидролиниях и направляющей аппаратуре. Поэтому можно положить $p_2 \sim 0$. Давление в рабочей полости гидроцилиндра определяется нагрузкой и прямо пропорционально ей. Перепад давления на дросселе $\Delta p = P_n - P_1$ определяется нагрузкой на штоке гидроцилиндра, так как давление в напорной линии насоса p_n определяется настройкой клапана. Поэтому если учесть, что давление перед напорным клапаном, работающим в режиме переливного клапана, мало меняется в зависимости от идущего на слив расхода жидкости, то можно считать и $P_k = P_n = \text{const}$. Из этого следует, что наибольшая удельная нагрузка, которую привод может преодолеть, с учетом перечисленных выше допущений равна $\max k = \gamma p$. Следует также отметить, что перепад давления на дросселе, особенно при малых нагрузках, достигает больших значений. Тем самым создаются благоприятные условия для возникновения облитерации в рабочей щели дросселя. Скорость движения поршня гидроцилиндра v определяется расходом жидкости через дроссель.

Предположив, что применен турбулентный дроссель. Зависимость $y = f(r)$ является параболой и свидетельствует о малой жесткости гидропривода с дроссельным управлением. При $r = r_{\max}$ происходит торможение поршня гидроцилиндра, в связи с чем эта нагрузка называется нагрузкой торможения. Максимальное значение скорости при $f = f_{\max}$ называется скоростью холостого хода v_{xx} , так как нагрузка на приводе в этом режиме работы равна нулю. Мощность, потребляемая насосом, без учета потерь или входная мощность в гидроприводе есть постоянная величина, не зависящая ни от нагрузки на штоке, ни от скорости его перемещения. КПД системы питания показывает насколько полезно используется подача насоса и он численно равен отношению скорости перемещения выходного звена гидродвигателя к его максимальной скорости, определяемой подачей насоса, и зависит от нагрузки на гидродвигателе. Общий КПД привода составляет 1. Так как входная мощность N_n не зависит от нагрузки, наибольшее значение КПД привода будет иметь при $r = r_0$, что говорит о том, что наибольшее значение КПД при полностью открытом дросселе равно примерно 38%. Рассматривая характеристики гидропривода с дроссельным управлением с дросселем «на входе» в целом следует отметить следующие его преимущества: 1) простота используемых устройств и системы управления, их низкая стоимость; 2)

возможность регулирования скорости в широком диапазоне ее изменения; 3) возможность питания от одного насоса нескольких гидродвигателей; 4) плавное трогание с места выходного звена ввиду демпфирующих свойств дросселя. К недостаткам привода следует отнести: 1) низкий КПД и, следовательно, большие тепловыделения; 2) зависимость скорости выходного звена гидропривода от нагрузки; 3) невозможность осуществления движения с устойчивыми малыми скоростями при небольших нагрузках из-за зарастания дроссельной рабочей щели; 4) возможность восприятия только встречных нагрузок на гидродвигателе из-за отсутствия подпора в сливной гидролинии.

Если требуется восприятие знакопеременных или попутных нагрузок, направленных по направлению скорости движения выходного звена гидродвигателя, применяют гидроприводы с дросселем устанавливаемым **на выходе**. В таком гидроприводе регулируемый дроссель ДР устанавливается в сливной гидролинии гидродвигателя, например, цилиндра 2, за направляющим распределителем Р. Как и в приводе с дросселем «на входе» насос Н работает при постоянном давлении, поддерживаемом и определяемом клапаном 4. При попутной нагрузке давление p_2 растет и теоретически неограниченно. Максимальная встречная нагрузка G_{max} , которую может преодолеть гидропривод, имеет место при $p_2 = 0$. Скорость движения поршня гидроцилиндра определяется расходом, проходящим через дроссель $Q_{др}$, который определяет расход, поступающий в гидроцилиндр $Q_{ц}$. Характеристики мощности и КПД имеют тот же вид, что и в гидроприводе с дросселем «на входе». Таким образом, установка дросселя «на выходе» из гидродвигателя позволила получить двухстороннюю жесткость привода. Кроме того, обеспечивается более плавное движение выходного звена гидродвигателя, так как в его сливной полости существует высокое давление, и, следовательно, сжимаемость жидкости из-за наличия нерастворенного воздуха будет меньше. Положительным является и то, что тепло, выделяемое в дросселе, отводится непосредственно в гидробак, т.е. не нагревает гидродвигатель и соединенный с ним рабочий орган машины. Вместе с тем страгивание с места выходного звена гидродвигателя не будет плавным, так как подводящая гидролиния не содержит дросселя, обеспечивающего демпфирование. Небольшой подпор в сливной гидролинии двигателя может быть создан и в гидроприводе с дросселем «на входе» за счет установки в ней подпорного клапана. При этом возможно восприятие и некоторых попутных нагрузок. Однако надо учитывать, что КПД привода будет уменьшен на величину, определяемую потерями в клапане. Гидроприводы с параллельным расположением дросселя. Параллельное расположение дросселя соответствует установке дросселя между напорной линией насоса и сливной линией гидродвигателя.

Таким образом, скорость движения поршня гидроцилиндра, является функцией двух переменных: площади проходного сечения регулируемого гидродросселя и преодолеваемой нагрузки на штоке гидроцилиндра .

Гидропривод с гидродросселем **на входе** в гидроцилиндр допускает регулирование скорости выходного звена только при нагрузке, направленной против движения. При помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре. Поэтому в гидроприводах, работающих в условиях знакопеременной нагрузки, для обеспечения надежного регулирования скорости выходного звена рекомендуется установка гидродросселя **на выходе** из гидродвигателя.

Гидроприводы с ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ расположением дросселя

