

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА «ХИММОТОЛОГИЯ»

РЕФЕРАТ

на тему:

«Поршневые насосы»

Выполнил:

Н.Рахмонбердиева

- студент 2-го курса 103-09 ТВИТ ТАДИ

Руководитель:

Садыкова Т. Д.

Ташкент – 2010 г.

План

1. Поршневые насосы
2. Высота всасывания поршневого насоса
3. Индикаторная диаграмма

Использованная литература

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Общие свойства объемных насосов и их классификация

Объемный насос – это насос, в котором подача жидкости происходит благодаря вытеснению ее из рабочих камер вытеснителями. Вытеснителями служат поршень, плунжер, винт, пластина и т.д. В насосе может быть одна или несколько рабочих камер. Число вытеснителей принимают равным числу рабочих камер или меньшим. Жидкость подается объемным насосом характерными порциями, что обуславливает неравномерность подачи по времени и пульсации скоростей и давлений во всасывающем и напорном трубопроводах.

Рассмотрим устройство и принцип действия поршневого насоса (рис. 1).

Поршневой насос состоит из рабочей камеры 1, внутри которой имеются всасывающий и нагнетательные клапана, цилиндра 5, поршня 3, совершающего возвратно-поступательные движения внутри цилиндра, всасывающего 2 и напорного 6 патрубков. Для преобразования вращательного движения кривошипа 9 в возвратно-поступательное движение поршня служит шток 4, ползун 7 и шатун 8.

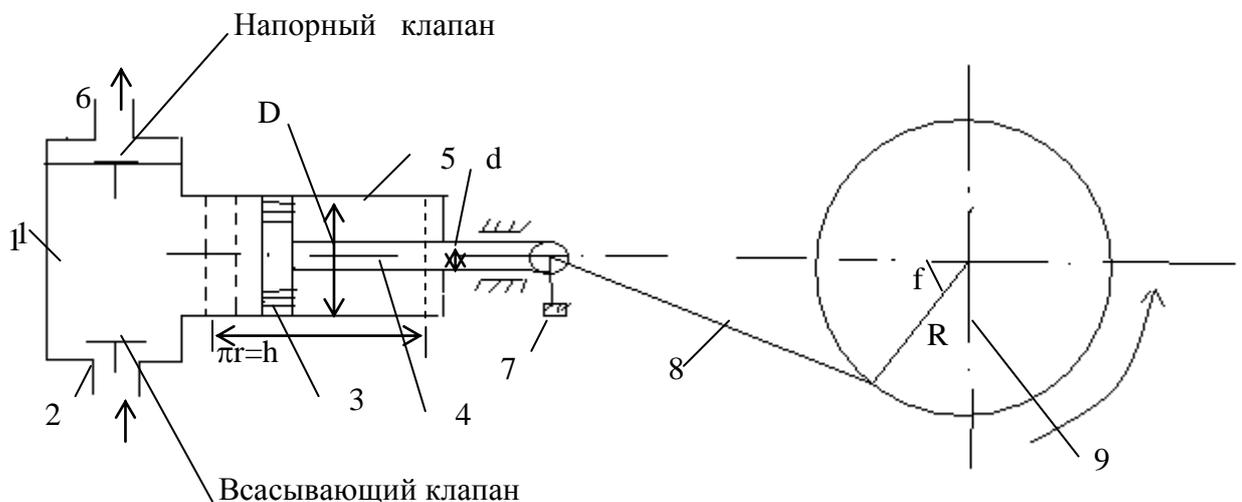
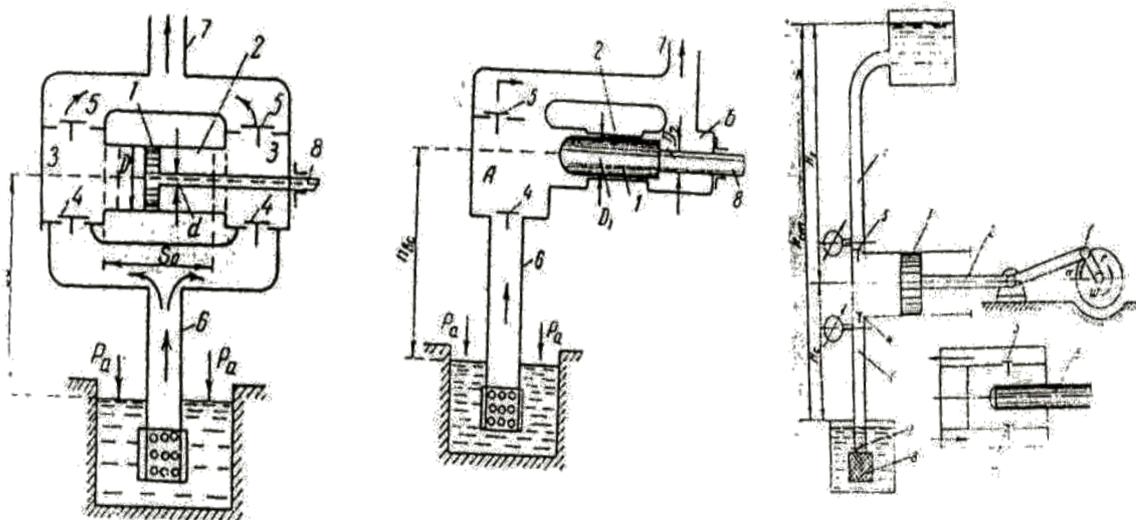


