кость по отношению к нагрузке (минимальную податливость выхода под нагрузкой), а также допускают неограниченную по времени работу при минимальных скоростях, сохраняя при этом постоянство заданных характеристик зависимости скорости от нагрузки. Кроме того, гидросистема обеспечивает высокую позиционную точность реверсирования. Так, у силового органа ряда машин точность реверсирования при применении гидропривода может быть доведена до 0,01 мм.

К недостаткам гидропривода относятся:

- зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости, которая зависит от температуры;
- нарушение работы в автоматических гидравлических системах из-за нестабильности вязкости рабочей жидкости;
- растворимость воздуха в жидкости, который также нарушает работу гидропривода и особенно автоматических устройств;
- внутренние и наружные утечки рабочей жидкости, которые снижают КПД системы. В настоящее время уже разработаны рабочие жидкости с высоким индексом вязкости и уплотнения, гарантирующие их длительную работу без утечек.

2.3. Основные параметры, принцип действия и расчетные зависимости роторно-зубчатых, роторно-поршневых, роторно-пластинчатых гидромашин

В качестве источников гидравлической энергии в объемном гидравлическом приводе применяются: насосы, гидроаккумуляторы и пиротехнические источники давления.

Насос – это гидравлическая машина для создания потока жидкой среды.

Гидроаккумулятор – это устройство, служащее для накопления рабочей жидкости под давлением для последующего использования ее потенциальной энергии.

Пиротехнический источник давления – это устройство, работа которого основана на вытеснении рабочей жидкости из баллона продуктами сгорания, например, пороха.

В соответствии с ГОСТ 17398-72 по принципу действия насосы разделяют на динамические и объемные.

Динамический насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса.

Объемный насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся с входом и выходом насоса.

Для объемного гидропривода применяют объемные насосы: шестеренные, винтовые, пластинчатые (шиберные), радиальные роторно-поршневые, аксиальные роторно-поршневые и другие.

Эти насосы имеют следующие достоинства: надежность и долговечность в эксплуатации, нетребовательность к уходу, сравнительно небольшие габаритные размеры и массу, высокий КПД, способность работать при длительных перегрузках и в различных климатических зонах при температурах рабочей жидкости в пределах от −50 до +80ºС. Дополнительными требованиями являются: обратимость насоса, т. е. возможность без значительных переделок работать в качестве насоса и в качестве гидромотора; при регулируемом насосе – осуществление простыми средствами бесступенчатого регулирования с минимальными затратами энергии.

Типовая характеристика объемного насоса показана на рис. 2.7.

В соответствии с ГОСТ 4.118-84 номенклатура основных показателей качества насоса приведена в табл. 2.2.

Шестеренные насосы отличаются простотой изготовления и эксплуатации, малыми габаритными размерами и массой, сравнительно высоким КПД, легкостью реверсирования, достаточной надежностью и долговечностью.

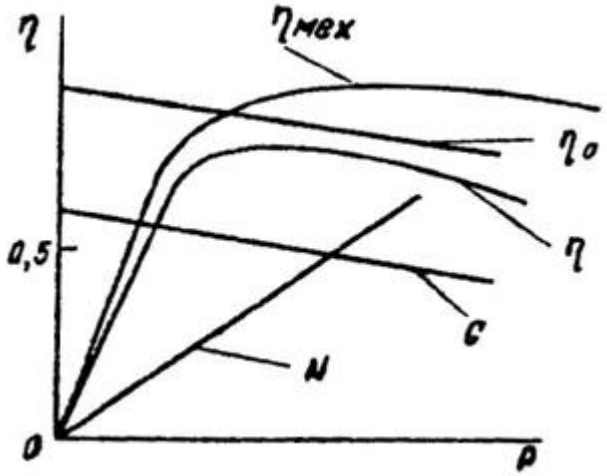


Рис. 2.7. Типовая характеристика объемного насоса:
Q – объемная подача насоса (отношение объема подаваемой жидкости ко времени); p – давление на выходе из насоса;
N – мощность, потребляемая насосом;
η – к.п.д. насоса (отношение полезной мощности насоса к его приводной мощности); $\eta_{мех}$ – механический к.п.д. насоса;
η_o – объемный к.п.д. насоса

Шестеренные насосы изготовляются для рабочих давлений 25 МПа и более подачей до 7…8 дм/с. Частота вращения их приводного вала находится в пределах 150…210 с и более. Для специальных целей изготовляются насосы с частотой вращения до 1000 $с^{-1}$. Шестеренные насосы допускают большие кратковременные перегрузки по давлению, величина которых определяется лишь конструкцией подшипников.

К недостаткам шестеренных насосов относятся наличие полости с защемляемым объемом рабочей жидкости, значительный шум и пульсация потока по сравнению с другими типами насосов.

Шестеренные насосы классифицируются по характеру зацепления, форме зубьев, количеству пар роторов, помещенных в общем корпусе.

По характеру зацепления различают насосы с внешним и внутренним зацеплением зубьев. В гидроприводах превалируют насосы с внешним зацеплением.

Таблица 2.2

Номенклатура основных показателей качества насосов

Наименование показателя качества и единицы измерения	Обозначение показателя качества
Показатели назначения (классификационные)	
Подача, м/с (м/ч, м/сут, л/ч)	Q
Напор, м	H
Давление, Па (МПа)	p
Частота вращения, с (об/мин)	n
Показатели технической и энергетической эффективности	
Коэффициент полезного действия, %	η
Коэффициент подачи, %	η_o
Допускаемый кавитационный запас, м	$h_{\text{доп}}$
Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания, м	$H_{\text{доп}}$
Подпор, м	h
Показатели конструктивные и технологические	
Масса, кг	m
Удельная материалоемкость, кг/МДж (кг/ГДж)	$K_{\text{у.м}}$
Показатели надежности	
Установленный ресурс (до капитального ремонта или до списания), ч	$R_{\text{у}}$
Назначенный ресурс (до капитального ремонта или до списания), ч	$R_{\text{н}}$

По форме зубьев насосы бывают с прямыми и винтовыми зубьями (косыми и шевронными). Насосы с винтовыми зубьями применяются главным образом в тех случаях, когда по условиям работы требуются бесшумность, пониженная пульсация подачи и уменьшение габаритов. Винтовые зубья позволяют увеличить коэффициент перекрытия за счет большого угла наклона зубьев, что

практически удается достигнуть лишь в насосах с шевронным зацеплением (20 и более). В насосах же с косыми зубьями угол наклона составляет не более 5…7º, так как с дальнейшим увеличением угла наклона появляются значительные осевые давления.

Вследствие сложности изготовления в гидроприводах насосы с винтовыми шевронными зубьями применяются редко.