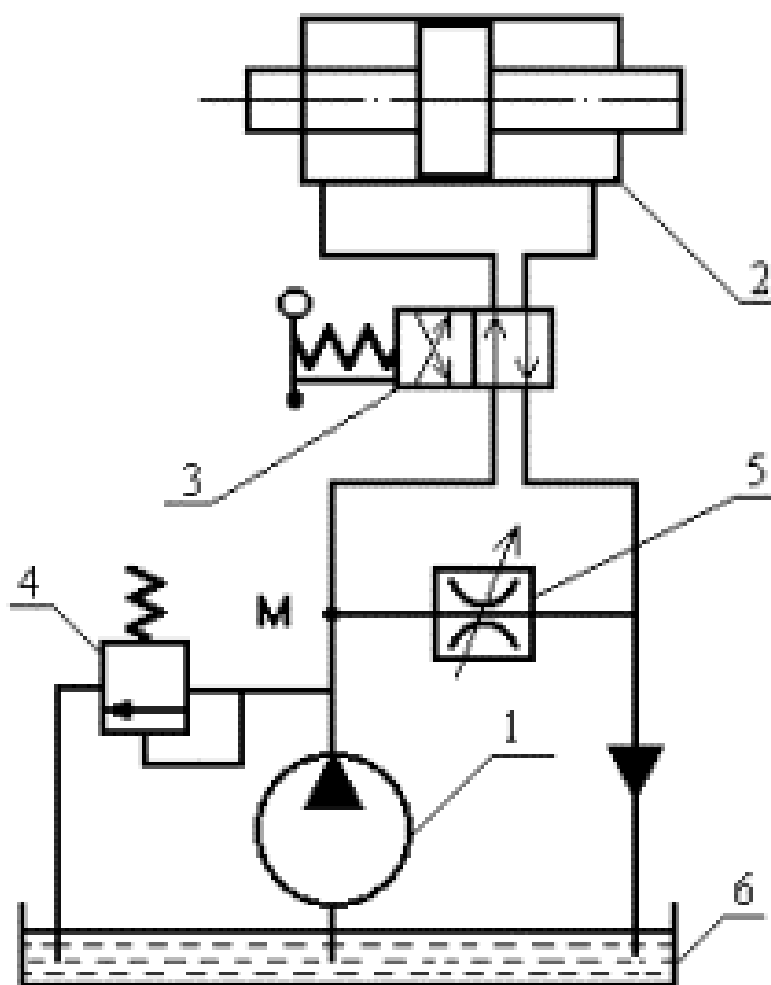


Рис. 4.9.

Расход жидкости Q_n , подаваемый в систему насосом 1, разделяется на два потока, один из которых, Q_c через направляющий распределитель 3 поступает в гидроцилиндр 2, а другой $Q_{др}$ — через дроссель 5 идет на слив. Следовательно, расход жидкости, поступающий в гидроцилиндр, равен $Q_c = Q_n - Q_{др}$. В данном гидроприводе напорный клапан К работает в режиме предохранительного клапана, т.е. он ограничивает лишь значение максимального давления в системе, в отличие от гидропривода с последовательным расположением дросселя, где клапан работал в режиме переливного клапана. Здесь же слив «лишнего» расхода жидкости идет через сам дроссель. Если пренебречь давлением в сливной гидролинии, то можно выделить главную особенность рассматриваемого гидропривода. Насос работает при переменном давлении, пропорциональном нагрузке на выходном звене гидродвигателя. Максимальная нагрузка, воспринимаемая гидроприводом ограничивается предельным давлением в напорной гидролинии, определяемым настройкой напорного клапана. Из характеристики данного расположения дросселя следует, что в режиме малых нагрузок облитерационные явления будут проявляться в меньшей степени, так как перепад давления на дросселе становится меньше. В этом также состоит отличие рассматриваемого привода от гидропривода с последовательно расположенным дросселем. При закрытом дросселе ($f = 0$) скорость максимальна и составляет отношению расхода жидкости через дроссель к площади проходного сечения дросселя и с увеличением проходного сечения дросселя и увеличением нагрузки скорость уменьшается. Максимальная площадь проходного сечения дросселя должна быть такой, чтобы весь расход насоса прошел на слив при максимальном перепаде давления на дросселе, Исследование выражения на максимум по параметру γ показывает, что значение нагрузки, при которой $N_{ц} = N_{ц\max}$ зависит от проходного сечения дросселя и может быть установлено в каждом конкретном случае. КПД гидропривода с параллельно расположенным дросселем определяется только потерями в дросселе, так как через напорный клапан в нормальных режимах работы перелива жидкости нет. Из рассмотренных характеристик следует ряд преимуществ гидропривода с **параллельно расположенным дросселем**: 1) высокий КПД при малых нагрузках и высоких скоростях; 2) тепло, выделяемое в дросселе, вместе с рабочей жидкостью направляется на слив, не нагревая гидродвигатель и связанный с ним рабочий орган машины, например станка. Вместе с тем гидропривод не позволяет регулировать скорость при попутных

нагрузках; подключать к одному насосу несколько гидродвигателей; при работе на малых скоростях, которые получаются при больших проходных сечениях дросселя, сказывается влияние неравномерности подачи насоса. С учетом этих особенностей гидропривод с параллельно расположенным дросселем применяется в автономных гидроприводах, работающих при больших скоростях движения и малых нагрузках.

В рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса зависит от нагрузки и не является постоянным, поэтому такую систему регулирования называют системой с переменным давлением питания. Клапан, установленный в гидросистеме, является предохранительным. Гидрораспределитель служит для изменения направления движения штока гидроцилиндра. Одним из недостатков таких гидроприводов является то, что в них скорость регулируется только в том случае, если нагрузка создает сопротивление движению выходного звена. При помогающей нагрузке может произойти отрыв поршня от рабочей жидкости в гидроцилиндре.

При дроссельном регулировании будем иметь, что

$$N_{н.в} = \frac{P_H Q_H}{\eta_H} = const$$

Скорость выходного звена будет зависеть от подводимого к гидродвигателю расхода. Без учета потерь давления в гидросети имеем:

$$\Delta P_{gp} = P_H - P_g = \rho g Q_{dp} Q_{dp}^m$$

Т.к. $Q_{dp} = Q_d$, то имеем

$$Q_d = \sqrt[m]{\frac{P_H - P_d}{\rho g Q_{dp}}},$$

где ΔP_{dp} - перепад давления на дросселе

P_{∂} - противодействие в гидродвигателе

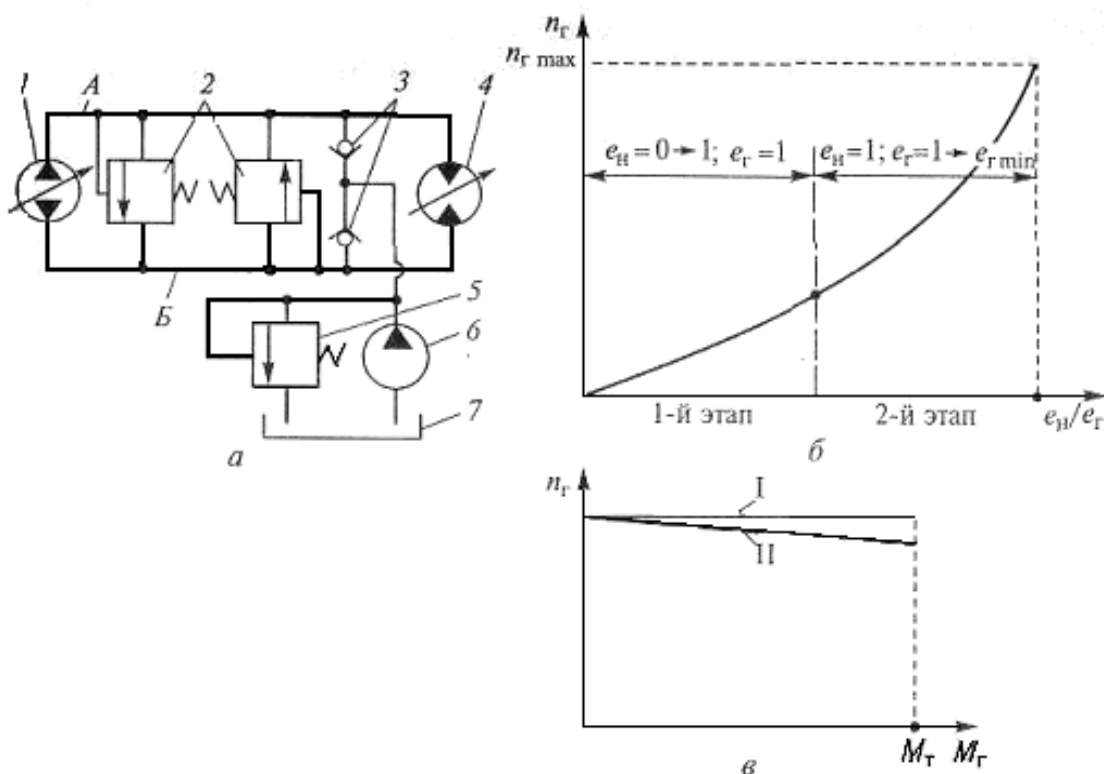
$Q_{\partial p}$ — сопротивление дросселя
 m — показатель степени
 }
 зависит от режима давления

