

Лекция №7 Поршневые насосы и применяемые распределяющие устройства

По конструкции наиболее простыми (и первыми исторически, II век до н.э., с деревянными поршнями и кожаными клапанами) являются объёмные поршневые насосы с **ручным** приводом, применяемые для выполнения элементарных функций – перекачки (транспортировки) жидкости под невысоким давлением.

Рассмотрим двухцилиндровую гидромашину (схема одноцилиндровой ОГМ приводилась ранее).

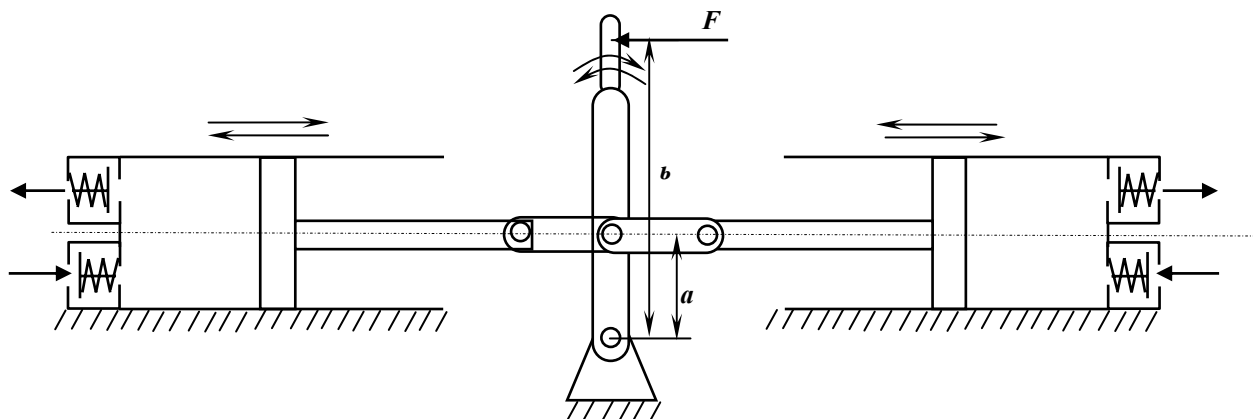


Рис. 7.1 Двухцилиндровый поршневой насос (пожатный)

Усилие F , создаваемое на рычаге, через плечи a и b рычажного механизма передаётся на штоки (поршни). Без учёта потерь на трение, оно будет равно силе давления рабочей жидкости на поршень (произведение площади взаимодействия S и давления p):

$$F b = S p a \quad (7.1)$$

Рабочих камер в данной конструкции две. Их рабочие объёмы V_0 зависят от площади поршней S и хода h . Суммарный рабочий объём V_z (z - число рабочих камер):

$$V_z = 2V_0 = 2 S h, \quad \text{м}^3 \quad (7.2)$$

Суммарная подача зависит от числа двойных ходов в единицу времени n :

$$Q = V_z n, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (7.3)$$

Давление и подача лимитированы «мощностью» руки.

Пример: при $D=30$ мм, $n=100 \dots 120$ двойных ходов в минуту, длине хода 30 мм, подача составит:

$$Q = 2 \frac{\pi D^2}{4} h n$$

$$Q_{n=100} = 2 \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} 0,03 \cdot \frac{100}{60} = 7,06 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с} = 4,2 \text{ л} / \text{мин}$$

$$Q_{n=120} = 2 \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} 0,03 \cdot \frac{120}{60} = 8,48 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с} = 5,09 \text{ л} / \text{мин}$$

Для получения более высоких значений подачи, давления и улучшения других параметров применяют **механический привод**. Из нероторных это могут быть прямодействующие гидромашины (например, с паровым приводом), кривошипные и кулачковые (с аксиальным или радиальным расположением вытеснителей и неподвижных рабочих камер относительно оси привода).

Наиболее распространен привод **кривошипно-шатунный**. Рассмотрим кинематику и принцип действия ОГМ с КШМ.

За один оборот кривошипа (коленвала) поршень совершает возвратно-поступательное движение (двойной ход, рис. 7.2), увеличивая и уменьшая геометрический объём, ограниченный поршнем, стенками цилиндра и головкой с установленными в ней самодействующими клапанами.