По количеству пар роторов насосы делятся на двухроторные (с одной парой шестерен) и секционные (несколько пар шестерен). Каждая из пар шестерен может иметь общую всасывающую гидролинию и общую напорную гидролинию, а также общую всасывающую гидролинию и раздельные напорные гидролинии (при необходимости совмещения операций нескольких исполнительных механизмов). Достоинством секционных насосов является их компактность и возможность работы от одного приводного вала.

Наиболее распространенный насос (рис. 2.8) с внешним зацеплением состоит из корпуса 1, где с небольшими торцевыми радиальными зазорами находятся в зацеплении две одинаковые шестерни: ведущая 2 и ведомая 3. При вращении шестерен, когда зубья выходят из впадин (объем камеры увеличивается), происходит всасывание жидкости. Далее жидкость, заполнившая впадины, переносится по внешней дуге шестернями в направлении вращения. Когда зубья входят во впадины (объем камеры уменьшается), жидкость зубьями вытесняется в нагнетательную линию.

В момент зацепления зубьев может происходить запирание жидкости во впадинах, что ведет к повышению давления в защемленном объеме и возрастанию нагрузки на зубья и подшипники шестерен. Это может вызвать остановку или поломку насоса. Чтобы не допустить этого, в корпусе или шестернях делают специальные каналы (рис. 2.9), которыми запертые объемы сообщаются с линией нагнетания или всасывания.

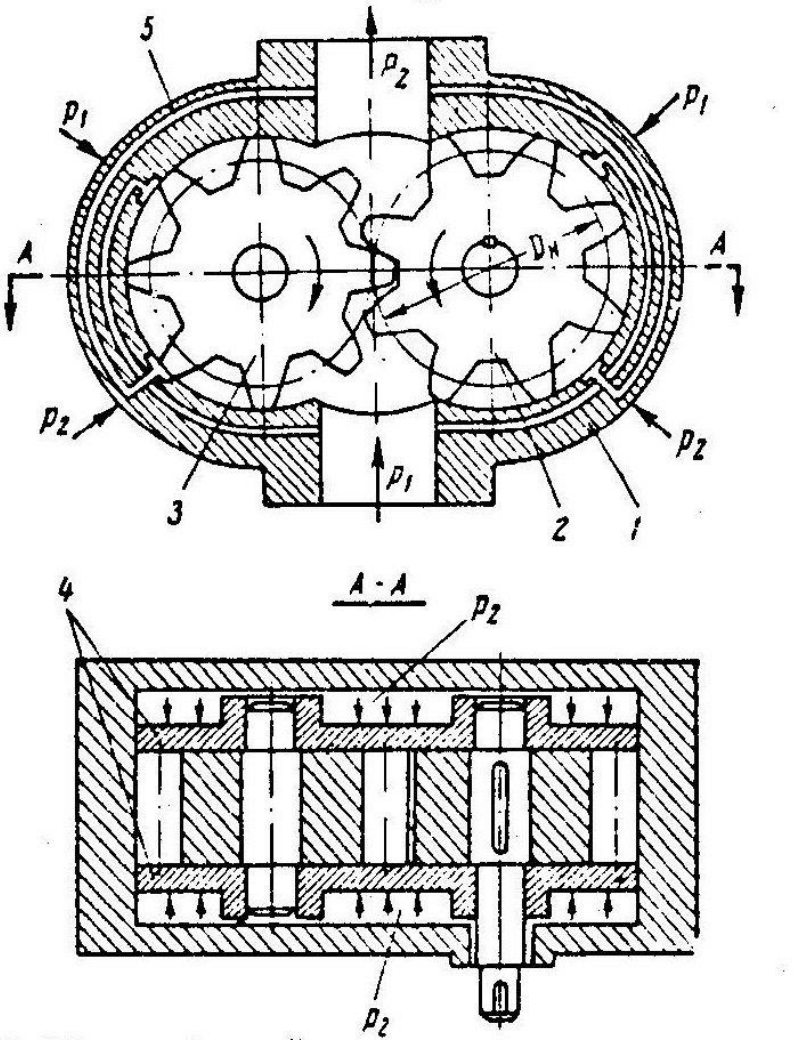


Рис. 2.8. Шестеренный насос:
1 – корпус; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня;
4 – торцевые диски; 5 – разгрузочные каналы

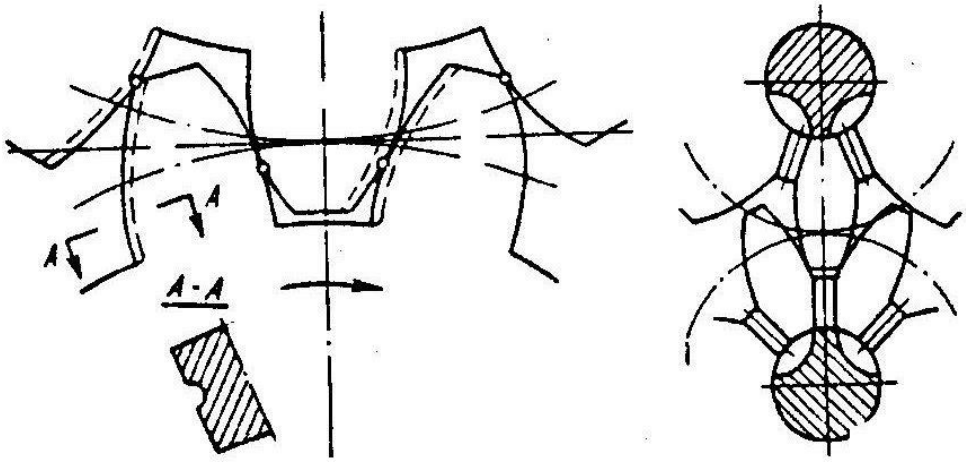


Рис. 2.9. Разгрузочное устройство шестеренных насосов

При работе насоса, вследствие разности давлений ($p_2 > p_1$), на шестерни действуют радиальные силы, которые, нагружая валы и их подшипники, могут вызывать заклинивание роторов. Особенно это опасно для машин высокого давления. Поэтому роторы уравновешивают, предусматривая в корпусах насосов или в самих роторах разгрузочные каналы. Такие каналы 5 в корпусе показаны на рис. 2.8.

Гидравлическая компенсация торцевых зазоров между корпусом 1 (рис. 2.8) и шестернями 2 и 3 осуществляется специальными торцевыми дисками 4, которые поджимаются к торцам шестерен давлением рабочей жидкости. Чем больше давление p развивает насос, тем с большей силой прижимаются торцевые диски к шестерням, и зазор между ними практически остается постоянным.

