

ЛЕКЦИЯ №12 ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Цель занятия:

1. Насосы
2. Гидродвигатели

Лектор: PhD, ст. преп. каф. «ТиЛС»
Сулеев Б.Д.

Гидравлической машиной (гидромашиной) называется машина, предназначенная для преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости или наоборот.

В зависимости от вида преобразования энергий гидромашины делятся на насосы и гидродвигатели (рис. 12.1).



Рисунок 12.1 – Классификация гидромашин

Насос – это гидромашина для создания потока рабочей жидкости путем преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости.

Гидродвигатели служат для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена гидромашины. По принципу действия гидромашины делятся на два класса: динамические и объемные. Преобразование энергии в динамических гидромашинах происходит при изменении количества движения жидкости.

В объемных гидромашинах энергия преобразуется в результате периодического изменения объема рабочих камер, герметично отделенных друг от друга.

Динамический насос устроен так, что жидкость в нем перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса.

В объемных насосах жидкость перемещается за счет периодического изменения объема занимаемой ее камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса.

Объемные гидромашины характеризуются рядом параметров, основными из которых являются: давление p , подача (расход) Q , рабочий объем q , мощность N , частота вращения вала n , полный КПД η .

Термин "подача" введен для насосов, термин "расход" – для гидродвигателей.

Объемной подачей называется объем рабочей жидкости, проходящей через гидромашину в единицу времени. Объемную теоретическую подачу определяют по формуле

$$Q_t = qn_n \quad (1)$$

где Q_t – теоретическая подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

q – рабочий объем насоса, $(\text{м}^3/\text{об})$;

n_n – частота вращения вала насоса, с^{-1}

При работе насоса не весь теоретически вытесненный объем жидкости поступает в напорную гидролинию, так как часть жидкости теряется вследствие утечек и перетечек по зазорам в рабочей камере. Таким образом, действительная подача насоса меньше теоретической.

Подача насоса Q_H при увеличении давления нагнетания p_H уменьшается, что объясняется увеличением объемных потерь ΔQ в насосе.

Коэффициент подачи k_Q определяют как отношение действительной подачи насоса Q_H к теоретической Q_T :

$$k_Q = \frac{Q_H}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T}$$

Перепадом давления на насосе (рабочим давлением насоса) называется разность давлений нагнетания (на выходе из насоса) и всасывания (на входе в насос):

$$\Delta p = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}$$

где Δp_n – перепад давления на насосе;

$p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из насоса;

$p_{\text{вх}}$ – давление на входе в насос.

Различают полезную (выходную) и потребляемую (входную) мощности гидромашины. Полезная мощность насоса представляет собой энергию, которая сообщается жидкости в единицу времени и определяется параметрами потока рабочей жидкости:

$$N_{\text{НП}} = \Delta p_n Q_n$$

где $N_{\text{НП}}$ – полезная мощность насоса, Вт;

Δp_n – перепад давления на насосе, Па,

Q_n – подача насоса, м³/с.

Мощность, потребляемая насосом (мощность насоса), определяется по формуле

$$N_H = M_n \omega_n = M_n 2\pi n_n$$

где N_H — мощность насоса, Вт;

M_n — крутящий момент на валу насоса, Нм;

ω_n — угловая скорость вращения вала насоса, с^{-1} ;

n_n — частота вращения вала насоса, с^{-1} .

Рассмотрим полезную и потребляемую мощности для гидродвигателей. Для гидромотора полезная мощность определяется выражением

$$N_{МП} = M_m \omega_m = M_m 2\pi n_m$$

где $N_{МП}$ — мощность насоса, Вт;

M_m — крутящий момент на валу насоса, Нм;

ω_m — угловая скорость вращения вала насоса, с^{-1} ;

n_m — частота вращения вала насоса, с^{-1} .

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_M = \Delta p_M Q_M = \Delta p_M q_M n_M$$

где N_M – полезная мощность насоса, Вт;

Δp_M – перепад давления на насосе, Па,

Q_M – расход мотора, м³/с.