жидкости
в дросселе

$$\Delta P_{\partial p} = P_{\partial} = P_H$$

$$Q_{\partial} = Q_H - \sqrt[m]{\frac{\Delta P_{\partial p}}{\rho g Q_{\partial p}}} = Q_H - \sqrt[m]{\frac{P_{\partial}}{\rho g Q_{\partial p}}}$$

ОБЪЕМНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА



б – регулировочная характеристика; в – нагрузочная характеристика

При **объемном** способе регулирования скорость движения выходного звена изменяется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо гидромотора, либо обеих гидромашин. На рисунке 3.6а(см. рис. выше) приведена принципиальная схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркулирующей жидкости, в котором частота вращения вала гидромотора 4 регулируется за счет изменения рабочих объемов обеих гидромашин.

Так как в данном гидроприводе возможен реверс потока рабочей жидкости, то в нем установлены два предохранительных клапана 2, один из которых «следит» за давлением в гидролинии А, а другой – за давлением в гидролинии Б. Для компенсации возможной нехватки жидкости в гидроприводе используется система подпитки, состоящая из дополнительного насоса б, переливного клапана 5, гидробака 7 и двух обратных клапанов 3. Всегда осуществляется подпитка той гидролинии, которая в данный момент является всасывающей. При этом во всасывающей гидролинии создается избыточное давление примерно 0,1...0,3 МПа (ограничено настройкой переливного клапана 5), что исключает вероятность возникновения кавитации на входе в насос 1.

Получим закон изменения частоты вращения n_2 вала гидромотора 4 от рабочих объемов регулируемых гидромашин. На практике при анализе работы гидроприводов, содержащих регулируемые гидромашин, используется параметр регулирования рабочего объема e , который равен отношению действительного рабочего объема гидромашин к максимальному его значению. В нашем случае этот параметр для регулируемого насоса 1 и регулируемого гидромотора 4 соответственно имеет следующий вид:

$$e_n = \frac{V_n}{V_{n \max}} \quad \text{и} \quad e_2 = \frac{V_2}{V_{2 \max}} .$$

Значения e_n и e_2 могут изменяться от нуля до единицы.

Пренебрегая потерями в гидромашин, расход жидкости Q_n , поступающей от насоса в напорную гидролинию, и расход Q_2 жидкости, потребляемой гидромотором, определяют по формулам:

$$Q_H = V_H n_H = e_H V_{H \max} n_H$$

$$Q_2 = V_2 n_2 = e_2 V_{2 \max} n_2$$

где n_H – частота вращения вала насоса.

Принимая во внимание то, что при закрытых клапанах 2 подача насоса равна расходу гидродвигателя, из этих уравнений получаем:

$$n_2 = \frac{e_H}{e_2} \cdot \frac{V_{H \max}}{V_{2 \max}} n_H$$

Из формулы видно, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора является функцией двух независимых параметров регулирования: e_H и e_2 . Наибольшая эффективность изменения частоты вращения вала гидромотора n_2 от нуля до максимальной будет достигнута при использовании двухэтапной последовательности регулирования:

–первый этап e_H изменяется от нуля до 1 ($e_2 = 1$)

–второй этап e_2 изменяется от 1 до некоторого $e_2 \min$ ($e_H = 1$).

Значение $e_2 \min$ определяется при заданном моменте сопротивления на валу

гидромотора M_2 и допустимом перепаде давления $\Delta p \min$ из формулы

$$M_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{2 \max} \cdot e_2 \min \cdot \Delta p \max \cdot \eta_{2M}$$

где механический коэффициент полезного действия гидромотора.

На рисунке приведены соответственно регулировочная и нагрузочная характеристики гидропривода с объемным регулированием частоты вращения (см. график выше). При сделанных допущениях гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику (прямая I на рисунке 3.6в выше). Если же учесть потери в гидромашинах, то нагрузочная характеристика будет иметь наклон (прямая II на рисунке 3.6в),

где n_n – частота вращения вала насоса.

На рисунке приведены соответственно регулировочная и нагрузочная характеристики гидропривода с объемным регулированием частоты вращения. При сделанных допущениях гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику (прямая I на рисунке 3.6в). Если же учесть потери в гидромашинах, то нагрузочная характеристика будет иметь наклон (прямая II на рисунке 3.6в),

где n_n – частота вращения вала насоса.

Принимая во внимание то, что при закрытых клапанах 2

$$Q_n = Q_2,$$

получаем

$$n_2 = \frac{e_n}{e_2} \cdot \frac{V_{n \max}}{V_{2 \max}} n_n$$

Из этой формулы видно, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора является функцией двух независимых параметров регулирования: e_n и e_2 . Наибольшая эффективность изменения частоты вращения вала гидромотора n_2 от нуля до максимальной будет достигнута при использовании двухэтапной последовательности регулирования:

– первый этап e_n изменяется от нуля до 1 ($e_2 = 1$)

–второй этап e_2 изменяется от 1 до некоторого $e_2 \min$ ($e_n = 1$).