Рабочий объем шестеренного насоса можно определить с достаточной для практики точностью из условия, что объем зуба равен объему впадины. Тогда, считая, что высота зуба равна $2m_з$, будем иметь

$$q_н = 2\pi D_н m_з b_з = 2\pi z m_з^2 b_з, \qquad (2.8)$$

где $m_з$ – модуль зуба;

$D_н$ – диаметр начальной окружности;

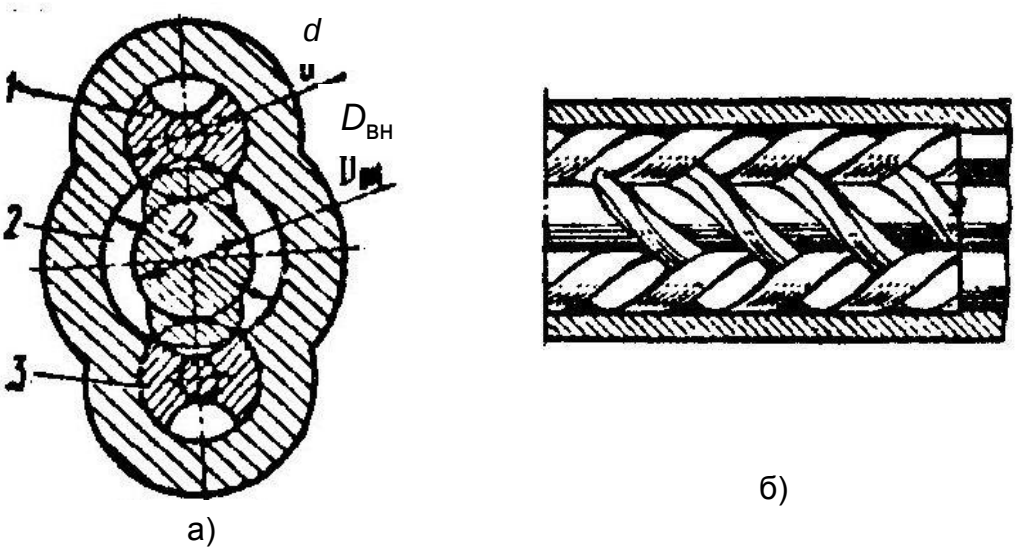
z – число зубьев;

$b_з$ – длина зуба.

Из (2.8) следует, что для получения малогабаритных насосов (гидромоторов) необходимо делать шестерни с большим модулем и малым числом зубьев, хотя при этом несколько возрастает пульсация подачи (расхода).

Обычно шестеренные насосы изготавливаются с постоянным рабочим объемом, т. е. с постоянной подачей. Но бывают насосы и с переменной подачей, у которых меняется рабочий объем за счет изменения длины зацепления зубьев шестерен.

Винтовые насосы бывают двух-, трех- и многовинтовые. Изображенный на рис. 2.10 винтовой насос имеет три двухзаходных винта, из которых центральный 2 – ведущий и два боковых 1 и 3 – ведомые. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают определенный объем жидкости в камере всасывания и перемещают его, как гайку, вдоль оси в камеру нагнетания. Для отделения полости всасывания от полости нагнетания рабочая длина винтов выбирается больше шага нарезки.



а) б)

Рис. 2.10. Трехвинтовой насос:
а – поперечный разрез трехвинтового насоса; б – группа винтов;
1, 3 – ведомые винты; 2 – ведущий винт

Достоинствами винтовых насосов являются нечувствительность к динамическим нагрузкам, высокая надежность работы даже при недостаточно чистой рабочей жидкости, бесшумность, малые радиальные габариты, высокая равномерность подачи (без пульсации), минимальный момент инерции по сравнению с другими типами насосов, возможность работы при угловых скоростях до 1800 $с^{-1}$. Недостатками этих насосов, работающих при высоких давлениях, являются большие осевые габариты. Так, при давлении 20 МПа длина винта составляет от 6 до 8 шагов винта.

Насосы изготавливают на давления до 20 МПа с подачей до 0,2 м/с.

Размеры винтов выбираются из следующих соотношений:

$$D_{\text{вн}} = d\,;\; D_{\text{нар}} = (5/3)\,d\,;\; t = (10/3)\,d\,, \quad (2.9)$$

где $D_{\text{вн}}$ и $D_{\text{нар}}$ – соответственно внутренний и наружный диаметры ведущего винта; d – наружный диаметр ведомого винта, t – шаг винта.

Подача трехвинтового насоса подсчитывается по формуле

$$Q = 7d^3 n\eta_o\,. \quad (2.10)$$

Объемный КПД насосов находится в пределах 75…95%.

Момент, развиваемый винтовым гидромотором, рассчитывается по формуле

$$M = [(F - f)/2\pi]\,tp\,\eta_{\text{мех}}\,, \quad (2.11)$$

где F и f – соответственно площади поперечного сечения расточек корпуса и сечения винтов.

Пластинчатые (шиберные) насосы бывают однократного и многократного действий, одноступенчатые и многоступенчатые, одинарные и сдвоенные.

Насос однократного действия (рис. 2.11) состоит из ротора 1, ось вращения которого смещена относительно оси статора 2 на величину e. В пазах ротора установлены пластины (шиберы) 3, прижимаемые к внутренней поверхности статора или давлением жидкости, или пружинами. Скользя по статору, пластины одновременно совершают возвратно-поступательные движения в пазах ротора. При этом серповидная полость, образованная эксцентричным расположением ротора и статора, делится пластинами на камеры, объем которых во время работы непрерывно меняется. Если объем камер увеличивается, то происходит всасывание жидкости, если уменьшается – нагнетание.

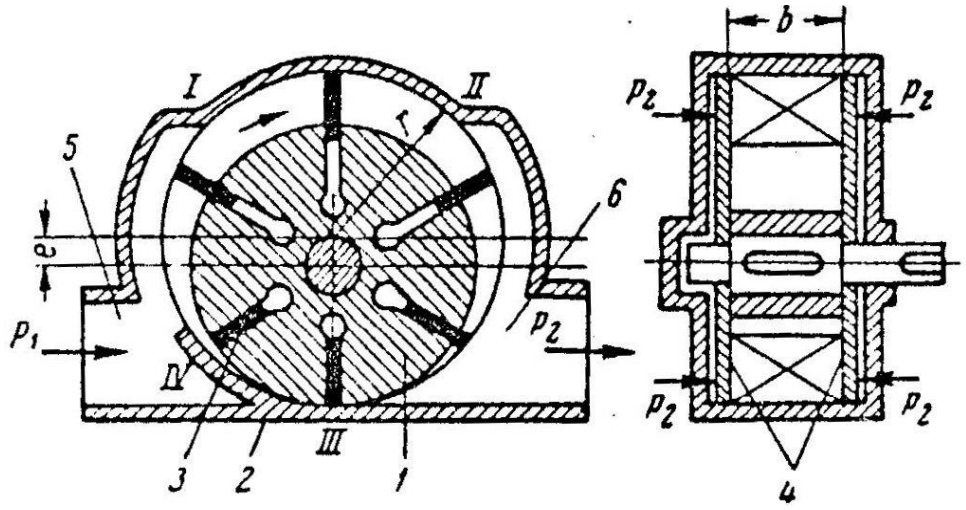


Рис. 2.11. Пластинчатый насос простого действия

Для разделения всасывающей полости 5 от нагнетательной 6 в статоре имеются уплотнительные выступы I-IIи III-IV. Уплотнение ротора с торцов осуществляется дисками 4.

