Лекция № 11. Роторная аксиально-поршневая гидромашина

Общие характеристики, принципиальные схемы, кинематические соотношения

Роторная аксиально-поршневая гидромашина (РАПГМ) - машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше ***45^o***. Насосы и гидромоторы с аксиальным или близком к аксиальному расположением цилиндров, являются наиболее распространенными в гидравлических системах (гидроприводах). По числу разновидностей конструктивного ислолнения они во много раз превосходят прочие типы гидромашин.

Эти насосы и гидромоторы получили широкое применение еще в конце прошлого столетия на флоте многих стран (Россия, Англия, США, Япония), причем использовались они для выполнения наиболее ответственных функций, как например, управление кораблем и его вооружением.

Они обладают наилучшими из всех типов гидромашин габаритами и весовыми характеристиками, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения и давлениях, обладают сравнительно малой инерционностью, а также просты по конструкции.

Особо следует отметить их *высокую энергоемкость на единицу веса* (удельный вес). В зависимости от конструкции и величины рабочего давления удельные веса регулируемых насосов с ручным управлением подачей находятся в пределах 3 - 10 кгс/кВт (большее значение относится к насосам, работающим на более высоких давлениях). В насосах же с высокой частотой вращения (n = 20 000 об/мин) энергоемкость достигает 12 кгс/кВт. Вес нерегулируемых насосов или гидромоторов равной мощности меньше регулируемых в 2 раза; соответственно удельный вес (т. е. приходящийся на единицу мощности) нерегулируемых насосов находится в пределах 1,5 - 5 кгс/кВт, Весовое преимущество гидромоторов этого типа по сравнению с электродвигателем составляет от - 80 раз для малой до - *12 раз* для большой мощности.

Особенностью рассматриваемых машин является относительно малый момент инерции вращающихся частей, что имеет существенное значение при использовании их в качестве гидромоторов.

Важным параметром для многих случаев применения является также приемистость (быстродействие) насоса при регулировании подачи. Изменение подачи от нулевой до максимальной осуществляется в некоторых типах этих насосов за 0,04 с и от максимальной до нулевой - за 0,02 с.

Наиболее распространенное число цилиндров в аксиально-поршневых машинах равно 7-9, диаметры цилиндров гидромашин (насосов, гидромоторов) обычно находятся в пределах от10 до 50 мм, а рабочие объемы машин - в пределах от 5 до 1000 $см^3$. Максимальный угол между осями цилиндрового блока и наклонной шайбы обычно равен в насосах 20^o и в гидромоторах 30^o.

Частота вращения насосов общемашиностроительного применения средней мощности равна 1000…2000 об/мин; частота вращения гидромоторов может быть выше примерно в 1,5 раза, чему насосов той же конструкции и мощности. Частота вращения подобных насосов в авиационных гидросистемах обычно равна 3000 -

4000 об/мин, однако в отдельных случаях применяют насосы со значительно большей частотой вращения. По данным иностранной печати изготовляются насосы с максимальной частотой вращения 20 000 и 30 000 об/мин и минимальной –5…10 об/мин.

Для специальных целей созданы малогабаритные насосы на рабочий объем q =0,7…1 см^3/об (диаметр поршня d=5…6 мм, ход h = 4 мм, диаметр блока B = 20 мм); подача такого миниатюрного насоса достигает (за счет большой n) 20 л/мин при p = 20 МПа (200 кгс/см^2).

Насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров применяются при давлениях 21 - 35 МПа (210 - 350 кгс/см^2) и реже при - более высоких давлениях [насосы подачей до 400 л/мин часто выпускаются на рабочие давления до 55 МПа (550 кгс/см^2)]. Мощность уникальных насосов, выпускаемых для некоторых отраслей промышленности (для прокатных станов и пр.), достигает 4000 - 4500 л. с. (подача до 8700 л/мин) и более.

Насосы и гидромоторы этих типов имеют высокий объемный КПД, который для большинства моделей достигает при оптимальных режимах работы значений 0,97 - 0,98. Многие зарубежные фирмы гарантируют для насосов с подачей 130 - 150 л/мин объемный КПД при давлении 35 МПа (350 кгс/см^2) не менее 0,99. Общий КПД этих насосов составляет примерно 0,95.

Различают гидромашины (гидромоторы и насосы) с наклонным цилиндровым блоком и машины с наклонным диском, понимая под первыми аксиально-поршневые гидромашины, у которых *ось ведущего звена и ось вращения ротора пересекаются* (см. рис. 11.1, а), и под вторыми - аксиально-поршневые гидромашины, у которых *ось ведущего звена и ось вращения ротора совпадают*, т. е. у таких гидромашин ведущее звено и ротор расположены на одной оси (см. рис. 11.1, б).