Полезная мощность гидроцилиндра определяется выражением

$$N_{цп} = FV$$

где $N_{цп}$ – полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром, Вт;

F – усилие на штоке, Н;

V – скорость движения штока, м/с.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром, определяется параметрами потока рабочей жидкости по формуле

$$N_{ц} = \Delta p_{ц} Q_{ц}$$

где $N_{ц}$ – мощность гидроцилиндра, Вт;

$\Delta p_{ц}$ – перепад давления на гидроцилиндре, Па;

$Q_{ц}$ – расход жидкости, м³/с.

В общем виде полный КПД гидромашины определяется отношением мощности на выходе (полезной) к мощности на входе (потребляемой):

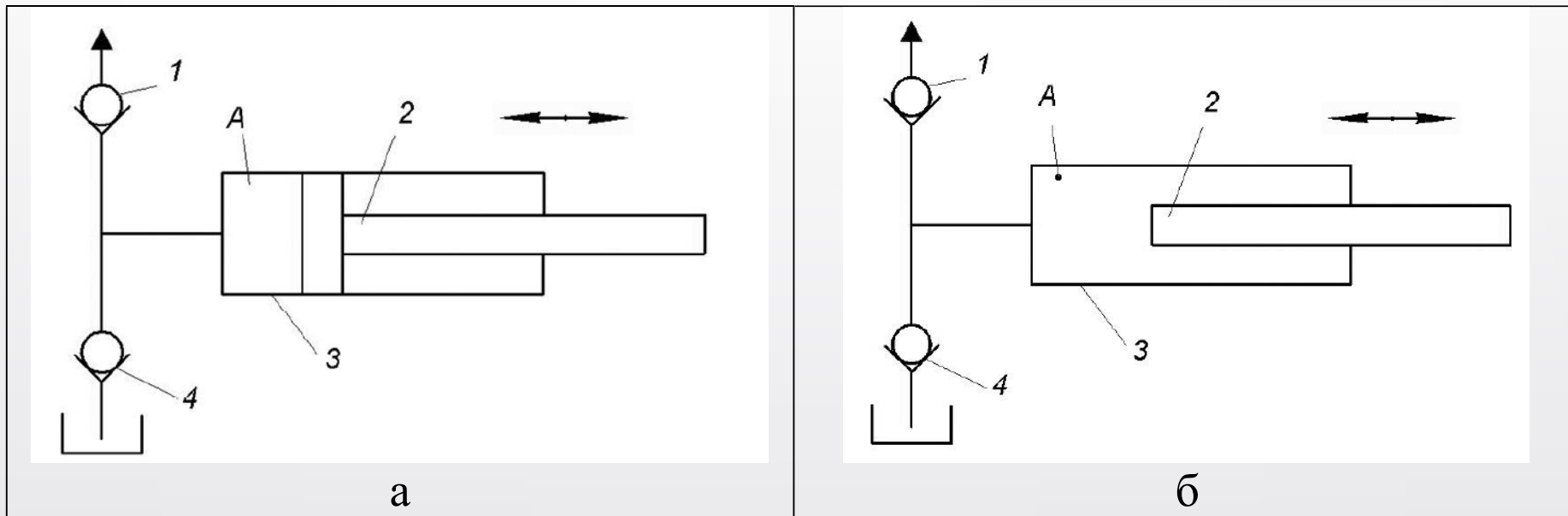
$$\eta = \frac{N_{вых}}{N_{вх}}$$

Полный КПД гидромашины представляет собой произведение трех частных КПД

$$\eta = \eta_z \eta_m \eta_\eta$$

Для перекачивания жидкости применяют **поршневые насосы** (рисунок 12.2а, б), принцип действия которых основан на перемещении жидкости под действием вытеснителя,двигающегося возвратно-поступательно относительно неподвижной рабочей камеры.