Каждая камера в течение полного оборота участвует в нагнетании жидкости один раз, и поэтому рассматриваемый насос называется однократного или простого действия. Все камеры этого насоса переносят за один оборот в полость нагнетания жидкости объем, равный объему кольца толщиной $2e$, из которого нужно вычесть объем, занятый пластинками. Следовательно, рабочий объем пластинчатого насоса простого действия будет

$$q_{\text{н}} = 2e\,(2\pi\, r - z\delta)b\,, \qquad (2.12)$$

где e – эксцентриситет;

r – радиус статора;

z – число пластин;

δ – толщина пластины;

b – ширина ротора.

У пластинчатых насосов простого действия ротор и подшипники испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание таких машин большой мощности и является одной из причин малого срока службы.

Пластинчатые насосы простого действия в основном применяются для гидросистем, не требующих высоких давлений (до 4…5 МПа или 40…50 кгс/см). В гидроприводах машинного регулирования их применяют преимущественно в качестве вспомогательных насосов (насосов подпиток и пр.).

Недостатком пластинчатых гидромашин является трудность герметизации вытеснителей, особенно со стороны торцов, а также большая нагрузка на ось ротора и пластины со стороны сил давления жидкости. Поэтому в практике распространены нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного (и реже, четырехкратного) действия, которые обладают более высоким рабочим объемом и КПД.

Преимуществом насосов двух- и четырехкратного действия является уравновешенность радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор, благодаря чему они пригодны для работы при более высоком давлении жидкости (14 МПа или 140 кгс/см и выше).

Радиальные роторно-поршневые насосы регулируемой производительности применяют в современном объемном гидроприводе с давлением выше 10 МПа (100 кгс/см).

Принципиальная схема роторно-поршневого насоса показана на рис. 2.12.

Радиальный роторно-поршневой насос состоит из нескольких поршней 1, которые расположены в корпусе ротора 2 радиально относительно оси вращения. Ротор вращается вокруг вала цапфы 2, расположенной эксцентрично относительно обоймы 4.

Количество поршней в машинах подобного типа обычно бывает от 5 до 9. На рисунке 2.12 для простоты показаны лишь три поршня. Если ротор 2 насоса вращать с помощью двигателя, например электродвигателя, то благодаря эксцентричному расположению цапфы 3 в обойме 4 поршни 1 насоса начнут совершать возвратно-поступательное движение относительно ротора 2. От центра ротора они будут двигаться за счет центробежных сил. Кривизна обоймы определяет положение поршней в цилиндрах. При вращении ротора по часовой стрелке, как показано на рис. 2.12, в

цилиндрах, находящихся выше линии «а-а», будет происходить процесс всасывания. Из цилиндров, находящихся ниже линии «а-а», жидкость будет вытесняться. Перегородка в цапфе 3 разделяет полости всасывания Б и нагнетания А, к которым соответственно подведены каналы.

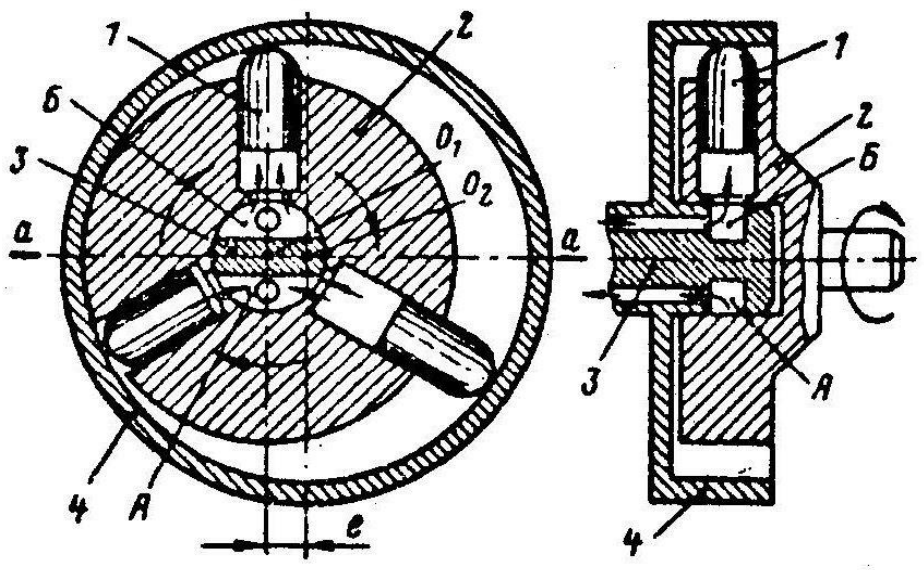


Рис. 2.12. Схема радиального роторно-поршневого насоса:
1 – поршни; 2 – корпус ротора; 3 – цапфа; 4 – обойма

Теоретическая производительность радиального роторно-поршневого насоса равна

$$Q = 0{,}5e\pi d^2 z\Omega, \text{ м}^3/\text{с}, \qquad (2.13)$$

где e – величина эксцентриситета, м;

d – диаметр поршней, м;

z – число поршней;

Ω – скорость вращения приводного вала насоса, рад/с.

В современных насосах $\Omega = 100...200$ рад/с.

Таким образом, производительность насоса зависит не только от скорости вращения приводного вала насоса, но и от величины эксцентриситета. Изменение знака эксцентриситета приводит к изменению направления потока жидкости, т. е. камера всасывания становится камерой нагнетания и наоборот. Это свойство использу-

ется в насосах с регулируемой производительностью, которые конструируются так, чтобы можно было управлять величиной и знаком эксцентриситета от внешнего воздействия.

Радиальные роторно-поршневые насосы обладают свойством обратимости, т. е. если в одну из полостей насоса подобного типа нагнетать жидкость под давлением, то ротор машины начнет вращаться (работа в режиме гидромотора).