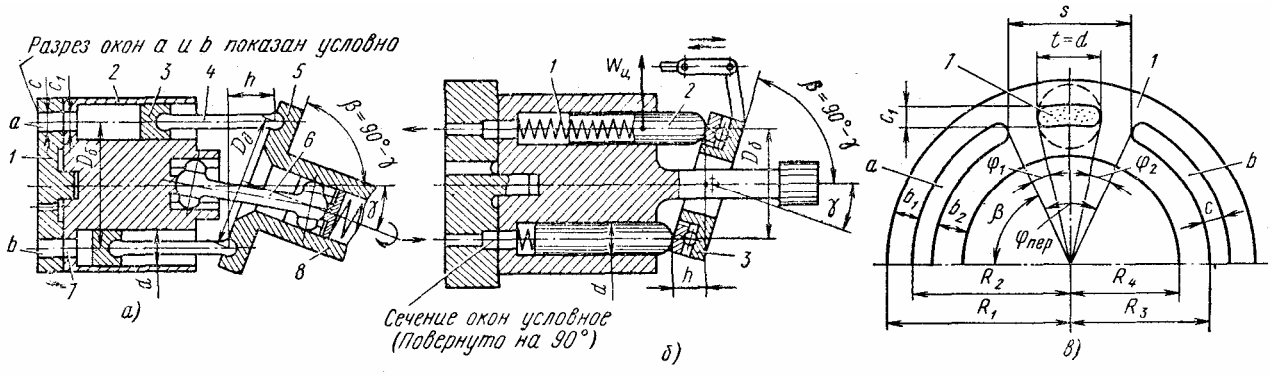

Рис. 11.1. Схемы аксиально-поршневых насосов

Помимо указанного, существует много других конструктивных различий, однако они обычно не являются принципиальными и предельные характеристические возможности всех машин этого типа в большинстве случаев равноценны.

Основные кинематические соотношения

Кинематической основой аксиально-поршневых гидромашин является видоизмененный кривошипно-шатунный механизм (рис. 11.3, а), цилиндр 8 в котором при повороте кривошипа 2 вокруг оси 1 совершает вместе со штоком 5 перемещения в вертикальной плоскости (в плоскости чертежа), двигаясь

параллельно самому себе и сохраняя осевое положение штока. Перемещение поршня 4 при повороте кривошипа 2 на угол $\alpha=\omega t$ будет

$$x'=R-R\cos\alpha = R(1-\cos\alpha) \qquad (11.1)$$

где R - длина кривошипа.

Очевидно, что полное перемещение (ход) h' поршня в цилиндре при повороте кривошипа на угол $\alpha= 180^o$ составит $h' = 2R$. На это же расстояние переместится цилиндр вместе с поршнем в плоскости чертежа.

Схема принципиально не изменится, если плоскость вращения кривошипа повернуть (наклонить) вокруг вертикальной оси уу относительно прежнего положения на некоторый угол β, меньший 90^o (рис. 11.2, б). В этом случае схема превратится в пространственную, а следовательно *цилиндр*, для сохранения прежней кинематики поршня (для обеспечения осевого положения штока), *должен перемещаться в пространстве по эллипсу*, представляющему собой след проекции центра шарнира, связывающего кривошип 2 со штоком 5, на плоскость, перпендикулярную к оси цилиндра

При этом перемещение поршня

$$x=x' \cos\beta = R(1-\cos\alpha)\cos\beta \qquad (11.2)$$

где β - угол наклона плоскости вращения кривошипа.