Рис. 1. Схема поршневого насоса

Ниже приведены описания наиболее распространенных конструкций поршневых насосов (рис. 2). В зависимости от назначения, условий работы и конструктивных особенности, поршневые насосы классифицируются следующим образом:

- по роду действия: насосы простого действия, двойного, тройного и четвертного действия и дифференциальные;
- по устройству поршня: собственно поршневые и плунжерные (скальчатые);
- по расположению цилиндров: горизонтальные и вертикальные;
- по способу соединения с двигателем: приводные и прямодействующие.



а

б

в

Рис. 2 Схемы поршневых насосов: а – насос двойного действия; б – насос дифференцированного действия в) плунжерный насос

В приводных насосах поршень соединен с двигателем посредством передачи. В прямодействующих насосах поршень непосредственно соединен о штоком двигателя.

Поршневой насос одинарного действия работает следующим образом. В цилиндре насоса поршень (или плунжер) совершает возвратно-поступательное движение (см. рис.2а) . При движении поршня слева направо в цилиндре образуется разрежение, под действием которого жидкость из водоёма поднимается по всасывающей трубе. Открывается всасывающий клапан, жидкость поступает в цилиндр насоса, заполняя пространство, освобожденное поршнем, нагнетательный клапан при этом закрыт, и препятствует поступлению жидкости из напорного трубопроводов в цилиндр насоса. При обратном движении поршня давление в цилиндре возрастает, в результате чего всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный открывается, и жидкость вытесняется в нагнетательный трубопровод. Таким образом, за один оборот вала, двигателя (двойной ход поршня) в насосе происходят (1 раз) всасывающее и (1 раз) нагнетание.

Насос двойного действия отличается от насоса одинарного действия тем, что он имеет две пары клапанов. В то время как в одной половине насоса происходит нагнетание, в другой всасывание. Это в значительной степени повышает равномерность работы насоса.

Насос тройного действия – три насоса одинарного действия, приводимые в движение т общего коленчатого вала. Насос четверного действия состоит из двух насосов двойного действия, приводимых в движение от общего коленчатого вала.

Дифференциальный насос (рис. 2 б) 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. Поэтому при всасывании, когда нагнетательный клапан закрыт, во второй полости цилиндра происходит вытеснение некоторого количества жидкости, определяемого разностью диаметров поршня и штока. При обратном движении поршня в напорный трубопровод попадает только часть жидкости, которая заполняет освободившееся при прямом ходе поршня пространство рабочей камеры. Если площадь сечения штока будет вдвое меньше, чем площадь поршня, то количество подаваемой жидкости за каждый ход окажется равным.

В плунжерном насосе (рис. 2 в) вместо дискового поршня применен плунжер (скалка), имеющий форму цилиндра. Плунжер не соприкасается со стенками цилиндра насоса, и поэтому цилиндр насоса не нуждается в обработке. Уплотнения зазора в месте выхода плунжера из цилиндра достигают при помощи сальника, что значительно проще и надежнее, чем уплотнение поршня. Поэтому плунжерные насосы чаще всего применяют для получения высокого давления.

