

ЛЕКЦИЯ №13 ГИДРОМОТОРЫ И ГИДРОЦИЛИНДРЫ

Гидромоторы предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию вращения исполнительного органа различных машин и механизмов.

Основным требованием при выборе гидромотора является обеспечение исполнительным органом машины необходимого крутящего момента M_m и частоты вращения n_m .

Питание гидромотора производится либо от общей гидросистемы, либо индивидуальным насосом. Реверсирование направления движения (вращения) гидромотора осуществляется либо с помощью распределителя, либо реверсированием направления подачи насоса. Скорость вращения вала гидромотора регулируется изменением количества поступающей к нему жидкости или изменением рабочего объема гидромотора, что видно из выражения

$$Q_m = q_m n_m$$

где Q_m – расход жидкости через гидромотор, $\text{м}^3/\text{с}$;

q_m – рабочий объем гидромотора, м^3 ;

n_m – частота вращения вала гидромотора, с^{-1} .

Обычно в качестве гидромоторов используются объемные роторные гидромашины. Гидромоторы конструктивно мало отличаются от роторных насосов.

По величине крутящего момента и частоты вращения вала гидромоторы можно разделить на две группы: низкомоментные и высокомоментные. Низкомоментные гидромоторы характеризуются развитием небольшого крутящего момента ($10 \dots 60 \text{ Н}\cdot\text{м}$) и больших частот вращения ($60 \dots 3000 \text{ об/мин}$). Высоккомоментные гидромоторы развивают большой крутящий момент ($500 \dots 100000 \text{ Н}\cdot\text{м}$) при небольших частотах вращения (до 400 об/мин).

Высоккомоментные гидромоторы в основном предназначены для использования без промежуточного звена (редуктора) с целью уменьшения массы, габаритов машины, улучшения динамических характеристик объемного гидропривода.

В качестве низкомоментных гидромоторов в большинстве случаев используют аксиально-поршневые, реже шестеренные и пластинчатые гидромашины.

В качестве высокомоментных гидромоторов в основном используют радиально-поршневые, аксиально-поршневые гидромашины.

Для условного разграничения низкомоментных и высокомоментных гидромоторов часто используют так называемый коэффициент быстроходности:

$$k_b = \frac{q_m}{n_m}$$

где k_b – коэффициент быстроходности;

q_m – рабочий объем, см³;

n_m – номинальная частота вращения вала гидромотора, об/мин.

Гидромоторы, у которых $k_b > 1$, как правило, относят к низкомоментным, а при $k_b < 1$ – к высокомоментным. Следует отметить, что коэффициент быстроходности является все же условной величиной.

Целесообразность применения в приводах вращательного движения низкомоментных или высокомоментных гидромоторов определяется в каждом конкретном случае отдельно, исходя из требований к приводу машины. Если пренебречь потерями мощности, то можно определить рабочий объем гидромотора:

$$q_m = \frac{M_m 2\pi}{\Delta p_m}$$

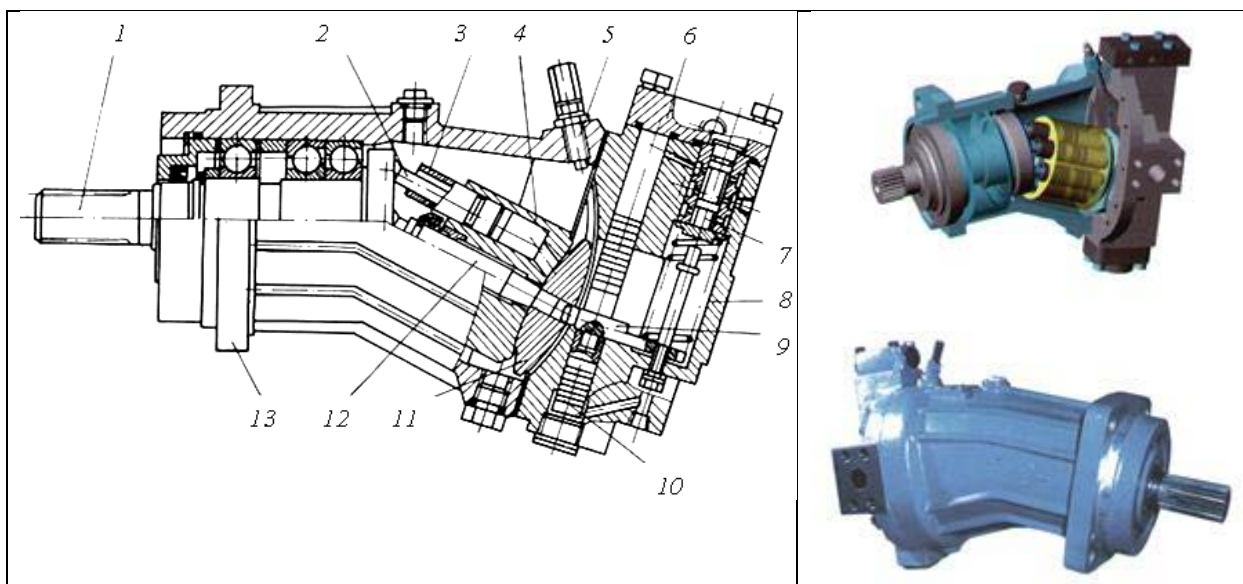
Каждый конструктивный вид гидромотора (шестеренные, поршневые, пластинчатые) имеют свои особенности и недостатки.