Радиальные роторно-поршневые насосы могут быть также многорядными и с эксцентриковым приводом. У последних распределение потока жидкости осуществляется с помощью клапанов. В насосах с эксцентриковым приводом поршни находятся в статоре, и их смещение осуществляется вращением эксцентрика.

Эти насосы более громоздки, чем насосы с аксиальным расположением цилиндров, и имеют более высокие моменты инерции вращающихся частей, поэтому они менее приемисты и более тихоходны. Ввиду этого аксиальное расположение цилиндров предпочтительнее для высоких скоростей и малых крутящих моментов, радиальное – для больших крутящих моментов (до $5 \cdot 10^3$ Н·м или соответственно до 500 кгс·м и выше) и малых скоростей, минимальное значение которых доводят до 5 об/мин и ниже. Аксиальные насосы, и в частности насосы средней мощности (~20…50 л.с.), имеют массу при всех прочих равных условиях меньше массы радиальных насосов примерно в 2 раза.

Аксиальные роторно-поршневые машины делятся на две основные группы. К одной группе относятся машины, ось блока цилиндров у которых совпадают с осью вращения вала, т. е. машины с наклонным диском. К другой группе относятся машины, у которых ось вала находится под углом к оси вращения блока цилиндров, т. е. машины с наклонным блоком цилиндров.

На рисунке 2.13 показана принципиальная схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным диском. В роторе 3 находятся семь-девять поршней 4. Пружины 2 выталкивают поршни из цилиндров. Торцевая часть ротора скользит по плоскости распре-

делительной головки 1. Неподвижно расположенный наклонный диск 5 способствует совершать возвратно-поступательное движение поршням в цилиндрах ротора при его вращении.

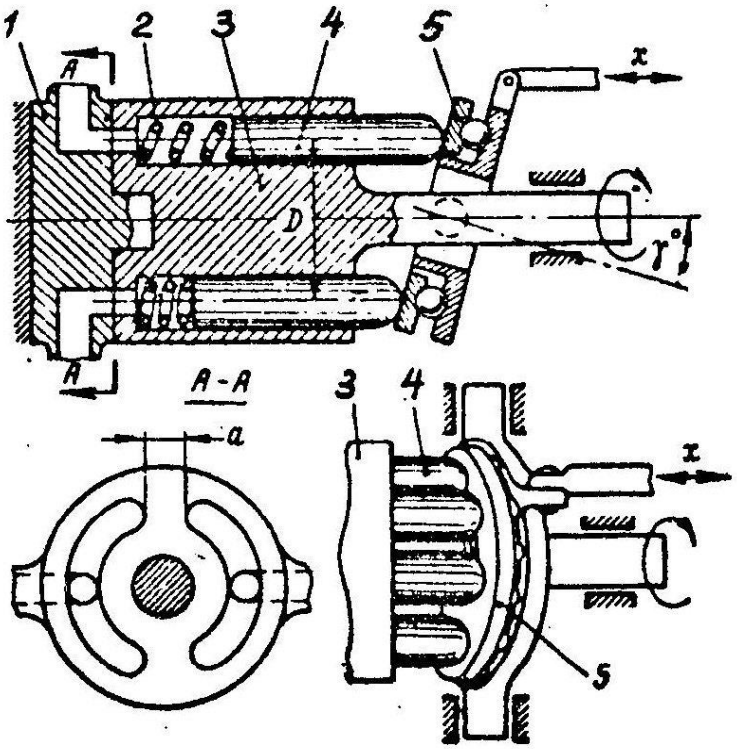


Рис. 2.13. Схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным диском:
1 – распределительная головка (условно повернута на 90 градусов);
2 – пружины; 3 – ротор; 4 – поршни; 5 – наклонный диск

На плоскости распределительной головки 1 имеются две С-образные канавки, которые соединены соответственно с основной гидромагистралью. Между ними имеются две перемычки, размером a, центр которых соответствует положению поршней с нулевой скоростью в осевом направлении.

Наклонный диск 5 представляет собой конструкцию, состоящую из радиально-упорного подшипника, одно кольцо которого свободно, а другое висит на шарнирах. Прикладывая воздействие x, можно изменять угол наклона диска 5 и тем самым менять производительность насоса, а также направление потока жидкости.

Принципиальная схема аксиальной роторно-поршневой машины с наклонным блоком цилиндров приведена на рис. 2.14. Она также состоит из вращающегося ротора 3, поршней 4, неподвижной распределительной головки 1, центрирующего вала 2, наклонного к оси блока цилиндров, диска 5 и штоков 6, соединяющих поршни 4 с диском 5. В некоторых конструкциях штоки 6 служат для передачи крутящего момента от диска 5 к ротору 3.

Имеются конструкции, у которых этот момент передается с помощью гибкого шарнира или пары конусных шестерен.

Расход жидкости у аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров от угла наклона блока цилиндров к диску. Производительность аксиальных роторно-поршневых насосов может быть подсчитана по формуле

$$Q = zD\frac{\pi d^2}{4}\Omega tg\gamma - r_{н}p\text{, м}^3/\text{с,} \qquad (2.14)$$

где d – диаметр поршней, м;

z – число поршней;

D – диаметр окружности, на которой расположены центры цилиндров, м;

Ω – угловая скорость вращения вала насоса в рад/с;

γ – угол наклона диска относительно блока цилиндров в рад;

$r_{н}$ – удельная утечка в насосе в м^3/с·(кгс/м^2), для каждого насоса имеющая различную величину. Она зависит от геометрических параметров гидронасоса, температуры жидкости и других величин.

В гидроприводах различных агрегатов применяется большое количество конструкций аксиальных роторно-поршневых насосов, которые отличаются от описанных выше по самым различным признакам. Например, имеются насосы с цапфовым распределением жидкости и насосы с неподвижным блоком цилиндров, у которых производится клапанное или золотниковое распределение жидкости. Встречаются также насосы с наклонными к оси ротора цилиндрами.

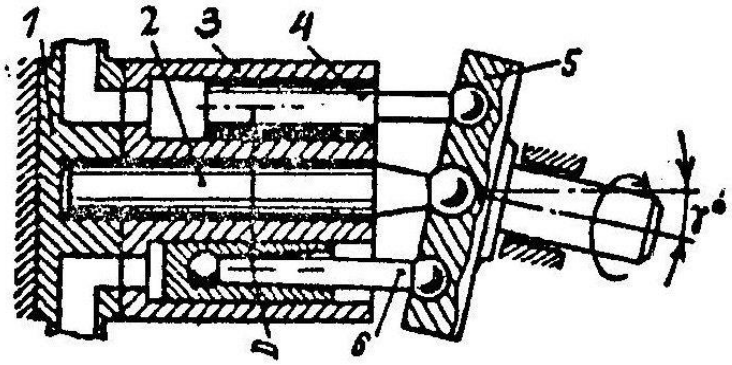


Рис. 2.14. Схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров:
1 – распределительная головка (условно повернута на 90 градусов);
2 – центрирующий вал; 3 – ротор; 4 – поршни; 5 – диск; 6 – штоки

Аксиальные роторно-поршневые насосы применяют в основном для работы при давлениях 100…400 кгс/см и расходах жидкости 0,04…2 м/с. Скорость вращения насосов бывает разной от 30 рад/с до 600 рад/с, а иногда и более.