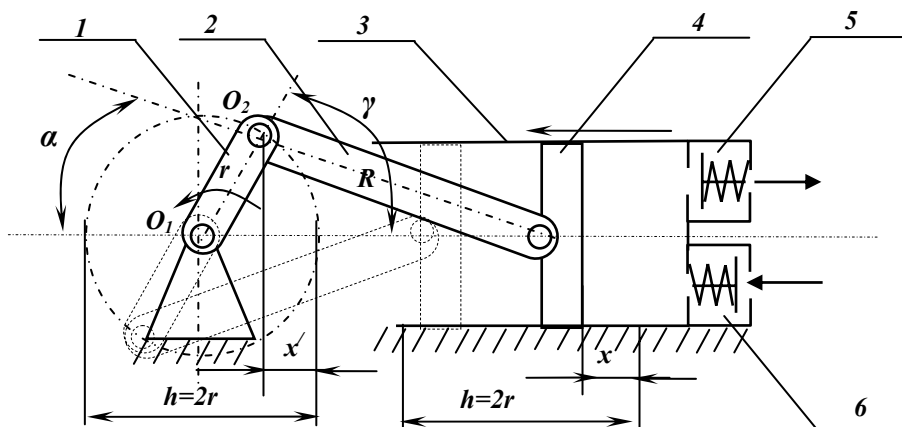


Рис.7.2 Одноцилиндровый поршневой насос с кривошипно-шатунным приводом и клапанным распределением: 1-кривошип; 2-шатун; 3 –цилиндр; 4-поршень; 5, 6 – клапана нагнетания и всасывания

Текущая (мгновенная) подача $Q_{тек}$ является функцией скорости поршня:

$$Q_{тек} = vS \quad (7.4)$$

Скорость поршня есть приращение его пути (хода) по времени

$$v = \frac{dx}{dt}, \quad (7.5)$$

Ход поршня можно рассчитать, вычтя из начальной координаты (ВМТ) относительно точки O_1 сумму проекций кривошипа и шатуна на ось перемещения:

$$x = (r + R) - (r \cos \gamma + R \cos \alpha) = r(1 - \cos \gamma) + R(1 - \cos \alpha) \quad (7.6)$$

Длины шатуна, кривошипа и текущие углы из теоремы синусов связаны выражением:

$$\frac{R}{\sin \gamma} = \frac{r}{\sin \alpha} \quad (7.7)$$

Текущий угол поворота кривошипа γ зависит от угловой скорости ω

$$\gamma = \omega t \quad (7.8)$$

Угловая скорость может быть представлена как:

$$\omega = \frac{d\gamma}{dt}, \quad (7.9)$$

С учётом вышеизложенного, скорость поршня можно представить в виде

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = \omega \frac{dx}{d\gamma} = r\omega \left(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{r}{R} \sin 2\gamma \right) \quad (7.10)$$

Следовательно, скорость поршня меняется по закону синусоиды и полусинусоиды. При приближённых расчётах, поскольку $R \gg r$, функция скорости может быть приведена к виду

$$v = r\omega \sin \gamma \quad (7.11)$$

Таким образом, изменение текущей (мгновенной) подачи происходит также по закону синусоиды:

$$Q_{тек} = vS = r \omega \sin \gamma S \quad (7.12)$$

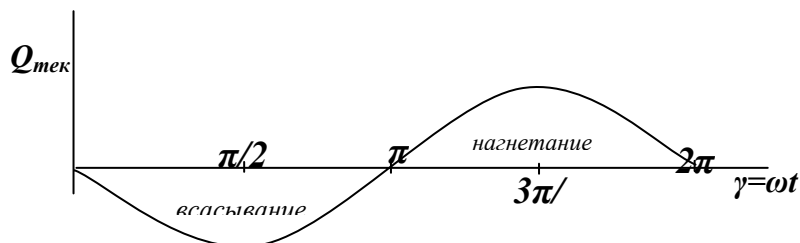


Рис.7.3 Графическое представление зависимости текущей подачи (скорости) от угла

На рис. 7.3 отображена пульсация текущей подачи, которую оценивают через коэффициент неравномерности подачи δ :

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} \quad (7.13)$$

Минимальная подача равна нулю, поскольку на части хода (сектор от 0° до 180°) её нет (такт всасывание). Максимальная же подача соответствует углу поворота кривошипа в 270° :

$$Q_{\max} = r \omega \sin \frac{3\pi}{2} S = r \omega S \quad (7.14)$$

Средняя подача, зависящая от рабочего объёма и частоты вращения:

$$Q_{cp} = V_0 n = 2rS \frac{\omega}{2\pi}$$

Таким образом, для поршневого насоса одностороннего действия

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} = \frac{r \omega S}{2rS \frac{\omega}{2\pi}} = \pi = 3,14. \quad (7.15)$$