Шестеренные гидромоторы отличаются простотой и технологичностью, хорошими массовыми и габаритными показателями, могут работать при высокой (до 2400 об/мин) частоте вращения. Для работы шестеренных гидромоторов не требуется высокая степень очистки рабочей жидкости. К недостаткам следует отнести невысокий полный КПД (0,78...0,80), большие пусковые моменты, небольшой диапазон частот вращения, связанный с высоким нижним пределом (150...300 об/мин).

Пластинчатые гидромоторы, несмотря на отличные массовые и габаритные показатели, малый момент инерции, незначительную пульсацию момента, находят ограниченное применение, что связано с низким (до 6,3 МПа) давлением, высокой (100...150 об/мин) минимальной частотой вращения и низким КПД ($\sim 0,8$). Последнее вызвано наличием трения скольжения основных рабочих элементов и трудностью уплотнения пластин.

Аксиально-поршневые гидромоторы отличаются от других типов возможностью надежного уплотнения рабочей камеры, что позволяет работать при высоком (до 32 МПа и выше) давлении и с высоким КПД ($> 0,90$).

Аксиально-поршневой регулируемый гидромотор типа 303... (рисунок 13.1) состоит из вала 1, корпуса 13, внутри которого расположен блок цилиндров (ротор) 4, шатуны 2, поршни (вытеснители) 3, цапфа 12, торцовый сферический распределитель 11. К корпусу 13 крепится корпус регулятора 8 с крышкой 6. В корпусе регулятора находятся золотник 7, палец 9, установочный поршень 10. Наклон блока цилиндров 4 осуществляется перемещением торцевого сферического распределителя 11, на который опирается блок цилиндров 4 по сферической направляющей. Такое конструктивное решение позволяет значительно уменьшить габариты регулируемой аксиально-поршневой гидромашины.