Экономичность насоса определяется соотношением потерь мощности и мощности, потребляемой насосом. Мощность, потребляемая насосом, определяется скоростью вращения вала и моментом вращения, приложенным к этому валу,

$$N = M\Omega, \text{ кгс·м/с (Вт)}, \qquad (2.15)$$

где M – момент вращения на валу насоса, кгс·м (Н·м);

Ω – угловая скорость вращения вала, рад/с.

Мощность, которая используется для создания полезного расхода жидкости, определяется этим расходом и давлением, которые насос может обеспечить:

$$N = Q \cdot p, \text{ кгс·м/с (Вт)}, \qquad (2.16)$$

где Q – полезный расход жидкости, создаваемый насосом, в $м^3/с$;

p – разность давления жидкости в напорной и сливной магистралях в $кгс/м^2$ ($Н/м^2$).

Остальная часть мощности в насосе тратится на потери. В общем случае баланс мощности насоса можно выразить формулой

$$N_{\text{вых.н.}} = N_{\text{вх.н.}} - N_{\text{о}} - N_{\text{т}} - N_{\text{г}}, \qquad (2.17)$$

где $N_{\text{о}}$ – мощность объемных потерь;

$N_{\text{т}}$ – потери мощности на трение;

$N_{\text{г}}$ – мощность гидравлических потерь.

Гидроаккумуляторами называются устройства, служащие для накопления рабочей жидкости под давлением для последующего использования ее потенциальной энергии в гидроприводах.

Гидроаккумуляторы сглаживают пульсацию давления жидкости, смягчают гидравлические удары, компенсируют колебания потребления жидкости гидравлическими устройствами и обеспечивают работоспособность системы при перерывах в работе насоса. Иногда предварительно заряженные гидроаккумуляторы используются вместо насоса, когда время работы гидравлического устройства (привода) незначительно.

Существуют гидроаккумуляторы грузовые (рис. 2.15, а), пружинные (рис. 2.15, б), с упругим корпусом (рис. 2.15, в), пневмогидроаккумуляторы без разделителя (рис. 2.15, г) и с разделителем (рис. 2.15, д), мембранный пневмоаккумулятор (рис. 2.15, е) и баллонный пневмогидроаккумулятор (рис. 2.15, ж).

Размеры гидроаккумулятора и насоса к нему определяются из графика потребления жидкости исполнительным органом. Минутная подача насоса выбирается несколько больше среднего расхода, потребляемого исполнительным органом, а полезная емкость гидроаккумулятора обеспечивает расход жидкости на наиболее напряженных участках цикла, где потребление превышает подачу насоса.

При расчетах гидроаккумулятора исходят из величин максимального давления в нем при полной его зарядке ($p_{\text{макс}}$) и наименьшего давления в нем при вытесненном масле ($p_{\text{мин}}$).

Давление $p_{\text{мин}}$ расчетное, а давление $p_{\text{макс}}$ задают исходя из потребной емкости гидроаккумулятора.

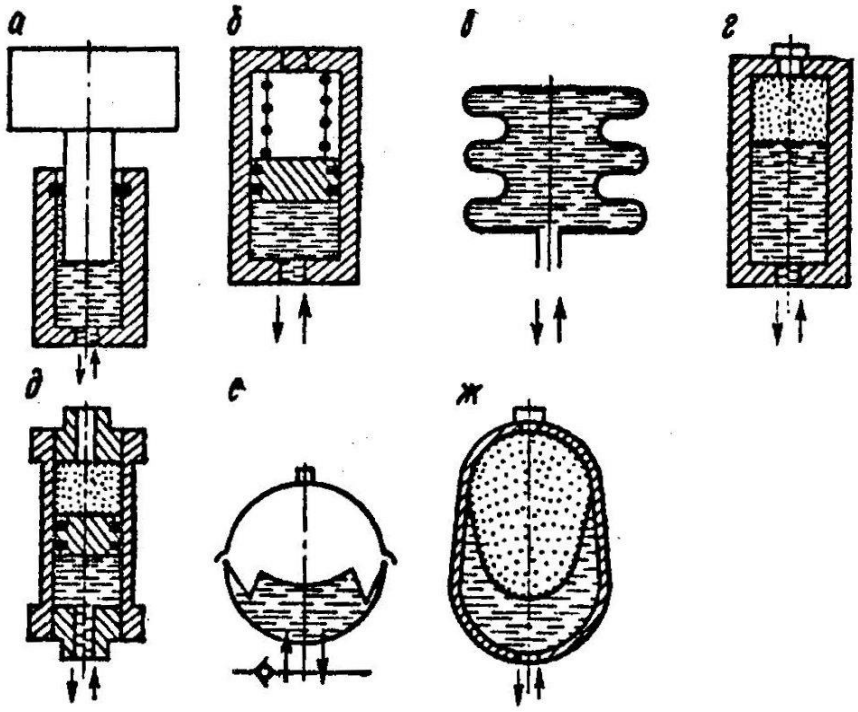


Рис. 2.15. Гидроаккумуляторы

Вследствие того, что процессы сжатия и расширения газа в гидроаккумуляторе происходят медленно, можно с достаточной степенью точности предположить, что показатель политропы в этом случае близок к единице, иначе говоря, процесс будет близок к изотермическому. При $n = 1$

$$\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{к}}} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{макс}}} - \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{мин}}}, \tag{2.18}$$

$$\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{в}}} = \frac{p_{\text{макс}}}{p_{\text{мин}}} - 1, \tag{2.19}$$

где $V_{\text{п}}$ – полезная емкость гидроаккумулятора;

$V_{\text{к}}$ – общий (конструктивный) объем гидроаккумулятора;

$V_{\text{в}}$ – объем воздушной части гидроаккумулятора в конце зарядки (при $P_{\text{макс}}$);

$p_{\text{н}}$ – начальное давление перед зарядкой.