Значение $e_2 \min$ определяется при заданном моменте сопротивления на валу

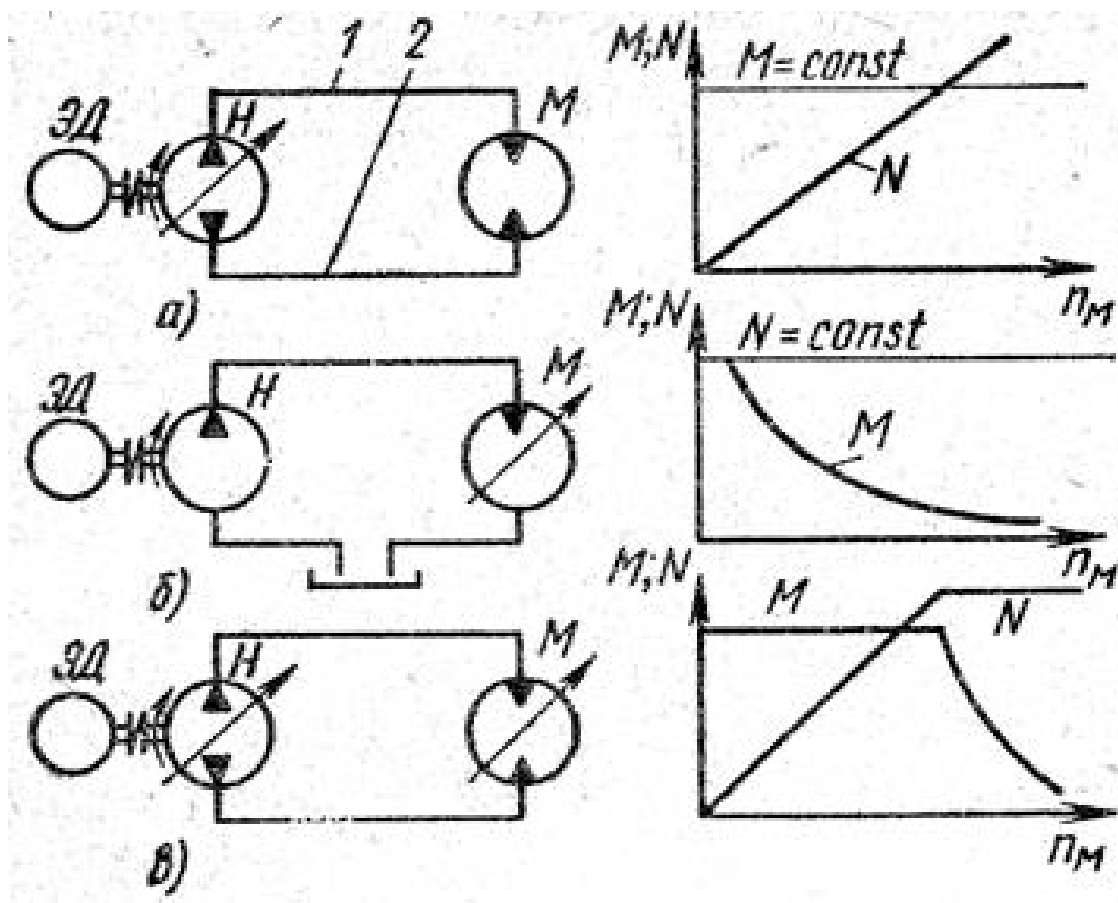
гидромотора M_2 и допустимом перепаде давления Δp_{\min} из формулы

$$M_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{2 \max} \cdot e_{2 \min} \cdot \Delta p_{\max} \cdot \eta_{гм}$$

где $\eta_{гм}$ – механический коэффициент полезного действия гидромотора.

На рисунке приведены соответственно регулирующая(зависимость скорости от параметра регулирования) и нагрузочная(характеризующая степень стабильности скорости выходного звена при изменяющейся нагрузке) характеристики гидропривода с объемным регулированием частоты вращения. При сделанных допущениях гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику (прямая I на рисунке 3.6в). Абсолютно жесткая механическая характеристика - это характеристика, при которой скорость с изменением момента остается неизменной. Если же учесть потери в гидромашинах, то нагрузочная характеристика будет иметь наклон (прямая II на рисунке 3.6в), обусловленный объемными утечками в гидромашинах. Значение тормозного момента M_T (максимальное значение замыкающей тормозной силы) определяется настройкой предохранительных клапанов 2.

Кроме рассмотренной схемы **объемного** регулирования с обеими регулируемыми гидромашинами, применяют также способ регулирования гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем и с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом. Рассмотрим эти схемы регулирования.



Гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 6, а) является самым распространенным видом гидропривода с объёмным регулированием. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При включении приводящего электродвигателя ЭД насос Н нагнетает рабочую жидкость по напорной линии 1 в гидромотор М, вал которого под действием крутящего момента вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной линии 2 снова поступает в насос.

Частоту вращения гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса, а направление вращения вала гидромотора изменяют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, создаваемого насосом. При этом вначале подачу насоса уменьшают до нуля, а затем увеличивают, но в противоположном направлении. В результате функции гидролиний меняются: линия 2 становится напорной, а линия 1 — сливной. Следовательно, частота вращения гидромотора и его мощность изменяются в рассматриваемом гидроприводе прямо пропорционально рабочему объёму насоса, а крутящий момент гидромотора (без учёта потерь) является постоянным.

Гидропривод с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом (рис. 6, б) применяют значительно реже по

сравнению с гидроприводами, которые имеют регулируемые насосы. На рис.6, б показаны характеристики такого гидропривода с учётом следующих условий: $n_n = \text{const}$; $V_{0n} = \text{const}$ и $\Delta p = \text{const}$.

Частота вращения гидромотора изменяется в рассматриваемом гидроприводе обратно пропорционально рабочему объёму гидромотора. Например, чтобы увеличить частоту вращения гидромотора, необходимо уменьшить его рабочий объём (при этом уменьшается его крутящий момент). Теоретическая мощность привода (без учёта потерь) в данном гидроприводе является постоянной. К недостаткам гидропривода с регулируемыми гидромоторами следует отнести сложность управления гидромоторами в случае их значительного удаления от операторов и ограничение минимального рабочего объема гидромотора, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения (самоторможение).

В гидроприводах с объёмным регулированием обеспечивается более плавное реверсирование и торможение гидродвигателя по сравнению с распределением рабочей жидкости с помощью гидрораспределителей. Благодаря перечисленным преимуществам рассмотренный способ объёмного регулирования применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 3 кВт).

К основным недостаткам гидроприводов с объёмным регулированием относится сложность системы автоматического изменения рабочих объёмов регулируемых насосов и гидромоторов. Для перемещения элементов регулирования насосов и гидромоторов требуются значительные усилия, которые создаются с помощью двухкаскадных гидроусилителей мощности, имеющих низкий КПД.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ

