

ТЕМА 8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидродвигатель).

Насосы и гидромоторы применяют также в *гидропередачах*, назначением которых является передача механической энергии от двигателя к исполнительному органу, а также преобразование вида и скорости движения последнего посредством жидкости.

Гидропередачи по сравнению с механическими передачами (муфты, коробки скоростей, редукторы и т.д.) имеют следующие преимущества.

1. Плавность работы.
2. Возможность бесступенчатого регулирования скорости.
3. Меньшая зависимость момента на выходном валу от нагрузки, приложенной к исполнительному органу.
4. Возможность передачи больших мощностей.
5. Малые габаритные размеры.
6. Высокая надежность.

Эти преимущества привели к большому распространению гидропередач, несмотря на их несколько меньший, чем у механических передач КПД.

7.1. Лопастные насосы

В современной технике применяется большое количество разновидностей машин. Наибольшее распространение для водоснабжения населения получили лопастные насосы. Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Лопастные насосы делятся на центробежные и осевые.

В *центробежном лопастном насосе* жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рис. 7.1 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 3. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Рабочее колесо 2 передает жидкости энергию от приводного двигателя. Рабочее колесо состоит из двух дисков *a* и *б*, между которыми находятся лопатки *в*, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу жидкость отводится от рабочего колеса к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

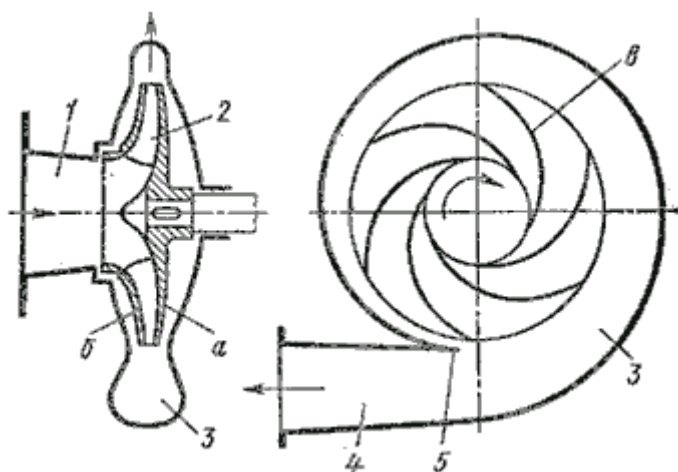


Рис. 7.1. Схема центробежного насоса

В *осевом лопастном насосе* жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса (рис. 7.2). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено несколько лопастей 2. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

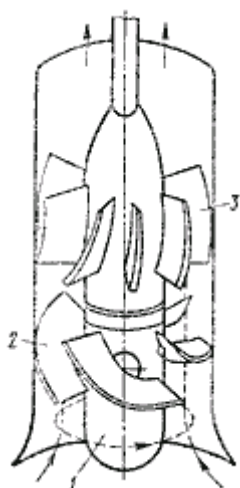


Рис. 7.2. Схема осевого насоса

Осевые насосы могут быть жестколопастными, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется, и поворотн-лопастными, в которых положение рабочего колеса может регулироваться.

7.2. Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижных рабочих камер вытеснителями. *Рабочей камерой* объемного насоса называют ограниченное пространство, попеременно сообщаемое со входом и выходом насоса. *Вытеснителем* называется рабочий орган насоса, который совершает вытеснение жидкости из рабочих камер (плунжер, поршень, диафрагма).

Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

- 1) по типу вытеснителей: плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- 2) по характеру движения ведущего звена: возвратно-поступательное движение ведущего звена; вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
- 3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего действия; двухстороннего действия.
- 4) по количеству поршней: однопоршневые; двухпоршневые; многопоршневые.