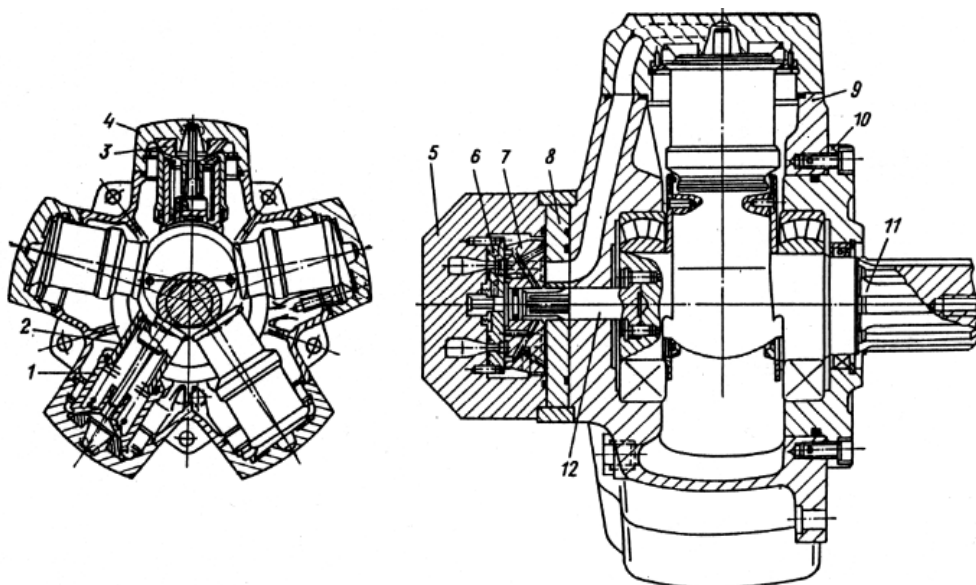


1 – вал; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров (ротор);
 5 – ограничительный винт; 6 – крышка; 7 – золотник; 8 – корпус
 регулятора; 9 – палец; 10 – установочный поршень; 11 – распределитель;
 12 – цапфа; 13 – корпус

Рисунок 13.1 – Гидромотор типа 303

Высокомоментные гидромоторы типа МР работают при давлении до 25 МПа с высоким КПД ($>0,85$) и используются для привода поворотной части экскаваторов, кранов, ходовой части, а также рабочих органов, лебедок строительных, дорожных мелиоративных, коммунальных и других машин.

На рис. 13.2 показана конструкция радиально-поршневого гидромотора МР.



1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – сегмент сферический; 4 – крышка
 цилиндра; 5 – крышка распределителя; 6 – кольцо упорное; 7 –
 распределитель; 8 – тарелка распределителя; 9 – корпус гидромотора; 10 –
 крышка; 11 – вал эксцентриковый; 12 – валик поводковый

Рисунок 13.2 – Радиально поршневой мотор

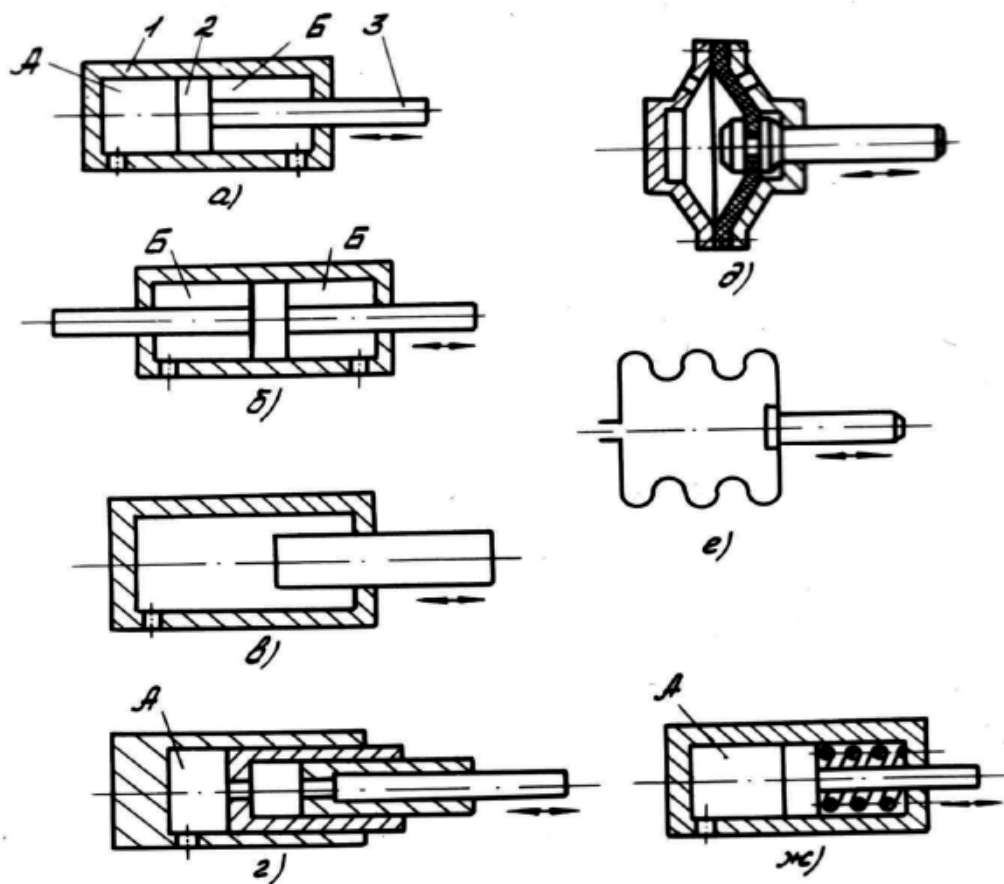
В расточках корпуса 9 и крышки 10 на двухрядных роликовых подшипниках установлен эксцентриковый вал 11 со сферической поверхностью, на которую опираются пять полых поршней 2, перемещающихся в цилиндрах 1.

