

**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  $45^\circ$ .** Насосы и гидромоторы с аксиальным или близком к аксиальному расположением цилиндров, являются наиболее распространенными в гидравлических системах (гидроприводах). По числу разновидностей конструктивного исполнения 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 от 10 до 50 мм, а рабочие объемы машин - в пределах от 5 до 1000 см<sup>3</sup>. Максимальный угол между осями цилиндрического блока и наклонной шайбы обычно равен в насосах  $20^\circ$  и в гидромоторах  $30^\circ$ .

Частота вращения насосов общемашиностроительного применения средней мощности равна 1000...2000 об/мин; частота вращения гидромоторов может быть выше примерно в 1,5 раза, чем 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 изготавливаются 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  $q = 0,7...1 \text{ см}^3/\text{об}$  (диаметр поршня  $d = 5...6 \text{ мм}$ , ход  $h = 4 \text{ мм}$ , диаметр блока  $B = 20 \text{ мм}$ ); подача такого миниатюрного насоса достигает (за счет большой  $n$ ) 20 л/мин при  $p = 20 \text{ МПа}$  ( $200 \text{ кгс/см}^2$ ).

Насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров применяются при давлениях 21 - 35 МПа ( $210 - 350 \text{ кгс/см}^2$ ) и реже при - более высоких давлениях [насосы подачи до 400 л/мин часто выпускаются на рабочие давления до 55 МПа ( $550 \text{ кгс/см}^2$ )]. Мощность уникальных насосов, выпускаемых для некоторых отраслей промышленности (для прокатных станков 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 ( $350 \text{ кгс/см}^2$ ) не менее 0,99. Общий КПД этих насосов составляет примерно 0,95.

Различают гидромашины (гидромоторы и насосы) с наклонным цилиндрическим 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).

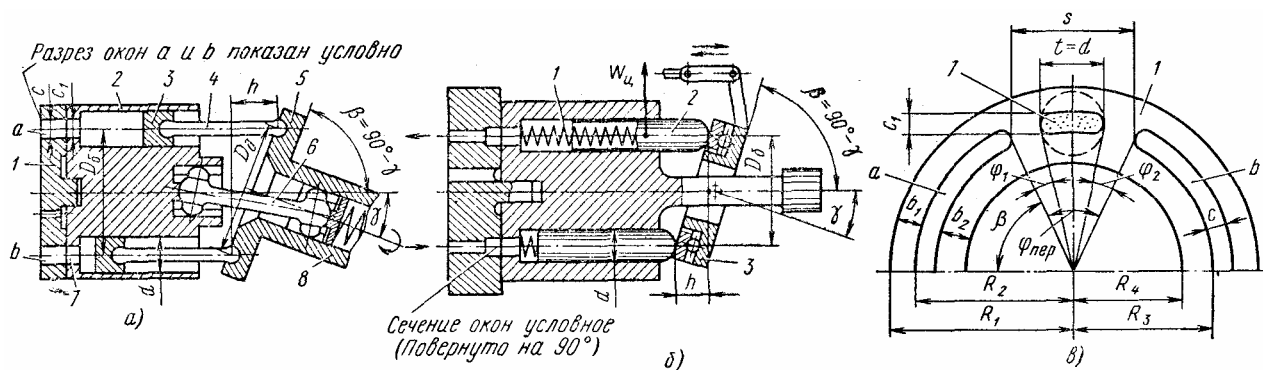


Рис. 11.1. Схемы аксиально-поршневых насосов

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

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

где  $R$  - длина кривошипа.

Очевидно, что полное перемещение (ход)  $h'$  поршня в цилиндре при повороте кривошипа на угол  $\alpha = 180^\circ$  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  $yy$  относительно прежнего положения на некоторый угол  $\beta$ , меньший  $90^\circ$  (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

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

где  $\beta$  - угол наклона плоскости вращения кривошипа.