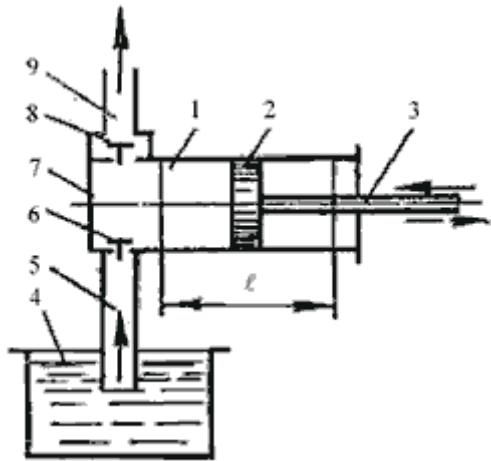


Рис. 7.3. Насос поршневой простого действия

Насос простого действия. Схема насоса простого действия изображена на рис. 7.3. Поршень 2 связан с кривошипно-шатунным механизмом через шток 3, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 1. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего всасывающий клапан 6 поднимается и жидкость из расходного резервуара 4 по всасывающему трубопроводу 5 поступает в рабочую камеру 7. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 8 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 9.

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то теоретическая производительность в одну секунду будет

$$Q_T = \frac{Fln}{60} \text{ (м}^3\text{/сек),}$$

где F - площадь поршня, м²;

l - ход поршня, м;

n - число оборотов двигателя, об/мин.

Для повышения производительности поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная производительность насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T называется объемным КПД поршневого насоса:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T}$$

Объемный КПД - основной экономический показатель, характеризующий работу насоса.

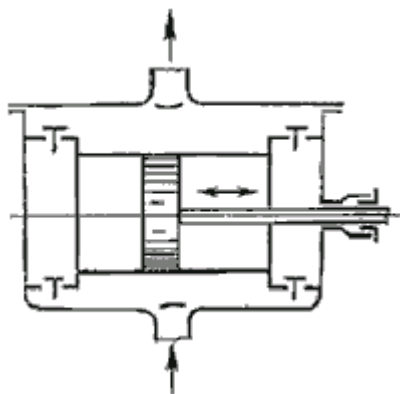


Рис. 7.4. Насос поршневой двойного действия

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигнута насосом двойного действия (рис. 7.4), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны. Теоретическая производительность насоса двойного действия будет

$$Q_T = \frac{F \ell n}{60} + \frac{(F - f) \ell n}{60} \text{ (м}^3\text{/сек)}$$

где f - площадь штока, м^2 .

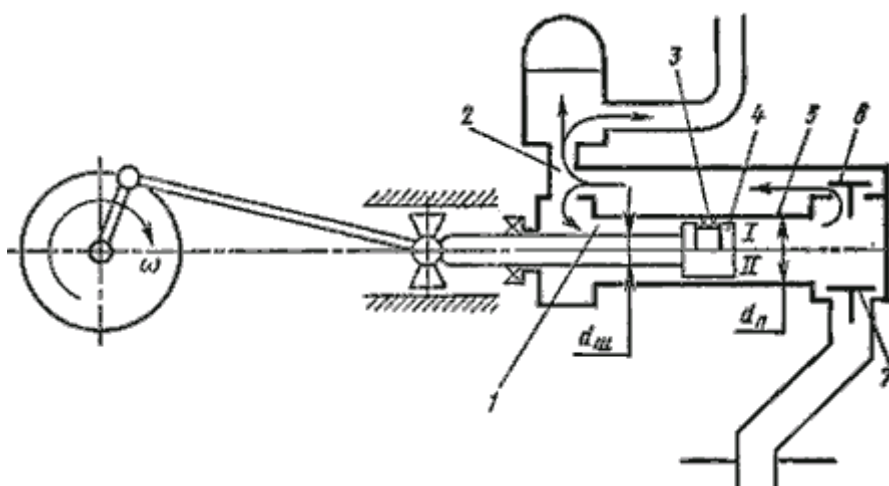


Рис. 7.5. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

Дифференциальный насос. В дифференциальном насосе (рис. 7.5) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный 6, а также вспомогательную

$$(F - f)l + fl = Fl$$

7.3. Индикаторная диаграмма поршневых насосов

The diagram illustrates the pressure distribution \$p_i\$ as a function of position \$x\$ along the length \$\ell\$ of a rectangular plate. A horizontal axis \$x\$ is shown at the bottom, starting from the left edge. The vertical axis is labeled \$p_i\$. A constant load \$p\$ is indicated by a downward arrow between two horizontal lines. The upper boundary of the pressure distribution is labeled with points \$a\$, \$e\$, and \$\theta\$. The lower boundary has points \$b\$, \$\theta\$, and \$z\$. Key pressure values are marked: \$p_{\text{ср}}\$ (average pressure), \$p_{\text{max}}\$ (maximum pressure), and \$p_{\theta \text{ ак}} = p_{\text{вс}}\$ (pressure at point \$\theta\$ on the upper boundary). The total length of the plate is denoted by \$\ell\$.