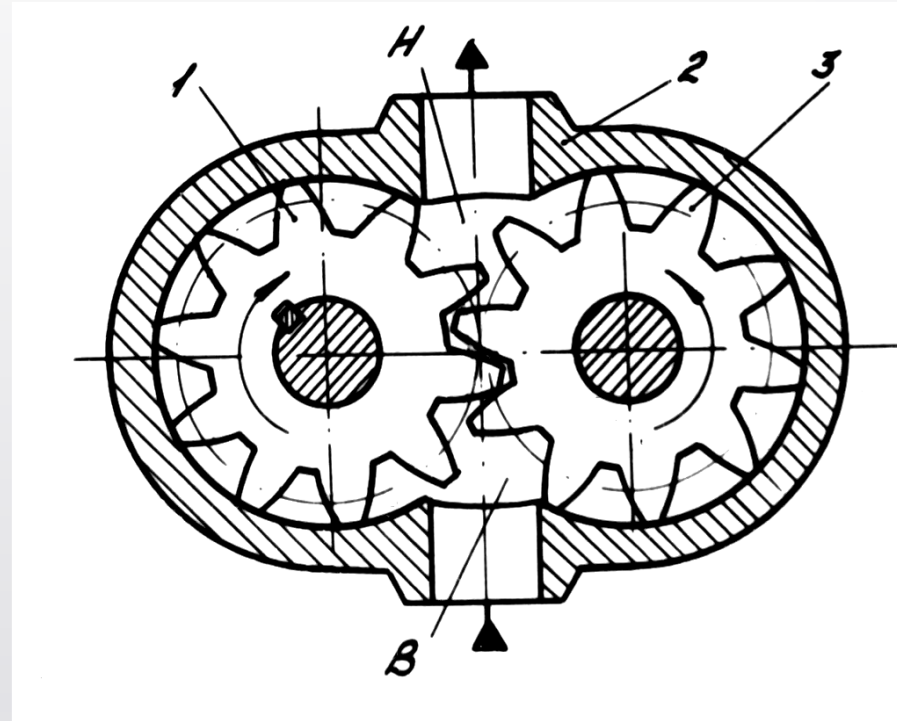
Рабочий цикл насоса состоит из двух фаз: всасывания и нагнетания. Возвратно-поступательное движение вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм и т.д.) чаще всего осуществляется посредством кривошипно-шатунного механизма, но применяются и другие механизмы (кулачковые, эксцентрикковые и т.п.).



а) поршневой, 1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (поршень); 3 – цилиндр; А – рабочая камера. б) – плунжерный, 1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (плунжер); 3 – цилиндр; А – рабочая камера

Рисунок 12.2 – Насосы

Шестеренные гидромашины имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек, а вытеснители совершают только вращательное движение. Эти машины просты по конструкции, содержат малое число деталей, технологичны и получили широкое распространение. Наибольшее распространение получил шестеренный насос с внешним зацеплением и одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля (рисунок 12.3).



1 – ведущая шестерня (ротор); 2 – корпус (статор); 3 – ведомая шестерня (вытеснитель)

Рисунок 12.3 Шестеренчатый насос

Такой насос состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен 1 (ротора) и 3 (вытеснителя), помещенных в корпус (статор) 2 с каналами для подвода и отвода жидкости.

Шестеренные насосы способны создавать давление до 10...16 МПа, а иногда и выше (до 20 МПа). Однако при давлении больше 10 МПа необходимо предусматривать устройство для компенсации зазоров по торцам шестерен.

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = 2\pi m^2 (z + 1)b$$

где m – модуль зубчатого зацепления;

z – число зубьев шестерни, $z = 6...16$;

b – ширина шестерни.

$$m = P/z$$

где P – шаг зубьев.

Корпуса шестеренных насосов изготавливают из чугуна, стали или алюминия. Для изготовления шестерен используют легированные стали (20Х, 40Х, 18НХ13А и др.). Боковые крышки выполняют, как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы. Общий вид насоса НШ 32... представлен на рис. 12.4.