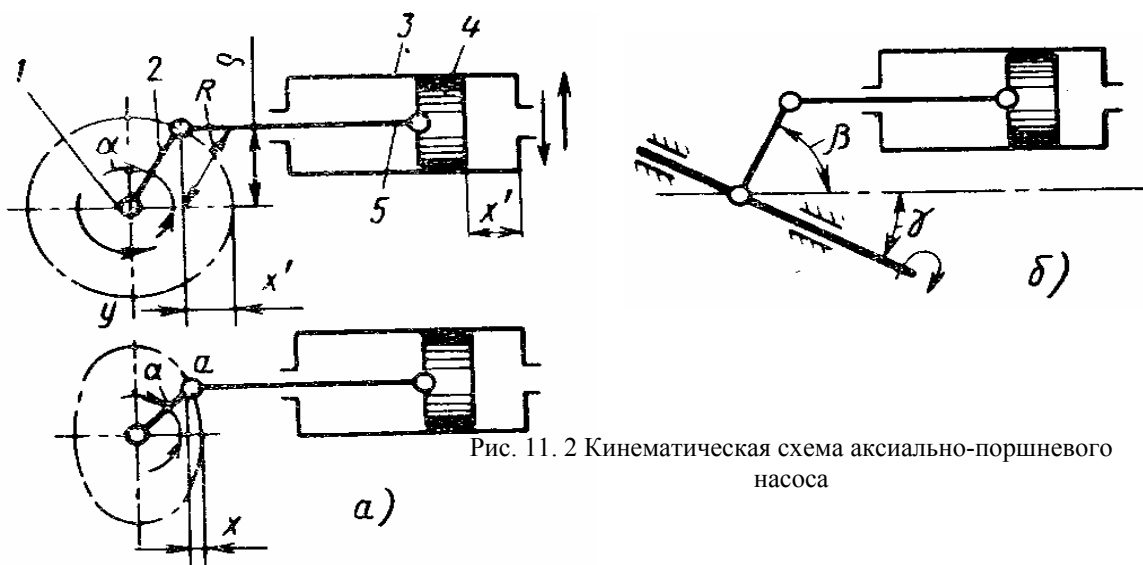


Рис. 11.2 Кинематическая схема аксиально-поршневого насоса

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  $\gamma = 90^\circ - \beta$ , 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 цилиндрическим 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  $\gamma$  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.

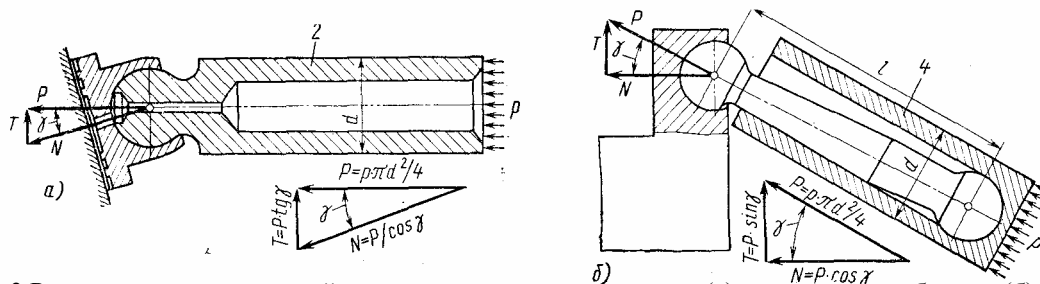


Рис. 11.3 Расчетные схемы поршней насосов с наклонными: диском (а); цилиндрическим блоком (б)

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  $\gamma$  наклона этого диска относительно оси цилиндрического блока определяет для данного диаметра блока величину хода  $h$  поршня, а следовательно и расчетную (геометрическую) подачу насоса.

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

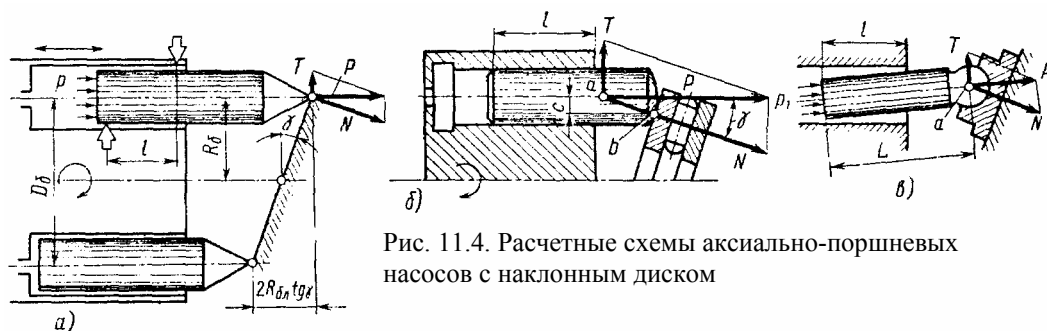


Рис. 11.4. Расчетные схемы аксиально-поршневых насосов с наклонным диском

синхронность угловых скоростей ведущего и ведомого (цилиндрический 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 цилиндрический 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  $\ell$  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 обеих конструктивных разновидностей рассматриваемых машин является преобладающее применение торцового распределения рабочей жидкости. Поскольку цилиндрический 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 б в распределительном золотнике, 1 и каналы (отверстия) 7 в доньшках цилиндров блока 2 (на рисунке канал 7 показан условно). При работе насоса торец цилиндрического блока скользит по поверхности распределительного золотника (рис. 11.1, в). При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами а или б 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 доньшках цилиндров (рис. 11.1, в) перекрываются нижней и верхней перевальными (разделительными) перемычками, расположенными между

распределительными окнами а и b; ширина s перемычек несколько превышает размер отверстий  $\tau$  ( $\tau > s$ ).

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.