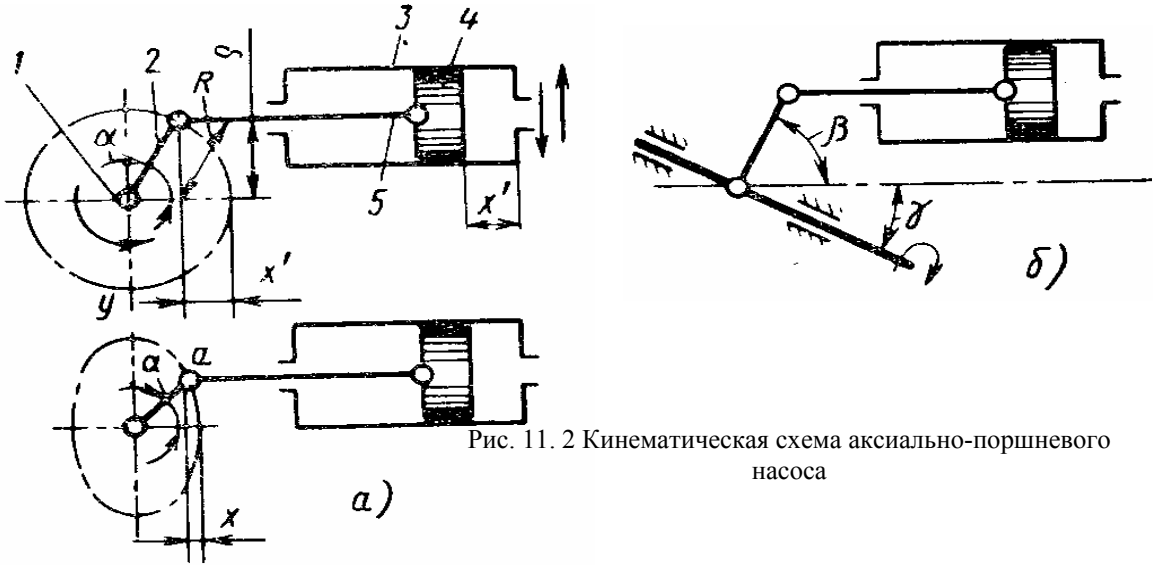

Рис. 11. 2 Кинематическая схема аксиально-поршневого насоса

Ввиду того, что перемещение цилиндра по подобной траектории практически неосуществимо, эту траекторию заменяют окружностью, описанной радиусом R, что вносит в расчет по данной формуле некоторую неточность (нарушается, вследствие возникновения колебаний штока 5, синусоидальный закон перемещения поршня).

Взяв вместо одного цилиндра несколько и разместив их равномерно по кругу с расположением осей параллельно оси блока цилиндров 2, а также заменив кривошип диском 6 (рис. 11.1, а), ось которого наклонена относительно оси блока 2 на угол $\gamma=90^o-\beta$, получим принципиальную схему многопоршневой машины (насоса или мотора) пространственного типа, вытеснители которого выполняются либо в виде поршней, связанных с наклонным диском с помощью штоков 4 (рис. 11.1, а), либо в виде свободно посаженных плунжеров 2 со сферической головкой, которые прижимаются к наклонному диску 8 (рис. 11.1, б) с помощью пружин 1 или давления подпиточных насосов.

Первые машины получили название аксиально-поршневых гидромашин с наклонной люлькой или наклонным цилиндровым блоком (рис. 11.1, а), вторые- аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (рис. 11.1, б). К этим основным двум типам можно отнести практически все существующие конструкции аксиально-поршневых ГМ.

Конструктивно в аксиально-поршневой машине с наклонной люлькой оси приводного вала и блока цилиндров расположены под углом γ друг к другу, а в машинах с наклонным диском эти оси составляют одну линию.

В машинах первого типа (рис. 11.1, а) поршни соединяются с приводным наклонным диском с помощью шарниров (штоков) 4 (см. также рис. 11.3, б). Осевое усилие поршней, воспринимаемое от приводной наклонной шайбы 5, преобразуется, вследствие наклонного ее расположения, в крутящий момент, который затем через карданные шарниры 6 передается на центральный вал.

Машины этого типа называются также машинами с передачей крутящего момента на наклонную шайбу.

Крутящий момент в таких машинах снимается непосредственно в месте его возникновения, т. е. - с приводной наклонной шайбы 5; на поршни 3, как это будет показано ниже, этот момент не передается. Через поршни в этой схеме передается на блок цилиндров 2 лишь момент от сил трения и инерции (ускорения или замедления). Поэтому поршни 3 скользят в цилиндрах здесь практически без поперечных нагрузок, и их функции в этом случае сводятся к герметизации цилиндров.

Благодаря этому фактически устраняется износ поршней и цилиндров и обеспечивается высокий механический КПД машины, а также хороший пусковой момент при работе машины в режиме гидромотора. Однако угловое расположение приводного диска и блока цилиндров и соответствующее ему распределение действующих сил в приводном механизме требует применения мощных опор и подшипников качения.

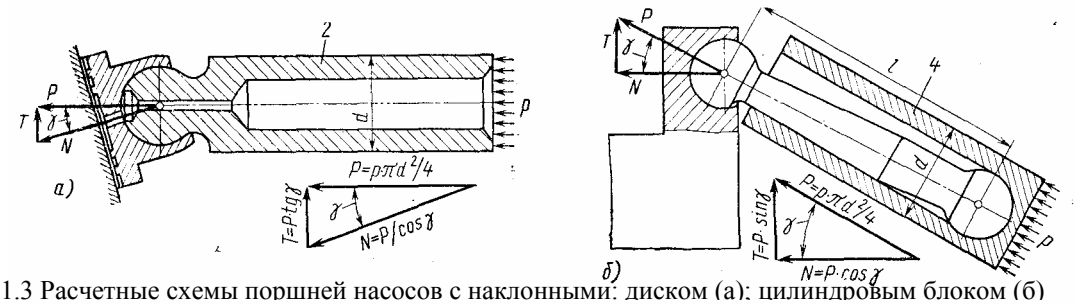

Рис. 11.3 Расчетные схемы поршней насосов с наклонными: диском (а); цилиндровым блоком (б)

Конструктивно всякая машина этого типа (рис. 11.1, а) имеет многоцилиндровый блок (барабан) 2, поршни 3 которого связываются при помощи шатунов 4 или иных средств с наклонным диском (шайбой) 5, выполняющим в этой схеме роль кривошипа ранее рассмотренной принципиальной схемы (см. рис. 11.2, б). Угол γ наклона этого диска относительно оси цилиндрового блока определяет для данного диаметра блока величину хода h поршня, а следовательно и расчетную (геометрическую) подачу насоса.