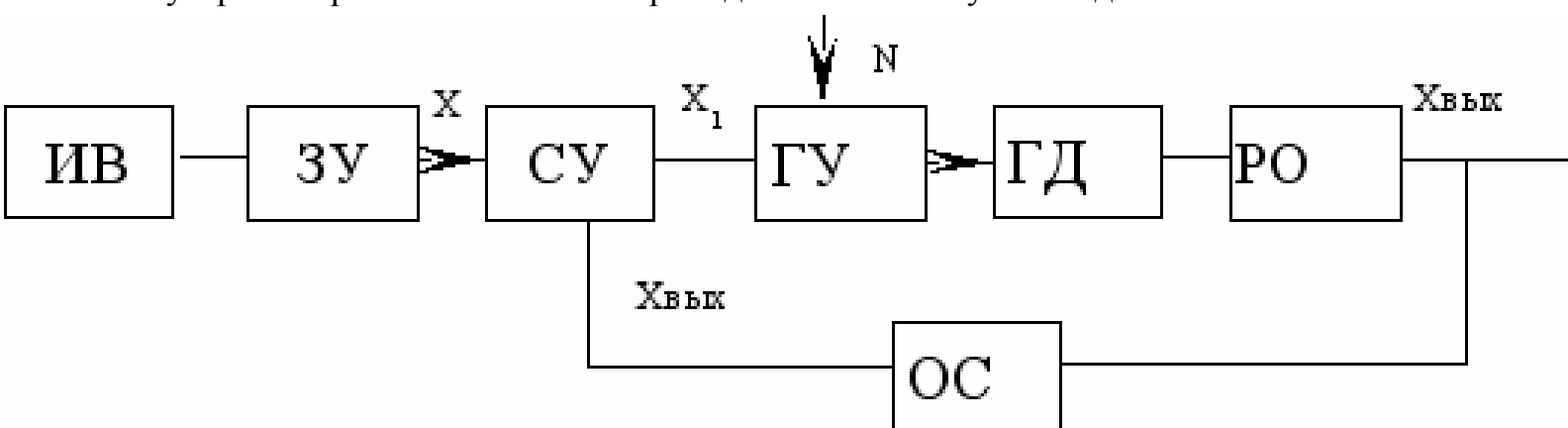
СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД - это совокупность гидроаппаратов и объёмных гидродвигателей, в которой движение управляющего элемента преобразуется в движение управляемого элемента большей мощности, согласованное с движением управляющего элемента по скорости, направлению и перемещению. Поэтому следящие гидроприводы называют **ГИДРОУСИЛИТЕЛЯМИ**. Гидроприводы, в которых входным воздействием является электрический сигнал, преобразуемый в перемещение гидрораспределителя, называют электрогидравлическими. В них выходное звено отслеживает изменение электрического сигнала, поступающего на звено управления. Назначение следящего гидропривода системы управления

состоит в том, чтобы перемещать нагрузку (нагруженный рабочий орган) по заданному закону и с заданной скоростью, обеспечивая при этом требуемое усиление выходной мощности, получаемое путем использования энергии подаваемой жидкости. Под нагрузкой здесь понимается комплекс статических и динамических сил, действующих на выходе исполнительного механизма (валике гидромотора или штоке силового цилиндра). Степень усиления выходной мощности (коэффициент усиления по мощности) практически неограничена. При высоких выходных мощностях мощность входного сигнала может быть уменьшена до ничтожно малого значения (0,5 Вт). Для слежения в рассматриваемых гидроусилителях обычно применяют отрицательную обратную связь, передающую выходной сигнал на вход (к управляющему элементу). Эта связь называется отрицательной вследствие того, что воздействие, поступающее от нее на вход гидроусилителя, противоположно по знаку основному входному воздействию (ручки управления и пр.).

ГИДРОУСИЛИТЕЛЬ СЛЕДЯЩЕГО ТИПА представляет собой силовой гидропривод, в котором исполнительный механизм (выход) воспроизводит (отслеживает) закон движения управляющего органа (входа), для чего в системе предусмотрена непрерывная связь между выходным и входным элементами, которая называется обратной связью. Гидроусилитель автоматически устраняет через обратную связь возникающее рассогласование между управляющим воздействием (входным сигналом) и ответным действием (выходным сигналом).

Величина $x = f(t)$ (перемещение или скорость), сообщаемая задающим устройством сравнивающему устройству, называется "входом", а $y = \varphi(t)$ (перемещение или скорость), воспроизведенная исполнительным механизмом, - "выходом". Разность $(x - y) = \varepsilon$ называется ошибкой слежения или рассогласования системы.

Принцип работы следящего привода заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования воздействует на усилитель, а через него и на исполнительный механизм. Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь устраняет рассогласование и приводит всю систему в исходное положение.



ИВ - источник воздействия. Приводит в действие программу, сообщаемую следящему приводу для воспроизведения заданной траектории движения.

ЗУ- задающее устройство. Содержит программу, сообщаемую следящему приводу, в которой заложена требуемая траектория движения.

СУ - сравнивающее устройство. Воспринимает программу от задающего устройства, сравнивает ее с программой, воспроизведенной приводом и выдает сигнал (X_1) рассогласования между ними.

ГУ - гидроусилитель. Применяется для усиления сигнала уравнивания X_1 до значения достаточного для перемещения рабочего органа с помощью дополнительного притока энергии (N) рабочей жидкости.

ГД - гидравлический двигатель. Получает необходимую информацию (Q и P) и обеспечивает нужную скорость.

РО - рабочий орган (суппорт). Совершает необходимую траекторию с нужной скоростью.

ОС - обратная связь. Цепь управления связывает рабочий орган со сравнивающим устройством . т.е. передает информацию о перенесении Р.О. Обратная связь превращает Г.П. в замкнутую систему. ОС может быть положительной и отрицательной – уменьшающий командный сигнал. Этот вид сигнала преобладает в ГСП и является признаком устойчивой работы ГСП.

К основным понятиям ГСП относят:

- Источник энергии – насос или другое устройство, подающее Р.Ж.
- Входящий сигнал $X_{ВХ}$ - величина воздействия, сообщается задающим устройством.
- Выходящий сигнал $X_{ВЫХ}$ - величина действия (перемещение скорость) рабочего органа.
- Скорость слежения – скорость рабочего органа, управляемая сравнивающим устройством по величине и закону .(скорость вертикального перемещения).
- Скорость задания – постоянная или регулируемая скорость от источника воздействия задающему устройству.(продольная подача)
- Скорость копирования – суммарная скорость (вдоль контура копира)
- Погрешность воспроизведения – рассогласование , расхождение положений рабочего органа и щупа следящего золотника в процессе отработки программы.

-- Зона нечувствительности – наименьшая величина смещения шупа золотника, необходимая для осуществления реверсирования РО привода при наименьшей скорости слежения.

-- Устойчивый следящий привод – после приложения, а затем снятия внешнего управляющего воздействия возвращается с течением времени в положение равновесия.

-- Не устойчивый следящий привод – после приложения, а затем снятия внешнего управляющего воздействия совершает колебания вокруг положения равновесия.

На рисунке приведена упрощенная схема следящего гидропривода

Управляющим звеном представленного гидропривода является золотник 1, перемещающийся в корпусе управляющего распределителя 2. Распределитель имеет жесткую связь с выходным звеном - поршнем 3 силового гидроцилиндра 4.