Теоретическая секундная подача объемного насоса

Подача несжимаемой жидкости при отсутствии внутренних и внешних утечек через зазоры и при бескавитационной работе определяется по формуле:

$$Q_T = q \frac{n}{60} \quad (1)$$

де q – рабочий объем насоса, или теоретическая подача за один оборот вала;
 n – частота вращения вала насоса в минуту

Действительная подача $Q = \eta_0 Q_T$, где η_0 – объемный КПД насоса

По характеру процесса вытеснения жидкости из рабочих камер объемные насосы делят на поршневые и роторные.

На рис. 3 приведена простейшая схема действия поршневого насоса одноразового действия. Цикл работы насоса складывается из чередующихся процессов всасывания и нагнетания. Текущее значение теоретической подачи изменяется по закону синуса угла φ поворота кривошипа (рис. 2.а.).

Существенным недостатком описанного насоса является прерывность подачи, т.е. прекращение ее в период всасывания. От этого недостатка свободен поршневой насос двойного действия (см. рис. 3 б), в котором работают две стороны камеры и две пары клапанов, $q = (2F_n - f)$, где f – площадь поперечного движения штока. График подачи такого насоса показан на рис. 3 б..

Неравномерность подачи поршневых насосов можно уменьшить двумя способами: 1. увеличение числа рабочих камер, 2. использованием гидропневмоаккумуляторов (воздушных колпаков).

Для оценки неравномерности подачи всех объемных насосов служит коэффициент неравномерности подачи σ :

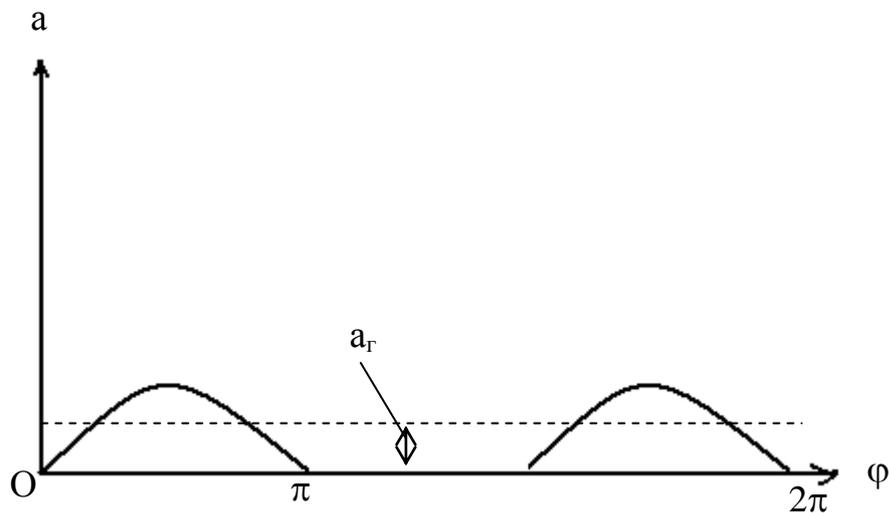


Рис. 3 а

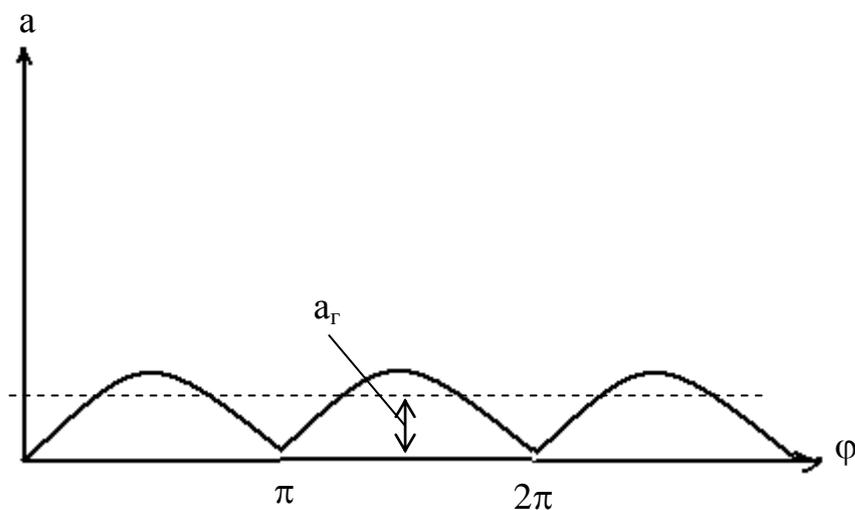


Рис. 3 б.