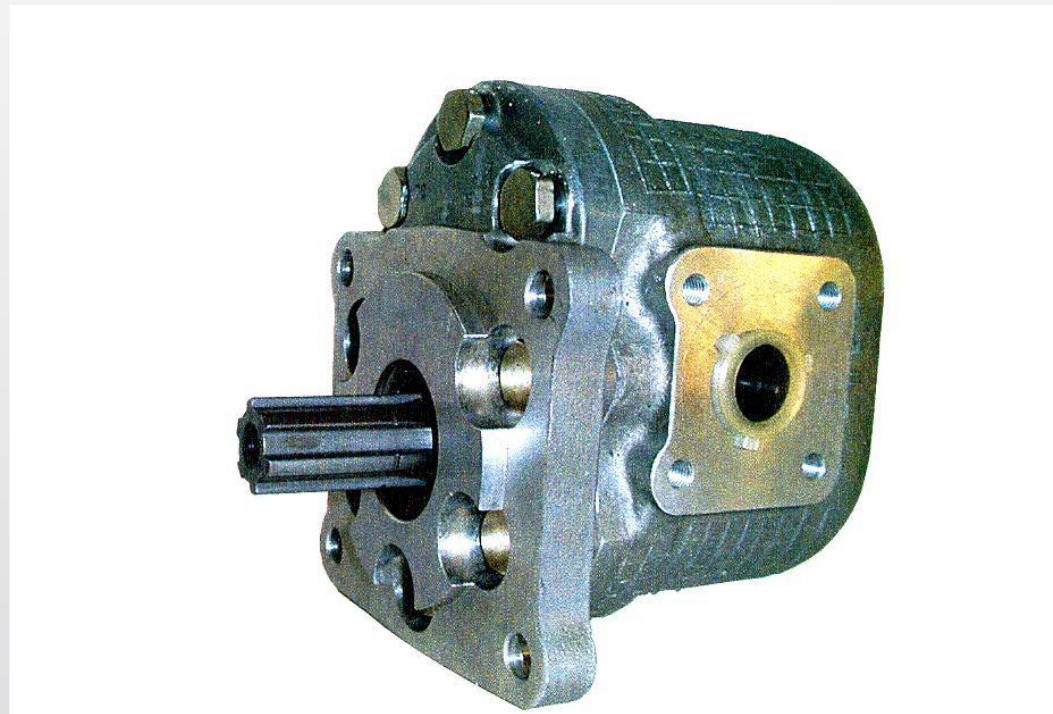
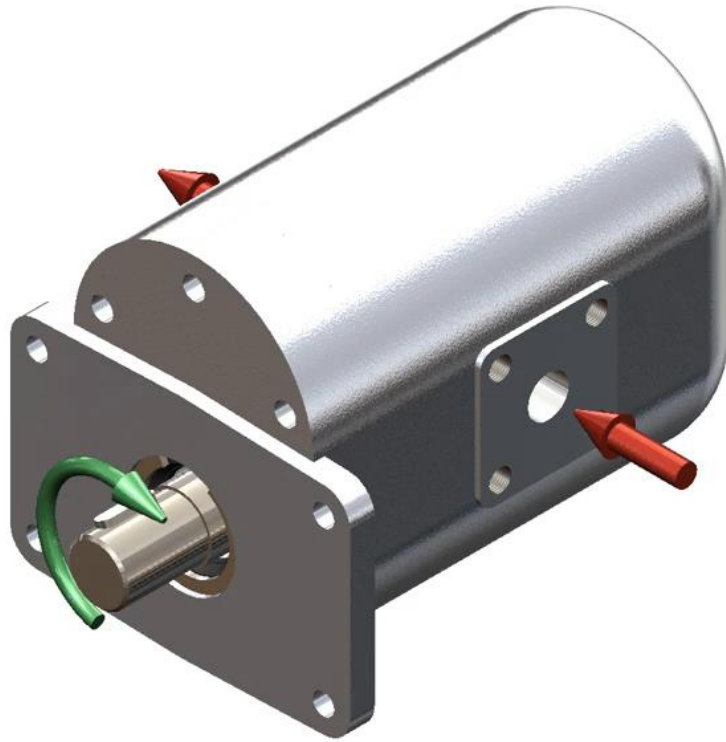