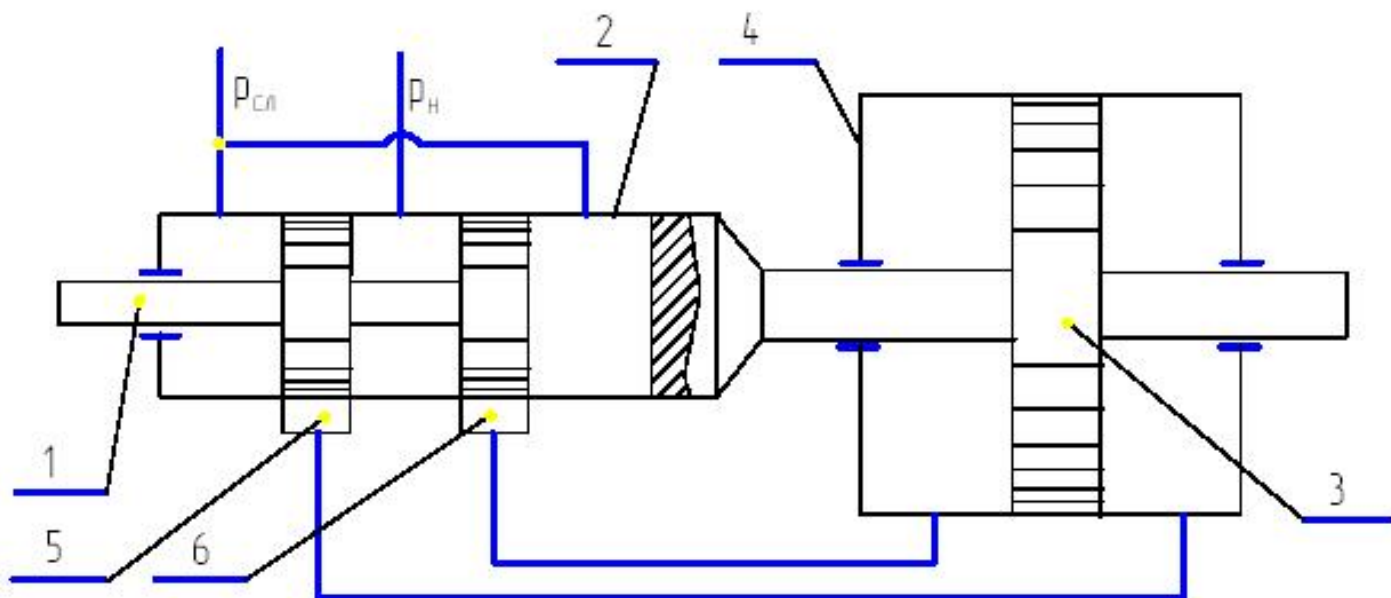


Рис. 45. Следящий гидропривод.

Принцип работе любого следящего привода заключается в следующем. При смещении золотника 1 вправо на произвольную величину x , жидкость от насоса через центральную полость распределителя 2 и окно 6 начнет поступать в левую полость силового гидроцилиндра 4 и поршень 3 начнет движение вправо. При этом жидкость из правой полости гидроцилиндра 4

будет вытесняться через окно 5 в левую полость распределителя 2 и далее на слив.

Перемещаясь вправо, поршень 3 тянет за собой корпус распределителя 2. При смещении распределителя на величину x щель, соединяющая центральную полость распределителя 2 и окно 6, перекрывается. Перекрывается также щель связывающая окно 5 и левую полость распределителя 2. Движение поршня прекращается. Таким образом, обеспечивается обратная связь между выходным и управляющим звеньями.

При смещении золотника 1 влево жидкость от насоса через окно 5 будет поступать в правую полость гидроцилиндра 4 и движение всех элементов происходит в обратном направлении, а жидкость вытесняется из левой полости гидроцилиндра в бак через окно 6.

Следящий гидропривод применяют в тех случаях, когда непосредственное ручное управление той или иной машиной является непосильным для человека (на самолетах, кораблях, тяжелых автомобилях и тракторах, строительно-дорожных и других машинах, а также в системах гидроавтоматики металлорежущих станков, прессового оборудования и т.п.).

Следящие гидроприводы в зависимости от типа гидродвигателя бывают с поступательным, поворотным и вращательным движением выходного звена, при этом регулирование может осуществляться дроссельным или объемным способом.

Важным параметром следящего привода является коэффициент передачи, определяемый отношением линейной или угловой величины перемещения выходного звена к величине перемещения входного звена. Например, для схемы входным сигналом на гидроусилитель какого-либо механизма служит перемещение золотника, а выходным — перемещение поршня цилиндра.

Тогда величину коэффициента передачи k_{Π} можно выразить соотношением

$$k_{\Pi} = \frac{a+b}{b}$$

где a и b — плечи рычагов.

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ПРИВОДНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Основное назначение ГП – это преобразование приведенной к его выходному звену механической характеристики приводного электродвигателя в соответствие с требованиями нагрузочной характеристики рабочей машины или механизма.

При рассмотрении совместной работы приводного эл. дв-ля с объемным ГП задача сводится к приведению моментной характеристики эл. дв-ля к валу ГД. При этом заданными являются моментные характеристики эл. дв-ля и гидropередачи.

Под моментной характеристикой понимают явную функцию вида **$M=f(n)$**

На графике представлена моментная характеристика трехфазного асинхронного эл. дв-ля с короткозамкнутым ротором(в чем принципиальное отличие асинхронного электродвигателя от синхронного? С виду внешне они очень похожи. Главное отличие заключается в устройстве роторов. Ротор асинхронного электродвигателя не питается током, а полюса на нем индуцируются магнитным полем статора. А ротор синхронного двигателя имеет обмотку возбуждения с независимым питанием. Статоры синхронного и

асинхронного двигателя устроены одинаково, функция в каждом случае одна и та же — создание вращающегося магнитного поля статора. А короткозамкнутый ротор — это двигатель, у которого ротор выполнен с короткозамкнутой обмоткой в виде «беличьей клетки», поэтому такой эл. дв-ль называют «беличье колесо»), кривая $M_{эд} = f_1(n)$. Моментную нагрузочную характеристику в общем виде можно представить в виде:

где M_0 - начальный момент сопротивления при $n = 0$;

M_n - номинальный момент сопротивления при номинальной частоте вращения;

k - показатель степени, зависящий от рода нагрузки. При $k=0$ момент сопротивления не зависит от скорости, т.е. $M_c = M_{ном}$. При k больше нуля моментная нагрузочная характеристика имеет вид кривой $M_c = f_2(n)$.

Для приведения моментной характеристики эл. дв-ля к выходному звену ГД применим уравнение КПД гидропередачи, из которого получим значение M_d , кривая $M_d = f_3(n)$:

Из кривой M_d видно, что моментная характеристика ГД в рабочей зоне (правее «горба» или выпуклости на графике) стала более жесткой (круче), чем у эл. дв-ля на величину $M_{дв}$, а также увеличилось значение максимального $M_{дв}$ и пускового моментов на величину $M_{дв}$.

При регулировании подачи насоса момент на валу гидромотора практически не изменяется. Поэтому практически не будет изменяться и общий вид кривой (характеристики) $M_d = f(n)$. С изменением скорости вращения и уменьшением параметра подачи насоса кривая будет смещаться от основной влево.