Поршни телескопически соединены с цилиндрами, имеющими также сферические поверхности, которыми они упираются в сферические сегменты 3. Сегменты установлены в крышках цилиндров 4, соединенных с корпусом 9.

Центр сферы сегмента находится на геометрической оси цилиндра, проходящей через центр эксцентрикового вала. Поршень совершает возвратно-поступательное движение по направляющему стержню.

Гидравлические цилиндры (силовые гидроцилиндры) предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию поступательного движения выходного звена.

В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяются (рисунок 13.3) на поршневые, плунжерные, телескопические и сильфонные.



а – поршневой двустороннего действия с односторонним штоком: 1 – цилиндр (корпус); 2 – поршень; 3 – шток; б – поршневой двустороннего действия с двусторонним действием; в – плунжерный; г – телескопический одностороннего действия; д – мембранный двустороннего действия; е – сильфонный одностороннего действия; ж – поршневой одностороннего действия

Рисунок 13.3 – Виды гидроцилиндров

Гидравлические цилиндры (гидроцилиндры) – это гидродвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена. Благодаря своей конструктивной простоте, возможности реализации значительных усилий, малой стоимости, высоким удельным показателям и надежности гидроцилиндры являются самыми распространенными объемными гидродвигателями.

Основным требованием при выборе гидроцилиндра является обеспечение исполнительным органом машины необходимого усилия F и скорости движения V выходного звена.

Выходным звеном может быть как шток, так и корпус (гильза) гидроцилиндра. В зависимости от направления действия рабочей среды гидроцилиндры бывают одностороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно только в одном направлении, и двустороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно в двух взаимно противоположных направлениях.

Поршневой гидроцилиндр (рисунок 13.3, а, б, ж) имеет цилиндр (корпус) 1 и поршень 2, жестко соединенный со штоком 3. Шток выходит наружу корпуса. Гидроцилиндр имеет две полости: поршневую А – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую Б – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в гидроцилиндре установлены уплотнения.

Принцип действия поршневого гидроцилиндра (рисунок 13.3а) заключается в следующем. При соединении поршневой полости А с напорной гидролинией поршень 2 вместе со штоком 3 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо (корпус 1 неподвижен). При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости Б. При подводе рабочей жидкости в полость Б поршень со штоком перемещается в противоположном направлении. Скорость движения поршня со штоком зависит от диаметров поршня и штока. В отдельных случаях подвижным (выходным звеном) может быть корпус гидроцилиндра, а не шток с поршнем. Поршневые гидроцилиндры с двусторонним штоком (рисунок 13.3б) имеют одинаковую скорость движения поршня в обоих направлениях.

В поршневом гидроцилиндре одностороннего действия (рисунок 13.3ж) имеется лишь одна поршневая полость А, и движение поршня со штоком под действием силы давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. Движение поршня со штоком в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например, силы пружины сжатия, силы тяжести и т.д.

Плунжерные гидроцилиндры (рисунок 13.3в) имеют плунжер сплошного или трубчатого сечения. По сравнению с поршневыми они отличаются простотой изготовления, так как не требуется обработка внутренней поверхности корпуса. Однако плунжерные гидроцилиндры более громоздки по сравнению с поршневыми гидроцилиндрами.

Телескопические гидроцилиндры (рисунок 13.3г) имеют несколько концентрически расположенных поршней (цилиндров) или плунжеров, перемещающихся относительно друг друга, причем сумма их ходов равна ходу выходного звена. При подводе жидкости в поршневую полость А поршни (цилиндры) последовательно выдвигаются от большого к меньшему диаметру. Втягивание поршней (цилиндров) происходит в обратном порядке (от меньшего к большему).