Рабочий объем такого насоса - $q = hF_n = 2zF_n S$, S – ход поршня и площадь.

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_T} \quad (2)$$

Для поршневого насоса одностороннего действия $\sigma = \pi$, для насоса двустороннего действия $\sigma = \pi/2$, для трехпоршневого насоса $\sigma = 1,047$.

Высота всасывания поршневого насоса

Неравномерное движение поршня, приводимого кривошипно-шатунным механизмом, является причиной неустановившегося движения перекачиваемой жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. В условиях неустановившегося движения, давление p_B в цилиндре насоса, в том числе в период всасывания, является функцией времени. Практически очень важно знать закон изменения давления в цилиндре в разных положениях поршня.

Если принять, что давление на поверхности жидкости в расходном резервуаре равняется атмосферному, то разность напоров $\frac{p_0 - p_B}{\rho g}$ представляет собой удельную энергию, затрачиваемую на всасывание жидкости. Она расходуется на подъем жидкости H_B , на преодоление гидравлических сопротивлений на линии всасывания (Σh_B), а также преодоление инерции жидкости ($h_{и.ж}$), находящейся во всасывающем трубопроводе и в цилиндре насоса и инерции всасывающего клапана ($h_{кл}$):

$$\frac{p_a - p_B}{\rho g} = H_B + \frac{V_B^2}{2g} + \Sigma h_B + h_{и.ж} + h_{кл} \quad (3)$$

Отсюда может быть найдено значение p_B в данный момент времени

$$\frac{p_B}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - H_B + \frac{V_B^2}{2g} + \Sigma h_B + h_{и.ж} + h_{кл} \quad (4)$$

Установлено, что инерционный напор имеет максимальное значение в начале хода поршня ($x = a$) и может быть определен по формуле:

$$h_{и.ж}^{\max} = l_B \frac{F_n}{f_B} \frac{\omega^2 r}{g} \quad (5)$$

где l_B - длина всасывающего трубопровода; f_B - площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода; ω - угловая скорость; r - радиус кривошипа.

В начале хода поршня p_B приобретает минимальное значение

$$\frac{p_{B,\min}}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - l_B \frac{F_n}{f_B} \frac{\omega^2 r}{g} - h_{кл} \quad (6)$$

Для нормальной работы насоса, при которой жидкость безотрывно движется за поршнем, необходимо, чтобы соблюдалось условие $p_{B,\min} \geq p_{ин}$ - (где $p_{ин}$ - упругость насыщенного пара)

Несоблюдение этого условия приводит к явлению кавитации.

Из формулы (6) определяется допустимая высота всасывания.

$$H_B^{don} = \frac{p_a}{\rho g} - l_B \frac{F_n}{f_B} \frac{\omega^2 r}{g} - h_{кл}$$

Индикаторная диаграмма

Рабочий цикл поршневого насоса может быть графически описан на бумаге специальным прибором – индикатором. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется индикаторной диаграммой. На рис. 14 показана такая диаграмма насоса простого действия с воздушными колонками.