При движении поршня слева направо (см. рис. 7.3) (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания $P_{вс}$ по линии ab . Из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия ab не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию $бв$. Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия $вг$ остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $P_{вс}$ поднимается до давления $P_{нагн}$ по прямой $гд$, наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии ab . Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия $де$). В дальнейшем давление $P_{нагн}$ остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия ea). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

7.4. Баланс энергии в насосах

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, представленной на рис 7.7.

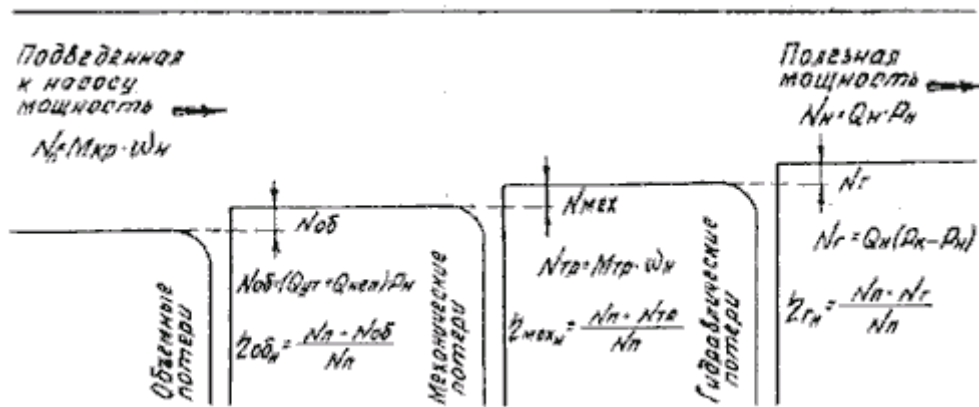


Рис. 7.7. Баланс мощности насоса

Мощность, которая подводится к валу насоса называется *подведенной*. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{II} = M_{KP} \omega$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением называется *полезной мощностью насоса* (в дальнейшем просто мощностью)

$$N_H = Q_H P_H$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса

$$\eta_{общ} = \frac{N_H}{N_{II}}$$

а разность $N_{II} - N_H = N_{пот}$ называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Потери мощности на внутренние утечки и неполное заполнение камер насоса

$$N_{об} = (Q_{ут} + Q_{нел}) P_H$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения

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

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения КПД приведены в технических характеристиках насосов.

Механические КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. 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

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

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

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*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

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

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

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_z = \frac{N_{II} - N_z}{N_{II}}$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} + \eta_{мех} + \eta_z$$

Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

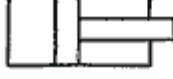
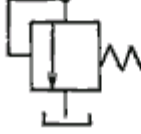
7.5. Обозначение элементов гидро- и пневмосистем

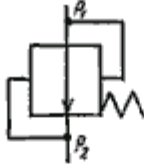
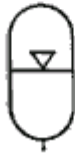
Кроме насосов и гидромоторов существуют и другие разнообразные по конструкции и назначению гидроэлементы. Одни управляют потоком рабочей жидкости, другие служат для обеспечения безотказной работы гидросистем и т.д. Совокупность этих устройств называется *гидроприводом* и требует отдельного изучения. Все гидроэлементы имеют свое условное обозначение, из которых составляются гидросхемы по аналогии с электрическими схемами.

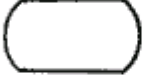
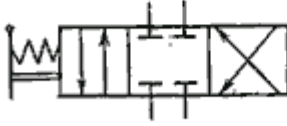
Ниже приводятся условные обозначения основных гидроэлементов.