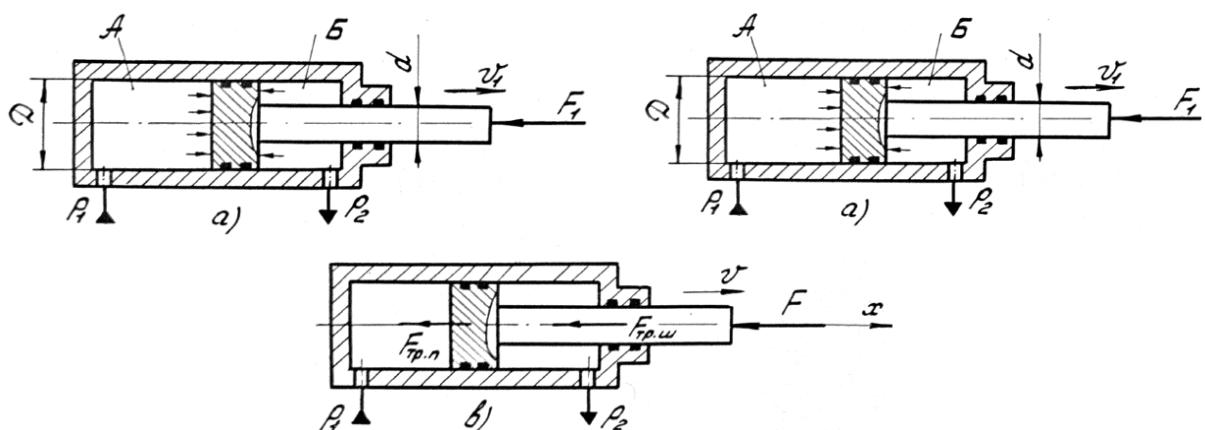
Мембранные и сильфонные гидроцилиндры (рисунок 13.3д, е) имеют малый ход штока (выходного звена), что ограничивает их применение. Преимуществом этих гидроцилиндров является высокий объемный КПД из-за отсутствия перетечек и утечек, так как рабочая жидкость поступает в полость, где обеспечена хорошая герметичность. Мембранные гидроцилиндры выполняются с плоской или гофрированной мембраной. Плоские мембраны изготавливаются из резиноканевых материалов и применяются при давлениях не выше 1 МПа.

Сильфоны изготавливаются из металлов, а при небольших давлениях – из резины или различных пластиков. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые гидроцилиндры и, в частности, двустороннего действия с односторонним штоком.

Основными параметрами гидроцилиндров, определяющими их геометрические размеры и внешние характеристики, являются следующие: номинальное давление $p_{ном}$, диаметр поршня (гильзы) D , диаметр штока d , ход поршня L .

По этим параметрам определяется развиваемое на штоке усилие, скорость перемещения штока (при заданном расходе жидкости) или определяется требуемый расход жидкости для обеспечения заданной скорости движения поршня со штоком.

На рисунке 13.4 показаны расчетные схемы гидроцилиндров.



а – с поршневой рабочей полостью; б – со штоковой рабочей полостью; в – с поршневой рабочей полостью при динамическом расчете

Рисунок 13.4 – Расчетные схемы гидроцилиндров

Теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром (рисунок 13.4а) при выталкивании одностороннего штока (жидкость поступает в поршневую

полость А) без учета сил инерции, тяжести и трения, определяется из условия равновесия всех сил, действующих на шток, по формуле

$$F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2 \quad (1)$$

где F_1 – усилие на штоке, Н;

p_1 – давление в поршневой полости, Па;

S_1 – рабочая (эффективная) площадь поршневой полости, м^2 ; $S_1 = \frac{\pi D^2}{4}$,

p_2 – давление в штоковой полости, Па;

S_2 – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости, м^2 $S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$

Следует заметить, что сила, действующая на выходное звено (рабочий орган), по величине равна силе F_1 , определяемой по формуле (1), но противоположна ей по направлению.