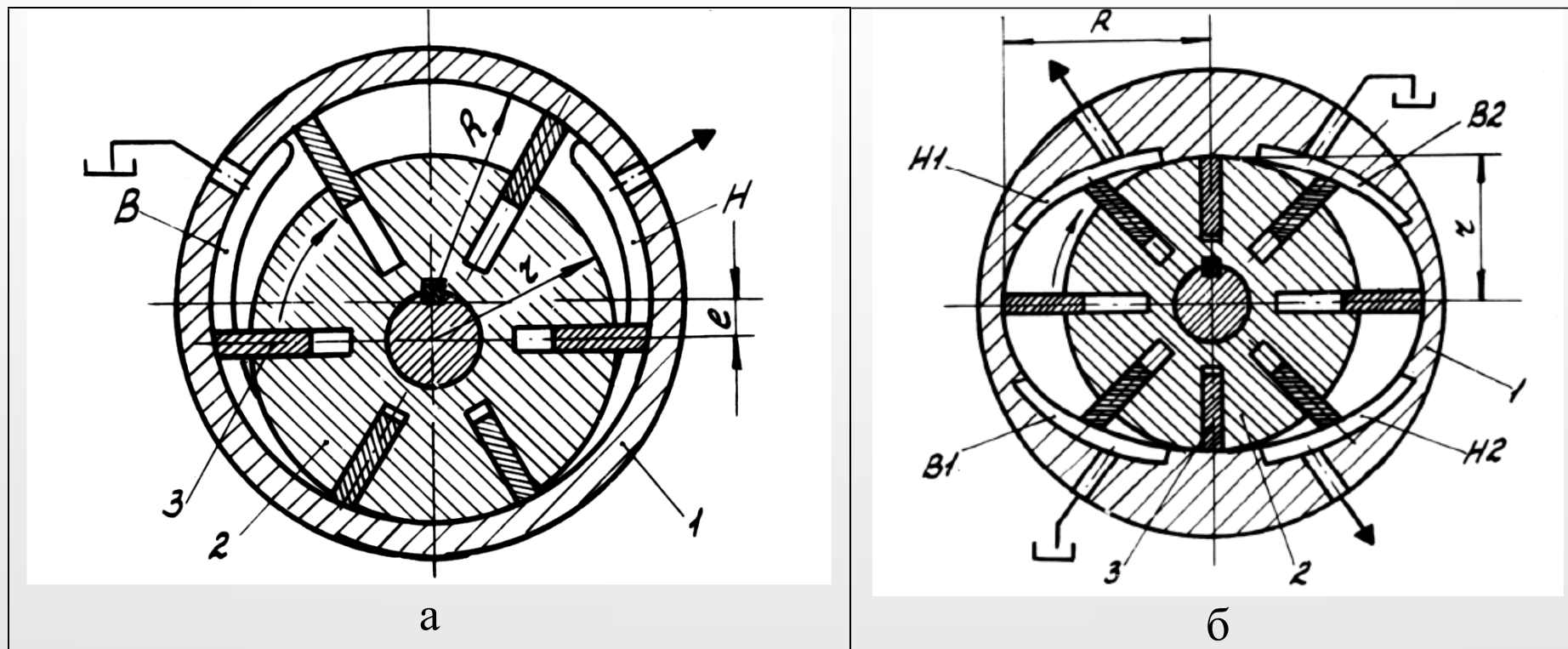