Приведенные выражения показывают, что энергоемкость (полезная емкость) гидроаккумулятора при равных прочих условиях в

большой мере зависит от величины начального давления газа при зарядке. Обычно коэффициент перепада давления θ принимается равным

$$\theta = \frac{p_{\text{макс}} - p_{\text{мин}}}{p_{\text{макс}}} < 0{,}2...0{,}3. \qquad (2.20)$$

Расчет толщины стенок гидроаккумулятора s на прочность производится по формуле

$$s = \frac{D}{2}\sqrt{\frac{\sigma + P_{\text{макс}}(1+2\mu_{\text{П}})}{\sigma - P_{\text{макс}}(1+\mu_{\text{П}})}}, \qquad (2.21)$$

где D – внутренний диаметр гидроаккумулятора;

σ – допускаемое напряжение на разрыв материала стенки;

$\mu_{\text{П}}$ – коэффициент Пуассона (для стали $\mu_{\text{П}} = 0{,}3$).

Толщина стенки плоского дна определяется по формуле

$$s = 0{,}405D\sqrt{\frac{p_{\text{макс}}}{\sigma}}, \qquad (2.22)$$

толщина стенки сферического дна –

$$s = pD/(4\sigma). \qquad (2.23)$$

В качестве газа в пневмогидроаккумуляторах применяется воздух или азот. Для систем с высоким давлением обычно применяют азот, так как наличие кислорода в воздухе может привести в момент сжатия к взрыву паров масла. Азот применяется и в диафрагменных пневмогидроаккумуляторах, так как в среде азота улучшаются условия работы резиновой диафрагмы.

Получение энергии потока жидкости может осуществляться не только с помощью насосов и гидроаккумуляторов. В гидроприводах однократного действия, предназначенных, например, для управления полетом снаряда, широко используются пиротехнические источники давления. Работа такого устройства основана на вытеснении рабочей жидкости из баллона продуктами сгорания, например, пороха. Жидкая и газообразная среды в таких устройствах обычно

разделены подвижной перегородкой, выполненной, например, в виде поршня.

2.4. Прямолинейные гидродвигатели

Гидродвигатели – общее название класса машин, преобразующих энергию потока жидкости в механическую энергию. В зависимости от характера движения ведомого звена (выходного вала, штока) они делятся на ***гидроцилиндры*** и ***гидромоторы***.

В зависимости от вида движения ведомого звена гидроцилиндры делятся на ***силовые гидроцилиндры***, если ведомое звено совершает ограниченное прямолинейное возвратно-поступательное движение, и на ***моментные гидроцилиндры***, если ведущее звено совершает ограниченное возвратно-поворотное движение относительно корпуса гидроцилиндра на угол, меньший 360º.

Гидромоторами называются гидродвигатели, в которых ведомое звено (вал) совершает неограниченное вращательное движение. В зависимости от характера процесса наполнения рабочих камер они делятся на ***поршневые гидромоторы***, в которых наполнение жидкостью неподвижных (или качающихся) рабочих камер производится в процессе прямолинейного возвратно-поступательного движения вытесняемых тел относительно этих камер, и ***роторные гидромоторы***, в которых наполнение жидкостью рабочих камер производится в процессе вращательного или сложного движения вытесняемых тел относительно статора.

Классификация гидродвигателей приведена на рис. 2.16.

Деление гидроагрегатов вращательного движения на насосы и гидромоторы является до некоторой степени условным, так как большинство из них обладают обратимостью и могут использоваться и как насосы, и как гидромоторы.

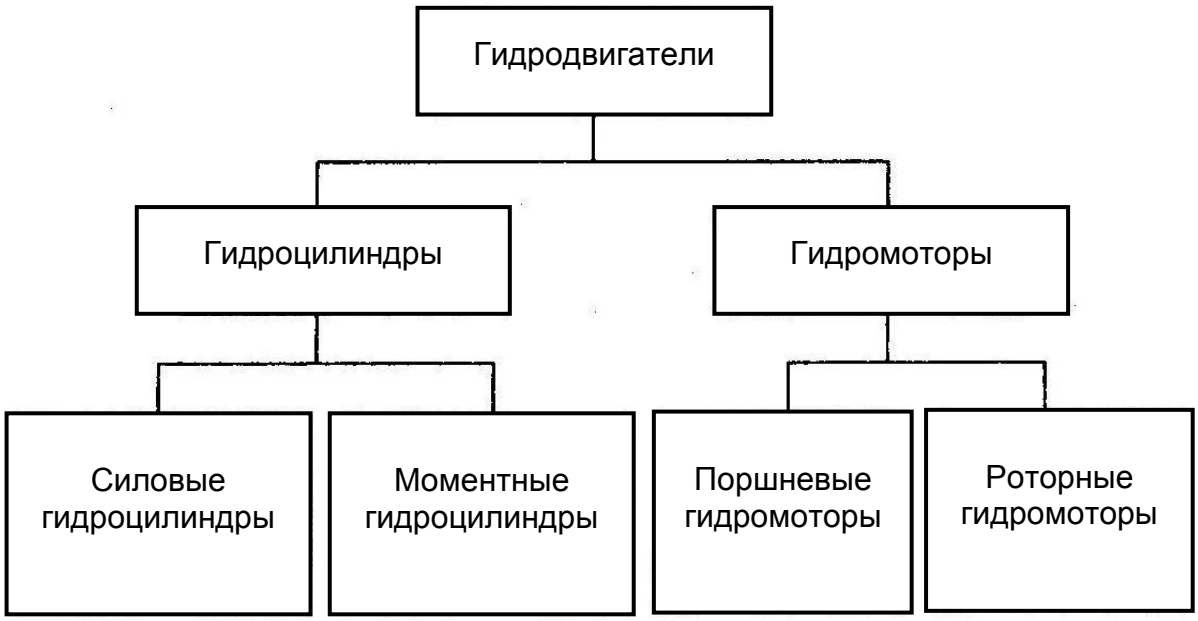


Рис. 2.16. Классификация гидродвигателей

Объемная гидромашина, предназначенная для работы как в режиме объемного насоса, так и в режиме объемного гидродвигателя, называется ***обратимой объемной гидромашинной***.

Различают ***нерегулируемый и регулируемый гидромоторы***, под которыми понимаются соответственно гидромоторы с постоянным и переменным рабочим объемом. Кроме того, различают ***нереверсивный и реверсивный гидромоторы***, под которыми понимается соответственно гидромотор с постоянным или переменным направлением вращения выходного вала.

Простой машиной, преобразующей энергию потока жидкости в механическую энергию, является силовой гидроцилиндр.

Гидроцилиндр имеет корпус 1 (рис. 2.17, а), в котором находится поршень 3, шток 5 поршня выходит наружу и соединяется с нагрузкой. Для устранения наружных утечек рабочей жидкости по неподвижным и подвижным разъемам, а также внутренних перетечек жидкости из одной рабочей полости в другую, указанные разъемы герметизируются с помощью уплотнительных колец 2 и 4 или иных уплотнительных устройств. Жидкость, поступающая в цилиндр

под некоторым давлением, действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку 5.