У двустороннего насоса неравномерность подачи уже существенно меньше. Подача обеспечивается двумя рабочими камерами, следовательно, пренебрегая площадью штока, среднюю подачу и коэффициент неравномерности можно представить как

$$Q_{cp} = 2V_0 n = 4rS \frac{\omega}{2\pi} \quad (7.16) \text{ и } \delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} = \frac{r \omega S}{4rS \frac{\omega}{2\pi}} = \frac{\pi}{2} = 1,57 \quad (7.17).$$

Помимо применения насосов многократного действия, другими способами выравнивания подачи являются применение воздушных колпаков (гидроаккумуляторов), дифференциального поршня и т.п.

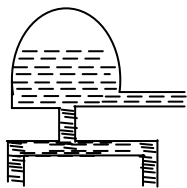


Рис.7.5 Воздушный колпак

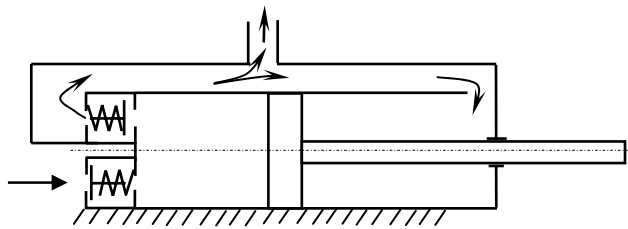


Рис.7.6 Дифференциальный поршень

Пульсация подачи оказывает существенное влияние на стабильность всей гидросистемы, а возникающие при этом резонансные явления могут её разрушить.

Распределение рабочей жидкости

В объёмных гидромашинах должна быть предусмотрена возможность не только поочерёдного, но и своевременного соединения рабочих камер с магистралями высокого и низкого давления для подвода и отвода рабочей жидкости. Эта задача решается или введением в конструкцию дополнительных узлов и элементов, или особым конструктивным исполнением деталей, образующих рабочие камеры.

Распределение применяют: клапанное, клапанно-золотниковое, клапанно-щелевое, цилиндрическим (цапфа) или плоским золотниками.

Для нероторных поршневых ОГМ широко применяют клапанное распределение на базе *самодействующих* клапанов, отличающееся большой надёжностью и долговечностью, а также высоким объёмным КПД.

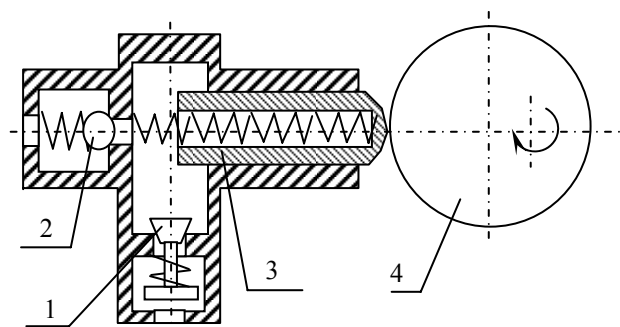


Рис.7.7. Кулачковый насос с клапанной системой распределения.

- 1- всасывающий клапан;
- 2- нагнетательный клапан;
- 3 – поршень;
- 4- эксцентрик.

Кроме того, насосы с этим распределением свободны от гидравлических ударов и компрессии жидкости в цилиндрах, а также пригодны для работы при высоких температурах и давлениях.

Затворы самодействующих клапанов (*плоские, конические, сферические*) поднимаются в направлении, нормальном к опорной поверхности под действием потока жидкости (перепада давлений) и опускаются на эту поверхность под действием пружины.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления клапанов, преобразуется в тепло ($\Delta N = \Delta p Q$).

Для снижения сопротивления (потерь давления) проходной канал должен быть максимально большим. Однако, увеличение диаметра приводит к увеличению массы (инерционности), а увеличение зазора сказывается на длине хода. Следовательно, больше времени требуется на перемещение затвора.

Запаздывание же закрытия и открытия клапанов при возвратном и поступательном ходе поршня приводит к обратному оттоку жидкости в сторону низкого давления и (или) недозаполнению рабочих камер.