Расчетная скорость движения штока (рисунок 13.4а), без учета утечек рабочей жидкости, определяется из условия неразрывности потока по формуле

$$V_1 = \frac{Q_{\text{н}}}{S_1} \quad (2)$$

где V_1 – скорость движения штока, м/с;

$Q_{\text{н}}$ – расход рабочей жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

S_1 – рабочая площадь поршневой полости, м^2 ,

При втягивании штока (рисунок 13.4б), когда жидкость подается в штоковую полость Б, теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется по формуле

$$F_2 = p_2 S_2 - p_1 S_1 \quad (3)$$

Расчетная скорость движения штока (рисунок 13.4б) определяется по формуле

$$V_2 = \frac{Q_{\text{н}}}{S_2} \quad (4)$$

Из формул видно, что $V_1 < V_2$, так как $S_1 > S_2$. При подаче жидкости в поршневую полость и соединении штоковой полости с поршневой (рисунок 13.6) получается дифференциальная схема включения гидроцилиндра.

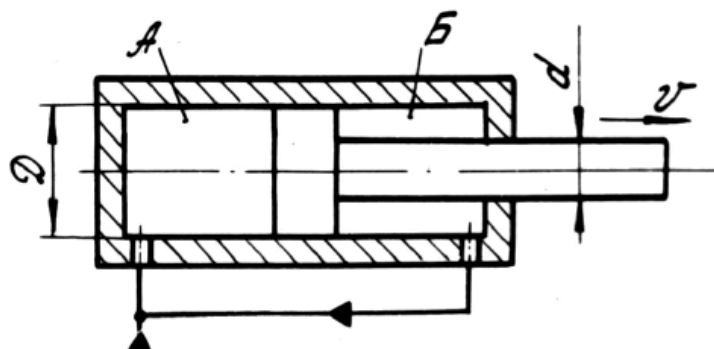


Рисунок 13.5 - Дифференциальная схема включения гидроцилиндра

Жидкость, вытесненная из штоковой полости Б, перетекает в поршневую А, складываясь с потоком от насоса. При подаче жидкости в штоковую полость для создания движения в противоположном направлении поршневую полость следует соединить со сливом.

При дифференциальном включении поршня можно получить одинаковые скорости движения штока в обоих направлениях. Для этого необходимо, чтобы

$$d = \frac{D\sqrt{2}}{2}$$

Формулы (1), (2), (3) и (4) являются расчетными при определении геометрических параметров гидроцилиндров (диаметров поршня и штока), если заданы необходимые усилия на штоке, скорости движения выходных звеньев.

При проектировании гидроцилиндров задаются отношением диаметра штока к диаметру поршня равном

$$\varphi = \frac{d}{D}$$

φ = от 0,3 до 0,7 (при давлении в гидроприводе $p < 1.5$ МПа рекомендуется принимать $\varphi = 0,3$, при $1,5 < p < 5$ МПа, $\varphi = 0,5$, при $5 < p < 30$ МПа, $\varphi = 0,7$)

В предварительных расчетах объемный и гидравлический КПД гидроцилиндров можно принимать равным 1, а механический КПД равным 0,92...0,98. Тогда фактическое усилие на штоке гидроцилиндра определяется по формуле

$$F = F_{1(2)} \eta_m$$

При динамическом расчете гидроцилиндра (рисунок 13.4в) записывается уравнение движения поршня, которое без учета сил тяжести имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{\text{сop}} - F_v - (F_{\text{тр.п}} + F_{\text{тр.ш}}) \frac{v}{|v|}$$

где m – масса поршня и присоединенных к нему поступательно движущихся частей;

x – перемещение поршня, $0 \leq x \leq L$, здесь L – ход поршня;

p_1, p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях соответственно;

S_1, S_2 – рабочие площади поршневой и штоковой полостей,

$F_{\text{сop}}$ – сила полезного сопротивления;

F_v – сила, обусловленная вязким трением, $F_v = hV$, здесь h – коэффициент вязкого трения, V – скорость поршня;

$F_{\text{тр.п}}, F_{\text{тр.ш}}$ – силы трения в уплотнениях поршня и штока соответственно.