Рисунок 12.4 – Насос НШ



Рабочие камеры пластинчатых гидромашин образованы рабочими поверхностями ротора, статора (корпуса), двух смежных пластин (вытеснителей) и боковых крышек. Пластинчатые гидромашины разделяются на машины одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия за один оборот ротора насос подает в напорную гидролинию один объем рабочей жидкости, в насосах двухкратного действия – два объема и т.д.

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 12.5, а) состоит из статора 1, ротора 2 с радиальными или наклонными (для насосов одностороннего вращения) пазами, в которых расположены пластины 3 (вытеснители). Ось вращения ротора смещена относительно расточки статора на величину эксцентриситета. На боковых крышках корпуса имеются два окна В и Н, соединенные со всасывающей и напорной гидролиниями.



а – однократного действия; б – двукратного действия; 1 – статор (корпус);
2 – ротор; 3 – пластина (вытеснитель)

Рисунок 12.5 – Пластинчатый насос

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия зависит от радиусов статора R и ротора r , которые связаны с эксцентриситетом, и определяется по формуле

$$q = 2e(\pi D - \delta z)b$$

где e – эксцентриситет, $e = R - r$;

D – диаметр статора, $D = 2R$;

δ – толщина пластины;

z – число пластин;

b – ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса. Из-за разности давлений в полостях нагнетания и всасывания на ротор и его опоры (подшипники) действует радиальная сила, которая определяется по формуле

$$F_p = \Delta p D b$$

Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия определяется по формуле

$$q = 2\pi b(R^2 - r^2)$$

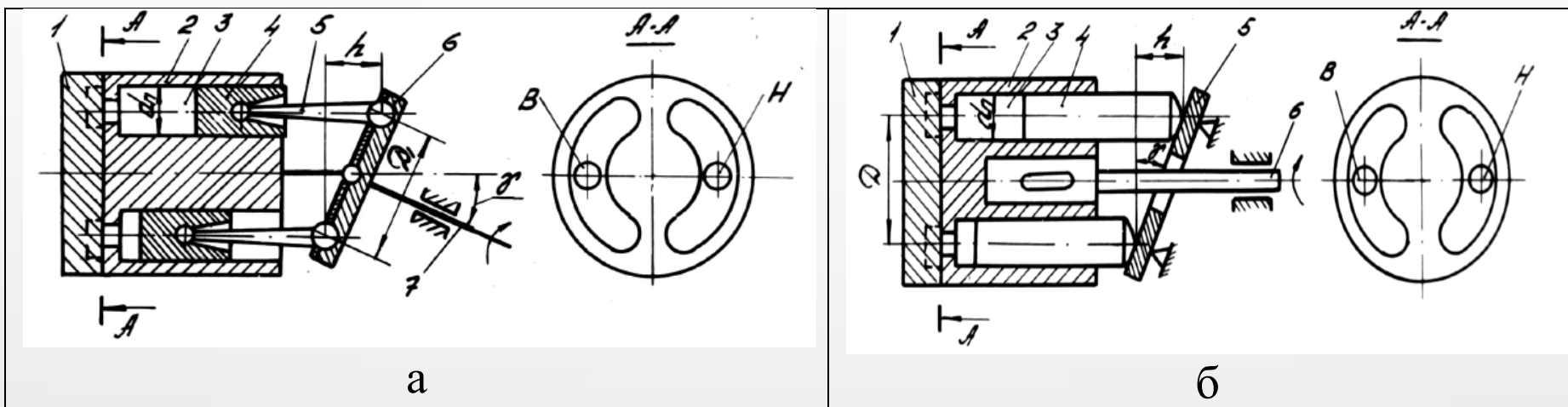
где R – большая полуось статора;

r – радиус статора,

b – ширина пластин

Аксиально-поршневые гидромашины относятся к роторно-поршневым гидромашинам с пространственной кинематикой, в которых вращательное движение вала (для насосов) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней (вытеснителей).

У этих гидромашин рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол не более 45° . По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкции, аксиально поршневые гидромашины разделяют на гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском (рисунок 12.6).



а – с наклонным блоком: 1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – рабочая камера; 4 – поршень (вытеснитель); 5 – шатун; 6 – упорный фланец; 7 – приводной вал

б – с наклонным диском: 1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – рабочая камера; 4 – поршень (вытеснитель); 5 – наклонный диск; 6 – приводной вал

Рисунок 12.6 – Аксиально-поршневой насос

На рис. 12.6, а показана схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров. Насос состоит из неподвижного распределительного диска 1, имеющего два серпообразных канала, соединенных со всасывающей В и напорной Н гидролиниями.

Внутри вращающегося блока цилиндров 2 расположены рабочие камеры 3, образованные поверхностями цилиндров и перемещающихся поршней 4. Поршни шарнирно соединены шатунами 5 с упорным фланцем 6, который вращается вместе с приводным валом 7. При совместном вращении вала 7 и блока цилиндров 2 вокруг своих осей поршни 4, вращаясь вместе с блоком, совершают возвратно-поступательное движение относительно цилиндров. За один оборот вала каждый поршень насоса совершает один двойной ход.

В результате этого каждый поршень в течение одной половины оборота освобождает некоторое пространство внутри цилиндра, и рабочая камера заполняется жидкостью из всасывающей гидролинии В. Происходит цикл всасывания. В течение следующей половины оборота поршень вытесняет жидкость из рабочей камеры в напорную гидролинию Н. Происходит цикл нагнетания. Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком характеризуется суммарным объемом жидкости, вытесняемой поршнями за один оборот вала, и определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} zh = \frac{\pi d_n^2}{4} z D_1 \sin \gamma \quad (1)$$

где d_n – диаметр поршня;

z – число всех поршней;

h – максимальный ход поршня; $h = D_1 \sin \gamma$, здесь D_1 – диаметр окружности упорного фланца, на котором расположены центры шаровых шарниров шатунов; $\sin \gamma$ – угол наклона оси блоков цилиндров к оси приводного вала, обычно $\sin \gamma = 15...25^\circ$ (иногда до 40°).