Жидкость возвращается плунжером на начальной части нагнетательного пути во всасывающую магистраль, причем запаздывание будет тем большим, чем больше масса клапана. Ввиду этого масса всасывающего клапана при выбранной частоте вращения насоса определяет требуемый подпор на всасывании. Если этот подпор ограничен, то следует в зависимости от массы ограничивать допустимую частоту вращения насоса. Для уменьшения запаздывания необходимо максимально уменьшать массу клапана, а также усиливать его приводную пружину и уменьшать величину хода; однако это может ухудшить заполнение цилиндров жидкостью и в особенности насосов самовсасывающего типа.

Влияние на надёжность заполнения при ходе всасывания оказывает запаздывание открытия всасывающего клапана, особенно при большом мертвом пространстве насоса и малом рабочем объёме.

Движение и открытие нагнетательного клапана рассчитываются по уравнению равенства объёмов жидкости, вытесняемой поршнем и протекающей через каналы клапана (кольцевую щель):

$$\Pi h \mu \sqrt{\frac{\Delta p g}{\gamma}} = s_{\Pi} v_{\Pi} - s_K v_K \quad (7.18)$$

где Π - периметр клапана по которому происходит течение жидкости;

h - высота подъема клапана;

μ - коэффициент расхода клапана; можно принимать $\mu=0,75$;

s_{Π} и v_{Π} - площадь и скорость поршня;

s_K и v_K - площадь и скорость затвора клапана.

При известных условиях может возникнуть стук клапанов, вызванный ударами их о седло, в результате которых узел распределения может выйти из строя. Стук клапана, нагруженного пружиной, обычно возникает при совпадении собственных колебаний подвижных его частей с вынужденными колебаниями (пульсацией) давления жидкости.

За критерий безударной работы клапана обычно принимается

$$c > m \omega^2 \quad (7.19)$$

где c - жесткость пружины;

m - масса клапана;

ω - частота пульсаций давления.

Вероятность появления указанных дефектов в работе клапанов повышается с увеличением частоты вращения насоса. При рациональном подборе параметров клапана - частота вращения вала до 6000...8000 об/мин.

Скорость течения жидкости через всасывающий клапан самовсасывающих насосов выбирают примерно 1,5 м/с, для маловязких масел - до 3 м/с.

Машина с клапанным распределением необратима и не допускает изменение направления вращения.

С целью устранения недостатков простого клапанного распределения, в мощных гидромашинах применяют клапанное распределение, приводимое в движение принудительно.

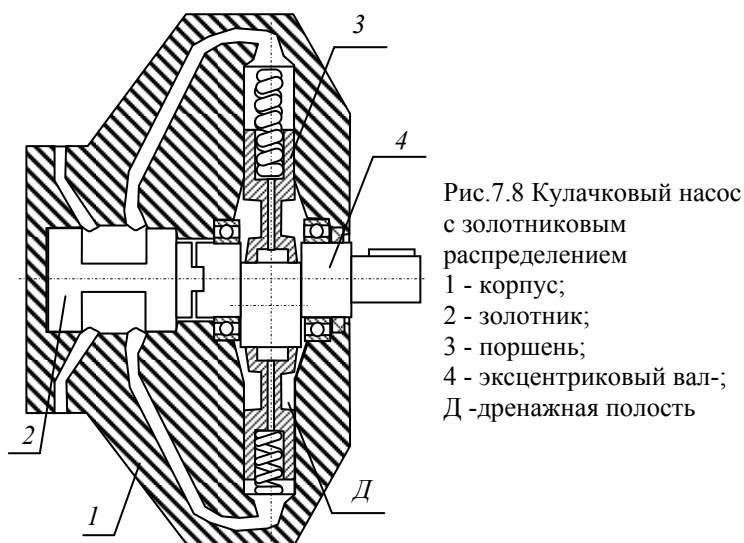


Рис.7.8 Кулачковый насос с золотниковым распределением
1 - корпус;
2 - золотник;
3 - поршень;
4 - эксцентриковый вал;
Д - дренажная полость

Применяют также кулачковые насосы высокого давления (до 50 МПа) с золотниковым распределением. Конструктивная схема такого насоса показана на рис. 7.8. Распределительный золотник связан с приводным валиком насоса с помощью шпоночного соединения. Подвод жидкости от распределительного золотника к цилиндрам и отвод из них осуществляется через литые каналы корпуса насоса.