Силы механического трения зависят от вида уплотнений. Для гидроцилиндра с резиновыми уплотнениями сила трения определяется по формуле

$$F_{\text{mp}} = f \pi D b p_k Z$$

где f – коэффициент трения, $f = 0,1 \dots 0,2$;

D – диаметр цилиндра или штока;
 b – ширина контактного пояса уплотнения;
 p_k – контактное давление;
 Z – количество уплотнений поршня или штока.

Давление на контактную поверхность зависит от давления предварительного сжатия уплотнения (монтажного давления) p_0 и давления рабочей жидкости на уплотнение p , т.е.

$$p_k = p_0 + p$$

Давление предварительного сжатия зависит от вида уплотнения (кольцо, манжета), относительного сжатия уплотнения, характеристик уплотняющего материала. Значения приведены в технической литературе

Для уменьшения ударных воздействий поршня о крышки корпуса при его подходе к крайним положениям иногда в полостях гидроцилиндра предусматривают буферные устройства.

Принцип действия буферных устройств основан на запирании жидкости между крышкой и поршнем и последующим дросселировании ее через кольцевой профильный зазор или дроссель.

Толщины стенки, днища корпуса гидроцилиндра вычисляются по формулам:

$$\delta_{ст} \geq \frac{p_{max} D}{2[\sigma]}$$

$$\delta_{дн} \geq 0.433D \sqrt{\frac{p_{max}}{[\sigma]}}$$

где $\delta_{ст}$, $\delta_{дн}$ – толщины стенки, днища соответственно;

p – максимальное давление в полостях гидроцилиндра;

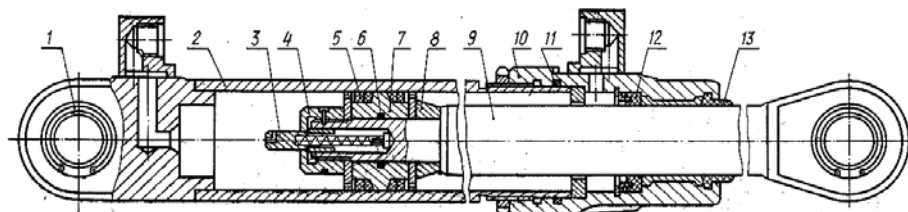
D – диаметр поршня;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения материала корпуса.

В гидроприводах строительных и дорожных машин широко применяются поршневые гидроцилиндры двустороннего действия, рассчитанные на номинальное давление 10, 16, 25 и 32 МПа.

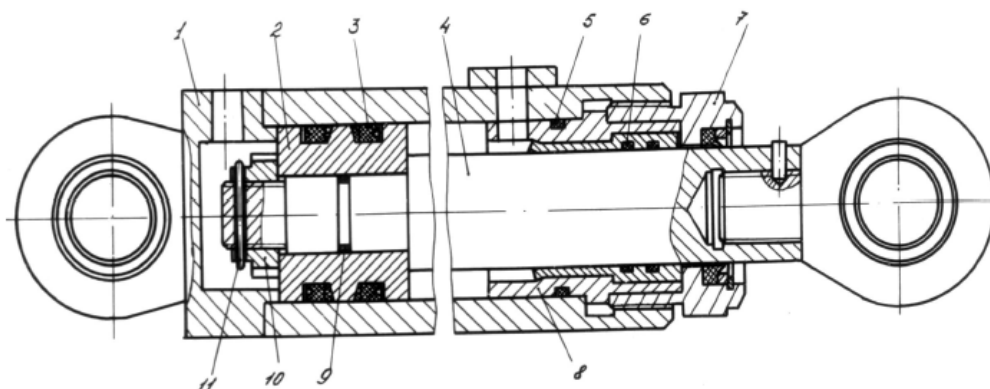
Для самоходных кранов применяются специальные гидроцилиндры на 16 МПа. Гидроцилиндры имеют очень много конструктивных исполнений.