Таблица 7.1

Условные обозначения основных гидроэлементов

Обозначение	Описание элемента
	Гидронасос нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидронасос нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидронасос регулируемый
	Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидромотор регулируемый
	Гидроцилиндр поршневой с односторонним штоком
	Гидроцилиндр поршневой с двухсторонним штоком
	Гидроцилиндр плунжерный
	Гидроцилиндр телескопический
	Гидроцилиндр с торможением в конце хода
	Дроссель настраиваемый
	Дроссель регулируемый
	Клапан напорный

	Клапан перепада давлений ($P_1 - P_2 = \text{const}$)
	Клапан обратный
	Гидрозамок
	Гидроаккумулятор грузовой
	Гидроаккумулятор пружинный
	Гидроаккумулятор пневмогидравлический
	Фильтр

	Теплообменник
	Гидропреобразователь
	Гидробак с атмосферным давлением
	Гидробак с давлением выше атмосферного
	Гидрораспределитель четырехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением и перекрытым потоком в исходной позиции
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с электромагнитным управлением и замкнутым потоком в исходной позиции

На рис. 7.8 изображен составленный из условных обозначений пример гидравлической схемы привода поворота стрелы челюстного погрузчика.

Схема состоит из бака, нерегулируемого гидромотора, трехпозиционного гидрораспределителя, двух регулируемых дросселей с параллельно подключенными к ним обратными клапанами, двух гидроцилиндров, фильтра и предохранительного клапана.

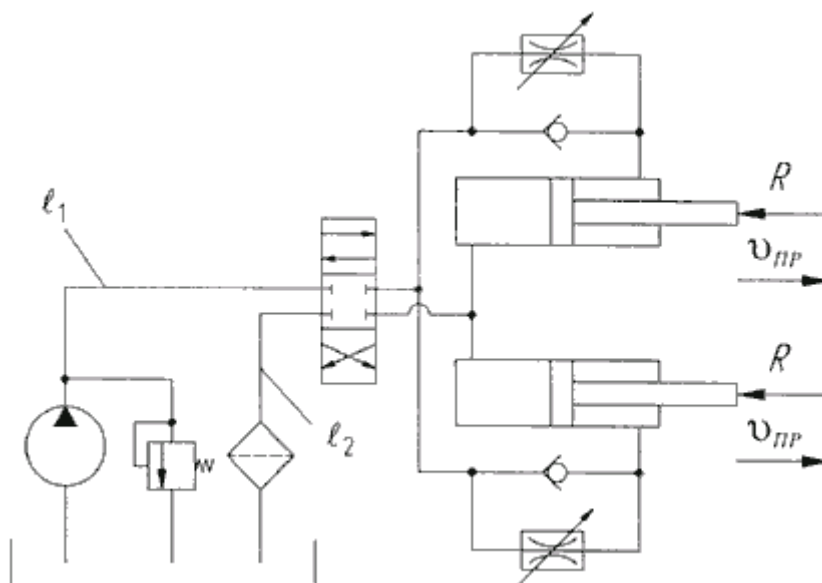


Рис.7.8. Гидросхема привода поворота стрелы

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. Из бака рабочая жидкость (масло) забирается насосом и подается к гидрораспределителю. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе на участке трубопровода между насосом и распределителем начинает увеличиваться давление, при этом срабатывает предохранительный клапан и жидкость сливается обратно в бак. При смене позиции золотника (нижняя позиция на схеме) открываются проходные сечения в гидрораспределителе, и жидкость начинает поступать в полости нагнетания гидродвигателей (поршневые полости гидроцилиндров). Из штоковой полости гидроцилиндров масло по гидролинии слива проходит через регулируемые дроссели, гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, попадает на слив в бак.

Скорость поступательного движения штоков гидроцилиндров регулируется дросселями. Реверсирование движения штоков осуществляется путем переключения позиций гидрораспределителя. При обратном движении штоков без нагрузки их скорость не регулируется и зависит от расхода рабочей жидкости в штоковые полости. При аварийной остановке штоков (например, непреодолимое усилие) давление в системе возрастает, вызывая тем самым открытие предохранительного клапана и сброс рабочей жидкости в бак.