При регулировании рабочего объема гидромотора момент на его валу с увеличением скорости вращения будет уменьшаться. Поэтому моментная характеристика $M_d = f_3(n)$ будет смещаться от основной вправо вниз. Рабочий режим гидромотора будет определяться точкой пересечения A моментных характеристик M_d и M_c при подаче насоса 1.

В случае применения в качестве ГД гидроцилиндра, характер и величина потерь в гидropередаче при объемном регулировании останутся неизменными. Иным будет только вид движения выходного звена ГД. Поэтому нагрузочная характеристика для силового гидроцилиндра или для моментного гидроцилиндра практически не изменяются.

При дроссельном регулировании нагрузочная характеристика на выходном валу ГД является одновременно и приведенной характеристикой эл. дв-ля. При чем, при расположении дросселя последовательно с ГД, мощность на валу насоса и эл. дв-ля не меняется с изменением нагрузки на выходном валу ГД. Поэтому эл. дв-ль будет работать с постоянным моментом и постоянной скоростью на своем валу. А при расположении дросселя параллельно с ГД мощность на валу насоса и эл. дв-ля будет изменяться с изменением нагрузки на выходном валу ГД. Поэтому будет изменяться и скорость вращения вала эл. дв-ля, а, следовательно, и подача насоса.

СХЕМЫ ЦИРКУЛЯЦИИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДАХ

В объемных гидроприводах применяют три схемы циркуляции рабочей жидкости: *открытую, закрытую и комбинированную*. При выборе схемы циркулирования учитывают следующее:

В открытой схеме всасывающая линия насоса и сливная – гидродвигателя разомкнуты между собой. Они сообщаются с гидробаком, давление на поверхности жидкости в котором – атмосферное. Наличие гидробака, содержащего запас жидкости, обеспечивает лучшие условия для отвода тепла из системы. Эта схема позволяет питать одним насосом несколько гидродвигателей. В целом, она проще закрытой. Однако, реверсирование насосом в этом случае осуществить нельзя – необходима установка

гидрораспределителя. Разрежение во всасывающей линии насоса способствует возникновению кавитации и подосу воздуха в систему. Достоинства такой схемы - хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Но такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

Открытая схема

Закрытая схема

В закрытой (комбинированная) схеме рабочая жидкость после гидродвигателя направляется непосредственно в насос. Таким образом основной контур циркуляции не связан с атмосферой, что защищает систему от загрязнений, например, при работе в запыленной среде. Кроме того наличие повышенного давления в низконапорной магистрали уменьшает возможность возникновения кавитации. В этой схеме реверсирование легко осуществляется регулируемым насосом. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам закрытой схемы следует отнести сложность охлаждения и необходимость установки дополнительного оборудования – системы подпитки – для компенсации утечки жидкости через неплотности во внешнюю среду. Из-за сложности охлаждения и необходимости установки дополнительного оборудования, часто выбирают открытую схему циркуляции жидкости.

(далее см. конспект, напис. от руки о комбинир.схеме)

Рабочие жидкости гидроприводов

Для обеспечения нормального функционирования гидроприводов, в них применяют так наз. рабочие жидкости. В настоящее время в гидроприводах применяют рабочие жидкости на нефтяной основе, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов. При выборе рабочей жидкости исходят из условий работы гидроприводов. При этом учитывают диапазон изменения температуры рабочей жидкости при эксплуатации гидропривода, а также изменение зазоров между деталями насосов, вызванное их износом. Минимальная вязкость рабочей жидкости, соответствующая максимальной температуре, устанавливается по допустимому снижению объемного КПД, которое должно быть в пределах 0,8...0,85 и по прочности пленки рабочей жидкости. Если гидропривод работает в широком диапазоне температур, рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. В процессе эксплуатации гидроприводов рабочая

жидкость в них периодически должна заменяться. Срок службы жидкостей зависит от многих факторов и для каждого конкретного случая будет своим. Желательно периодически проверять вязкость жидкости и при изменении ее при одной и той же температуре примерно на 50 % (а в ответственных гидроприводах - на 25 %) от первоначальной заменять свежей. Рекомендуется также предусматривать замену рабочей жидкости после первого периода работы гидропривода в течение 50-100 ч для ее фильтрации и промывки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

В связи с этим к рабочим жидкостям предъявляются следующие основные требования:

- хорошие смазочные свойства;
- малое изменение вязкости при изменении температуры и давления;
- инертность в отношении конструкционных материалов деталей гидропривода;
- оптимальная вязкость, обеспечивающая минимальные энергетические потери и нормальное функционирование уплотнений;
- малая токсичность самой рабочей жидкости и её паров;
- малая склонность к вспениванию;
- антикоррозийные свойства; способность предохранять детали гидропривода от коррозии;
- оптимальная плотность;
- долговечность;
- оптимальная растворимость воды рабочей жидкостью: плохая для чистых минеральных масел ; хорошая для эмульсий и т.п.
- невоспламеняемость;
- малая способность поглощения или растворения воздуха;
- хорошая теплопроводность;
- малый коэффициент теплового расширения;

- способность хорошо очищаться от загрязнений;
- совместимость с другими марками рабочей жидкости;
- низкая цена;

Жидкости, применяемые в ГП

1. В гидроприводах общепромышленного назначения, работающих при температуре воздуха от +60 до -35⁰С применяются индустриальные масла серии И марок **12А, 20А, 30А, 40А, 50А**.

Цифра в обозначении масла указывает на его вязкость в сантистоксах { (один **стокс** равен кинематической вязкости, при которой динамическая вязкость среды плотностью 1 г/см³ равна 1 пз. Кинематическая вязкость (кинематическую вязкость определяют по истечению жидкости через капилляр, например в приборе Уббелоды - принцип действия капиллярного вискозиметра основан на подсчёте времени протекания заданного объёма жидкости через узкое отверстие или трубку, при заданной разнице давлений) равна отношению динамической вязкости (динамическую вязкость определяют по сопротивлению движению тела в жидкости, например сопротивление вращению погруженного в жидкость цилиндра.) к плотности среды и даёт понятие о вязкости среды в определенных условиях под действием силы тяжести. В Международной системе единиц (СИ) единицей измерения вязкости служит м²/с: 1 Ст = $\frac{см^2}{с} = 10^{-4} \frac{м^2}{с}$. На практике часто применяется в 100 раз меньшая единица — **сантистокс (сСт, сSt)**: 1 сСт = 1 мм²/с = $10^{-6} \frac{м^2}{с}$)} при t = 50⁰С, а буква **А** означает, что масло очищенное. Индустриальные масла самые дешёвые, нетоксичны и не содержат присадок. Но они имеют повышенную склонность к окислению и выделению смол и поэтому срок их службы очень ограничен.