Конструкции некоторых гидроцилиндров приведены на рисунке 13.6 и 13.7



1 – проушина; 2 – цилиндр; 3 – демпфер; 4 – гайка; 5, 6, 11, 12 – уплотнения; 7 – поршень; 8 – упор; 9 – шток; 10 – передняя крышка; 13 – грязесъемник

Рисунок 13.6 – Гидроцилиндр экскаватора



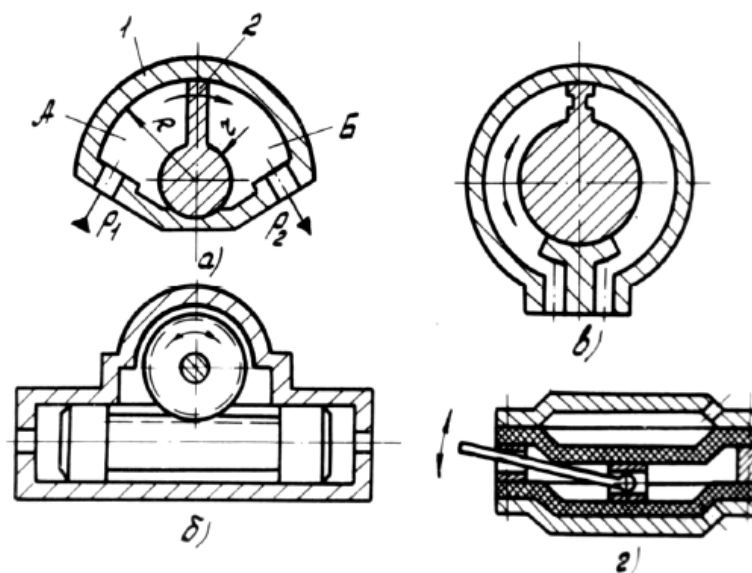
1 – корпус; 2 – поршень; 3 – манжета; 4 – шток; 5, 6, 9 – уплотнение;
7, 10 – гайка; 8 – стакан; 11 – шплинт

Рисунок 13.7 – Гидроцилиндр поршневой двустороннего действия с односторонним штоком

В корпусе 1 гидроцилиндра (рисунок 13.7) расположен шток 4 с поршнем 2. Поршень на штоке крепится гайкой 10 и шплинтом 11. Подвижные соединения уплотняются резиновыми манжетами 3, расположенными на корпусе, и кольцами 6, обеспечивающими уплотнение штока на выходе из корпуса гидроцилиндра. Гайкой 7 крепится стакан 8 в корпусе. Неподвижные соединения уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения 5 и 9.

Поворотным гидродвигателем (квадрантом) называется объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного вала ограничен (до 360°).

Поворотные гидродвигатели (рисунок 13.8) по конструкции рабочих камер подразделяют на пластинчатые (шиберные), поршневые, мембранные.



а – пластинчатый (шиберный); 1 – корпус; 2 – пластина (шибер);
б – поршневой; в – фигурно-шиберный; г – мембранный

Рисунок 13.8 - Типы поворотных гидродвигателей:

Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяются гидроцилиндры,

так как вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев. Поворотные гидродвигатели практически являются безынерционными гидродвигателями, их применяют при давлениях до 20 МПа. Для осуществления поворотного движения жидкость по переменному подают в рабочие камеры А и Б. Крутящий момент на валу однопластинчатого поворотного гидродвигателя определяется по формуле

$$M = Fl = \Delta p Sl = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2)$$

где М – крутящий момент, Н·м;

F – сила давления на пластину,

S – рабочая площадь пластины, м², S=(R-r) b, здесь R и r – большой и малый радиусы, b – ширина пластины; l – плечо силы давления, м, l=(R-r)/2.

Угловую скорость поворота вала однопластинчатого гидродвигателя определяют по формуле

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)}$$

Крутящий момент у двух- и трехпластинчатых поворотных гидродвигателей больше по сравнению с однопластинчатыми, однако угол поворота и угловая скорость при этом же расходе жидкости у них меньше:

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)Z}$$

$$M = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2)Z$$

Применение пластинчатых поворотных гидродвигателей ограничивается в гидроприводах высокого давления сложностью обеспечения герметизации рабочих камер, особенно по торцу пластин.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Галдин Н.С. Гидравлические машины, объемный гидропривод: учебное пособие. – Омск: СибАДИ, 2009. – 272 с.

2. Ефимова, С. Г. Гидравлика, гидро- и пневмопривод : учебное пособие / С. Г. Ефимова, В. Т. Чупров ; Сыкт. лесн. ин-т. – Сыктывкар : СЛИ, 2013. – 84 с.