Силовая и кинематическая связь цилиндрового блока 2 с приводным валом 8 осуществляется с помощью различных механических средств, обеспечивающих приближенную синхронность (равенство) угловых скоростей цилиндрового блока и вала. Наиболее распространена связь с помощью двойного универсального кардана, который обеспечивает при соответствующем выполнении практическую

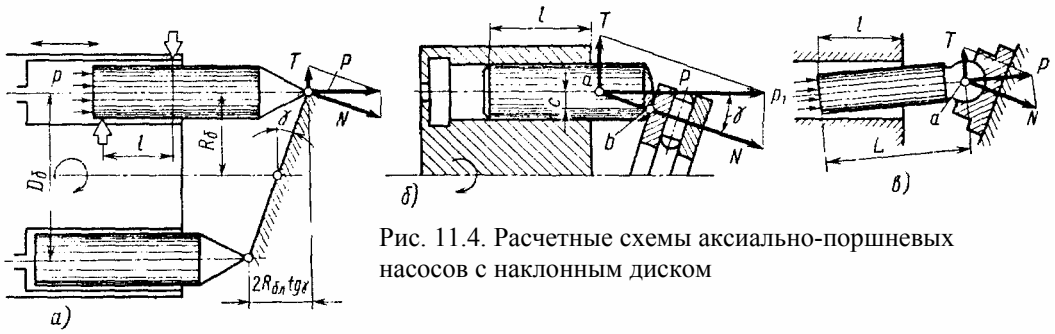

Рис. 11.4. Расчетные схемы аксиально-поршневых насосов с наклонным диском

синхронность угловых скоростей ведущего и ведомого (цилиндровый блок) валов.

В машинах второго типа (рис. 11.1, б) поршни (плунжеры) 2 непосредственно опираются на наклонную шайбу 3 через сферические головки или башмаки (рис. 11.3, а), а развиваемое ими при этом усилие вращения передается в результате скольжения поршней по наклонной шайбе на блок цилиндров. Крутящий же момент в этой машине передается через поршни непосредственно на цилиндровый блок и далее на центральный вал. В подобной схеме передачи момента поршни работают на изгиб и должны быть по прочности рассчитаны на передаваемый ими полезный момент и момент потерь, т. е. рассчитаны на полный момент. В частности длина ℓ заделки поршней в цилиндрах (см. рис, 11.4, в) должна быть такой, чтобы было устранено защемление их и обеспечено допустимое напряжение сжатия материала.

О распределении: Общим для обоих конструктивных разновидностей рассматриваемых машин является преобладающее применение торцового распределения рабочей жидкости. Поскольку цилиндровый блок 2 у рассматриваемого насоса (рис. 11.1, а) вращается (цилиндры перемещаются относительно корпуса), упрощается распределение жидкости, которое обычно выполняется через серпообразные окна а и Ь в распределительном золотнике, 1 и каналы (отверстия) 7 в донышках цилиндров блока 2 (на рисунке канал 7 показан условно). При работе насоса торец цилиндрового блока скользит по поверхности распределительного золотника (рис. 11.1, в). При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами *a* или *b* золотника и через них - с магистралями всасывания и нагнетания. Поверхности торцов распределителя выполняются плоскими (рис. 11.1) или сферическими. Преимуществом последнего типа является то, что он не требует точного совпадения осей скользящих поверхностей, а допускает наличие некоторой несоосности (пересечения этих осей), чего не допускает плоский распределитель. Однако последний обладает существенным преимуществом, заключающемся в отсутствии необходимости индивидуальной подгонки поверхностей скольжения.

В нейтральных (мертвых) положениях цилиндров (в верхнем и нижнем) отверстия 7 в донышках цилиндров (рис. 11.1, в) перекрываются нижней и верхней перевальными (разделительными) перемычками, расположенными между

распределительными окнами a и b; ширина s перемычек несколько превышает размер отверстий 7 (t>s).

Применение насосов с наклонной люлькой (см. рис. 11.1, а) предпочтительнее в открытом контуре и при высокой частоте вращения. Насосы с наклонной шайбой (см. рис. 11.1, б) имеют преимущества при очень высоких давлениях и быстрых процессах переключения, которые здесь осуществимы благодаря малой массе перемещающихся при этом деталей узла регулирования.