Различают гидроцилиндры с односторонним и двусторонним штоком, понимая под первыми поршневой гидроцилиндр со штоком с одной стороны поршня (рис. 2.17, а) и под вторым – гидроцилиндр со штоком, расположенным по обе стороны поршня (рис. 2.17, б). Часть рабочей камеры (a) (рис. 2.17, а) гидроцилиндра, ограниченная корпусом, поршнем и крышкой, называется поршневой полостью, а часть рабочей камеры (b) гидроцилиндра, ограниченная рабочими поверхностями корпуса, поршня, штока, крышкой, называется штоковой полостью.

Различают также гидроцилиндры одностороннего (рис. 2.17, в) и двустороннего действия (рис. 2.17, а, б). У первого - движение выходного звена в одну сторону происходит за счет давления рабочей среды, а в противоположную – за счет иных каких-либо сил (пружины, веса приводимого узла и пр.), у второго - движение выходного звена в обе стороны происходит за счет давления рабочей среды.

Поршневой гидроцилиндр с заданным соотношением площади поршня 3 и штока 5 называют дифференциальным гидроцилиндром (рис. 2.17, а), а гидроцилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и плунжером, – плунжерным гидроцилиндром (рис. 2.17, б). Последние отличаются простотой изготовления, поскольку обработке с точностью, требующейся для обеспечения герметичности, подлежат лишь поверхности d штока и буксы под шток и отпадает необходимость в обработке внутренней поверхности цилиндра.

Нередко целесообразно соединять с движущейся (перемещаемой) частью машины не шток, а корпус цилиндра. Жидкость в цилиндр в этом случае подводят через гибкие трубопроводы (шланги) либо через каналы в штоке (рис. 2.17, г).

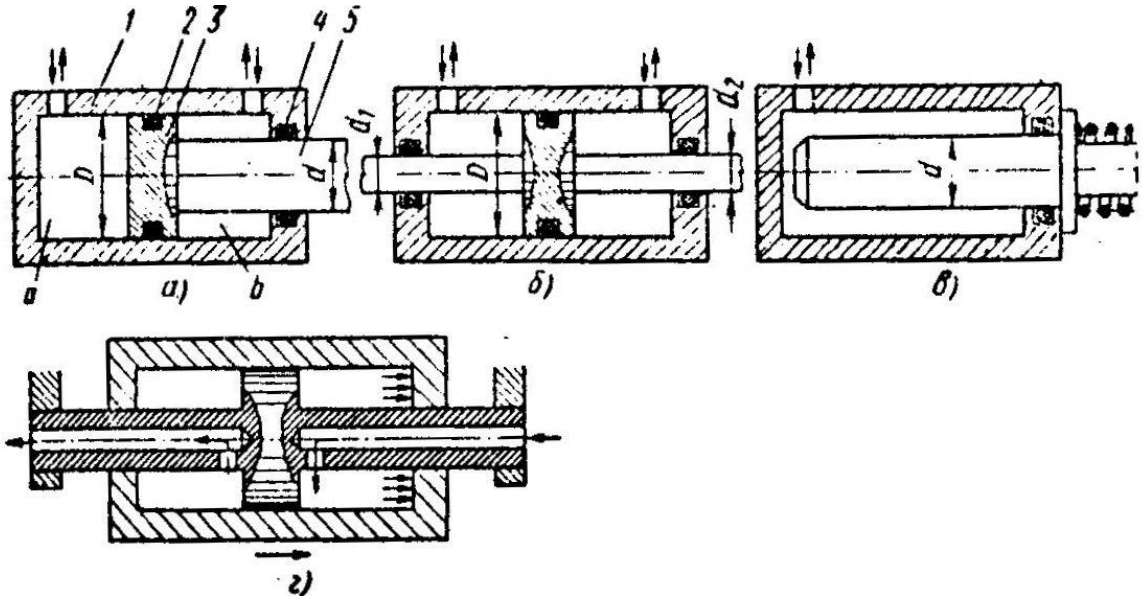


Рис. 2.17. Схемы гидроцилиндров:

а - дифференциальный гидроцилиндр, б - гидроцилиндр с двухсторонним штоком, , в - плунжерный гидроцилиндр, г - гидроцилиндр с двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток

Расчетное движущее усилие P на штоке, развиваемое давлением жидкости на поршень (трением поршня и штока, а также противодавлением в нерабочей полости и силой инерции пренебрегаем), упрощенно подсчитывается по выражению

$$P = pF, \qquad (2.24)$$

где p – давление жидкости;

F – рабочая (эффективная) площадь поршня.

Если давление жидкости выражено в кгс/см^2 и площадь поршня – в см^2, усилие будет иметь размерность в кгс.

Рабочая площадь F поршня вычисляется по выражениям:

- для цилиндра, представленного на рис. 2.17, а, при подаче жидкости в поршневую полость

$$F = \pi D^2 / 4; \qquad (2.25)$$

- для цилиндра, представленного на рис. 2.17, а, при подаче жидкости в штоковую полость и для цилиндра, представленного на рис. 2.17, б (при условии равенства диаметров правого и левого штоков)

$$F = \pi\left(D^2 - d^2\right)/4, \qquad (2.26)$$

где D и $d = d_1 = d_2$ – диаметры поршня и штока.

Расчетную скорость поршня v (без учета утечек жидкости) определим, приравняв объем, описываемый поршнем в единицу времени, объему Q жидкости, поступающей в цилиндр (рис. 2.17, а). Поскольку объем, описываемый поршнем,

$$Q = vF, \qquad (2.27)$$

скорость поршня

$$v = Q/F. \qquad (2.28)$$

Если объем жидкости Q выражен в см^3/с и рабочая площадь поршня F в см^2, скорость поршня будет иметь размерность см/с.

Из приведенного следует, что при одинаковой подаче жидкости в обе полости цилиндра (рис. 2.17, а) скорость штока при поступлении жидкости в штоковую полость будет больше скорости при подаче в поршневую полость в отношении

$$D^2/\left(D^2 - d^2\right). \qquad (2.29)$$

В соответствии с приведенными формулами (2.24…2.26) диаметр поршня (внутренний диаметр цилиндра) рассчитывают без потерь трения и противодавления по выражению

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}}, \qquad (2.30)$$

где $p = P/F$ – рабочее давление жидкости;

$P = pF$ – усилие, развиваемое цилиндром;

F – рабочая (эффективная) площадь поршня.

Объем цилиндра

$$V_{\text{ц}} = FH = P/pH, \qquad (2.31)$$

где H – ход поршня.