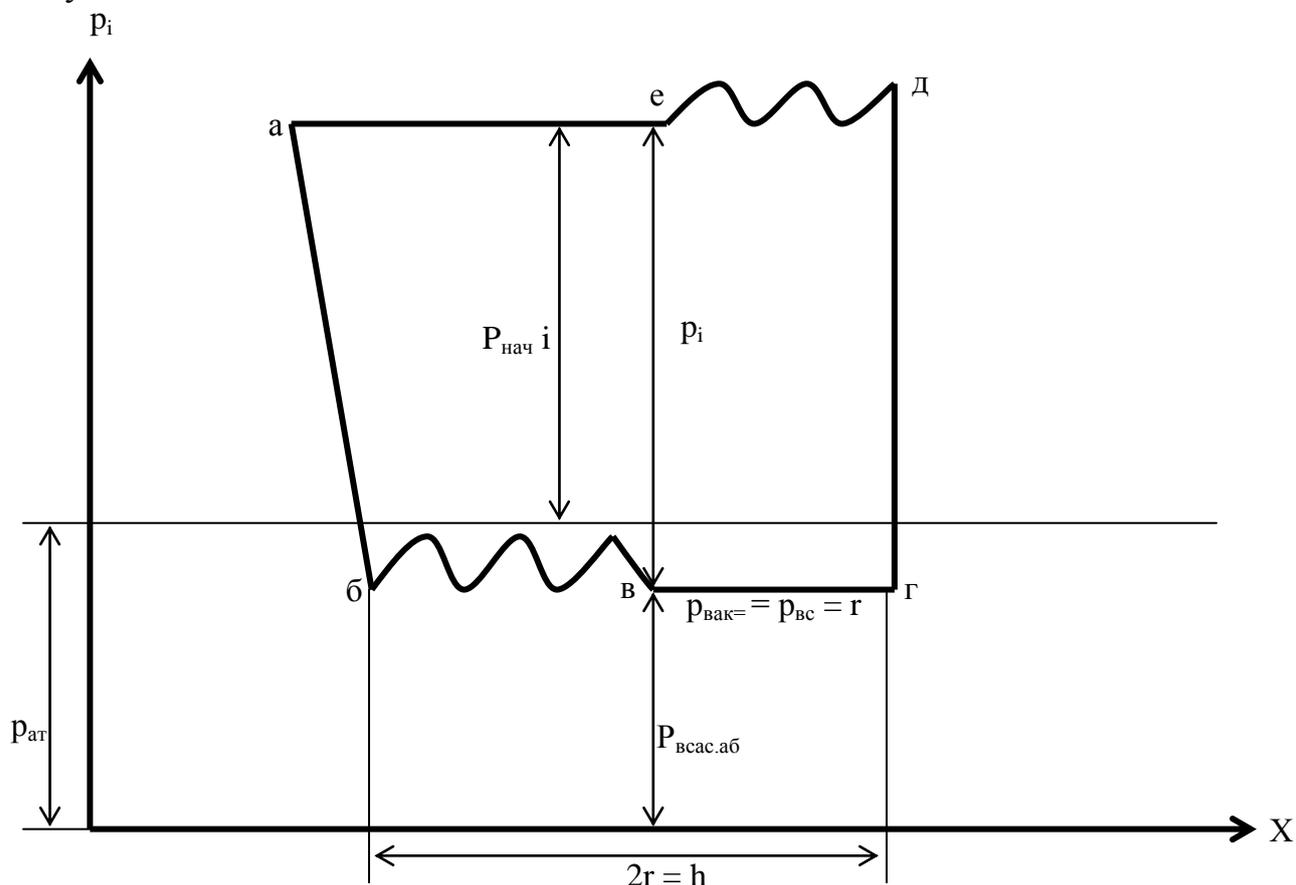


Рис. 4 Индикаторная диаграмма насоса простого действия с воздушными колонками

При движении поршня слева направо (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает по линии «аб» (линия «ав» не вертикальная из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости) и переход затем в волнистую линию «бв». Далее, при наличии воздушного клапана на всасывающей линии, поддерживающего постоянство давления, линия «вн» остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $r_{вс}$ поднимается до давления $r_{наг}$ по прямой «гд». Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия «де»). В дальнейшем воздушный колпак на нагнетательном трубопроводе будет поддерживать давление $r_{наг}$ почти постоянным (линия «еа»). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Использованная литература

1. Башта Т.М. и др. «Гидравлика, гидромашины, гидроприводы» М., Машиностроение, 1982 г.
2. Вильнер Я.М., Коваль Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск, ВШ 1985 г.
3. Угинчус А.А. «Гидравлика и гидромашины» 1981 г.
4. Методическое указание к лабораторным работам по гидродинамике. ТАДИ 1999 г.
5. Юсубов М.К., Тиллахужаев Б.С. «Гидравлика гидромашин ва гидроюриткич» Маъруза матни ТАЙИ Т. 2000 й