2. В гидроприводах, работающих при температуре выше 60⁰С, применяются турбинные масла серии Тп (трансформаторное питательное) марок **22, 30, 46**, отличающиеся от индустриальных более высокими эксплуатационными свойствами (антиокислительная и смазывающая способности, противопенная стойкость, повышенный срок службы). Такие свойства обеспечиваются введением различного вида присадок (фенолов, жирных кислот, полисилоксанов и др.).

3. В гидроприводах, работающие при давлении 16—35 МПа, применяют **масла серии ИГП**(индустриальное гидравлическое с присадками), имеющих еще более высокие эксплуатационные свойства.

4. В гидроприводах, установленных на машинах, работающих в полевых условиях, применяются масла, имеющие меньшую зависимость вязкости от температуры. Это **всесезонное масло серии МГЕ**(минеральное для гидрообъемных передач с определенного вида присадками) марок **10А**, рассчитанное на эксплуатацию без замены в течение 10-ти лет при температуре окружающей среды от —55 до +50°С. А масло серии **ВМГЗ**(всесезонное минеральное гидравлическое загущенное) является основным видом рабочей жидкости для гидроприводов различных машин, работающих в условиях Крайнего севера, а также используется как зимний сорт в районах умеренного климата. Масло **МГ**(минеральное гидравлическое) марки **30** используется в аналогичных гидроприводах в качестве летнего масла.

5. В гидравлических системах различных машин и механизмов в диапазоне температур от -30- 35 до +90-100 °С и кратковременно до 125 °С применяют **масло веретенное серии АУ(МГ-22А) и АУП**(А означает, что масло содержит антиокислительную присадку, а П-антикоррозионную присадку, У-универсальное).

6. В качестве рабочей жидкости в гидравлических системах высоконагруженных механизмов, работающих при давлении до 15 МПа и интервале температур —45... + 80-5- 100 °С, применяют **масло серии ЭШ**(для экскаваторов шагающих).

7. В наиболее ответственных системах гидроприводов, работающих в интервалах температур окружающей среды от -60 до +55 градусов применяют **масло серии АМГ**(авиационное минеральное гидравлическое) **марки 10**, которое различается по красноватому цвету.

8. **Масло гидравлическое серии ЛЗМГ**(загущенное минеральное гидравлическое для легконагруженных узлов) **марки 2** имеет хорошие низкотемпературные свойства и применяется в качестве рабочей жидкости для гидравлических систем автоматического

управления, обеспечивающих быстрый запуск техники в работу при низких температурах (до минус 60—65 °С).

9. **Масло гидравлическое серии РМ**(дистиллятное, т.е. полученное перегонкой и испарением жидкости с последующим охлаждением и конденсацией паров) и **РМЦ**(дистиллятное загущенное) обладает менее пологой вязкостно-температурной кривой, чем масло серии ЛЗ и имеет температуру застывания -60°С. Масло работоспособно в условиях окружающей среды от минус 40 до плюс 55 °С в автономных гидроприводах специального назначения.

10. **Масло гидравлическое серии ВМГЗ**(всесезонное масло гидравлическое загущенное) предназначено в качестве рабочей жидкости систем гидроприводов, эксплуатируемых на открытом воздухе при рабочих температурах масла от минус 50 до минус 70 °С. Рекомендуются для условий севера как всесезонное, а для районов средней полосы с умеренным климатом — как зимний сорт.

11. **Масло гидравлическое серии ГТ**(гидравлическое для турборедукторов) **марки 50** предназначено для гидродинамических передач. Применяют для смазывания турборедукторов(*редуктор, работающий в режиме высокой скоростной (частотной) нагрузки. Средний диапазон частот вращения валов-шестерней турборедуктора 15-80 тыс. об/мин*). Обладает хорошими вязкостно-температурными свойствами и термоокислительной стабильностью до 120 °С.

12. **Масла гидравлические серии 132-10** предназначены для работы в гидравлических системах в интервале —70... + 100°С, **масла серии и 132-10Д** — для работы в электрически изолированных системах также в интервале —70... + 100 °С.

13. **Масла гидравлические серии 7-50с-3** — для работы в агрегатах и в гидравлических системах в диапазоне температур — 60...+ 170°С икратковременно до 200° с рабочими давлениями до 21 МПа.

14. **Масла гидравлические серии НГЖ-4**(насосная гидравлическая жидкость) применяют в устройствах и механизмах, работающих в диапазоне температур —60... + 150°С и давлениях до 21 МПа.

К основным недостаткам вышеназванных рабочих жидкостей относят:

-ограниченный температурный диапазон применения. Верхний предел обычно не превышает 80—90°С(у наиболее широко применяемых масел);

-пожароопасность;

-нестабильность параметров при различных температурах;

-быстрое окисление и разрушение, т.е. выгорание присадок при высоких температурах, что негативно влияет на работу двигателя.

Эти недостатки в меньшей степени проявляются у синтетических рабочих жидкостей. Они имеют более пологую температурно-вязкостную характеристику, обладают большей огнестойкостью. К ним относятся диэфиры, фосфаты, силоксаны, водно-гликолевые и водно-глицериновые жидкости.

Широко также применяют также:

водомаляные эмульсии марок Э2, Э3, содержащие 2 или 3% эмульсола и представляющие собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1; 25:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

синтетические жидкости на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д. Они негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения. **К ним можно отнести:**

- диэфиры – жидкости на основе сложных эфиров. Жидкости на основе диэфиров применяются в гидросистемах с особо высокими нагрузками на элементы в диапазоне рабочих температур от -30 до +180 при условии тщательной проверки их совместимости с материалами гидросистемы. В среде диэфиров плохо работают рукава и уплотнения, поэтому их применение ограничено;
- силоксаны и полисилоксаны – жидкости на основе кремний-органических полимеров. Их применяют их в качестве противопенных присадок, они стойки к окислению и воздействию температур до 190С, но при длительном воздействии температуры 200С, они разлагаются с образованием кремнезема, который является абразивом. Смазывающая способность группы 2 плохая, особенно по стали, поэтому силоксаны применяют только в смеси с диэфирами или нефтяными маслами;
- фосфаты – жидкости на основе сложных эфиров фосфорной кислоты. Фосфаты имеют повышенную огнестойкость и хорошую смазывающую способность, но они токсичны. Кроме того, у них повышенная склонность к пенообразованию, а также несовместимость с обычными материалами уплотнений и худшая, чем у масел, радиационная стойкость;
- водно-гликолевые и водно-глицериновые жидкости – это водосодержащие жидкости, основным компонентом которых является гликоль или глицерин и 35-40% воды. Водно-гликолевые жидкости токсичны, поэтому чаще используют водно-глицериновые жидкости с присадками. Для гидросистем промышленного назначения, эксплуатируемых в условиях возможной пожарной опасности, применяются водно-глицериновые жидкости промгидрол (марки П20, П20М1, М20М2. Температура самовоспламенения промгидрола 420, что позволило применять его в гидросистеме доменной печи.