Из формулы (1) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона блока цилиндров. Изменяя угол наклона блока цилиндров, можно изменять рабочий объем, а, следовательно, и подачу насоса. Чем больше угол $\sin \gamma$, тем больше рабочий объем и подача насоса.

В гидромашинах с наклонным диском (рис. 12.6б) блок цилиндров (ротор) 2 соосен с приводным валом 6 и вращается вместе с ним, а поршни (плунжеры) 4 опираются на неподвижный наклонный диск (шайбу) 5, благодаря чему совершают возвратно-поступательное движение.

При этом происходит всасывание жидкости при выдвигении поршней 4 из блока цилиндров 2 и вытеснение жидкости при движении поршней в блок цилиндров. Для подвода и отвода жидкости к рабочим камерам 3 в неподвижном торцевом распределительном диске 1 выполнены два серпообразных канала, соединенных со всасывающей В и напорной Н гидролиниями.

Для обеспечения движения поршней во время цикла всасывания применяется принудительное прижатие их к наклонному диску пружинами или давлением жидкости. Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} zh = \frac{\pi d_n^2}{4} z D t g \gamma \quad (2)$$

где d_n – диаметр поршня;

z – число всех поршней;

h – максимальный ход поршня; $h = D t g \gamma$, здесь D – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; γ – угол наклона диска. обычно $\gamma = 20...25^\circ$.

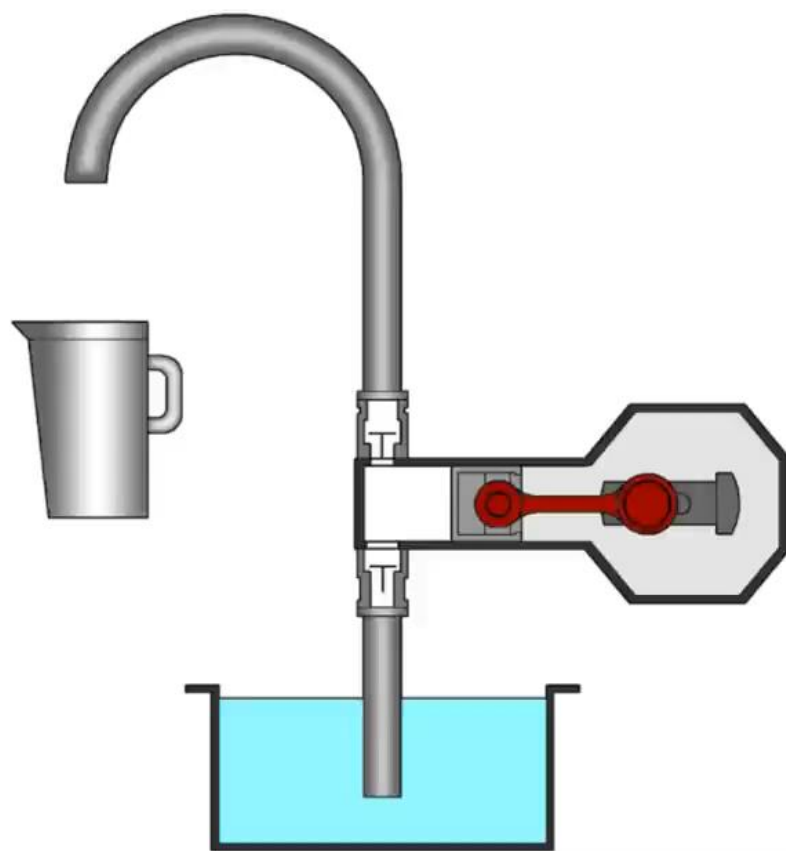
Аксиально-поршневые гидромашины стали одними из самых применяемых в гидроприводах мобильных машин и стационарном оборудовании благодаря следующим преимуществам:

- более высокому полному КПД (0,85...0,94) по сравнению с КПД шестеренных и пластинчатых гидромашин;
- работоспособности при высоком давлении в пределах 20...32 МПа (до 40...50 МПа);
- возможности регулировать рабочий объем за счет наклона диска или блока цилиндров;
- широкому диапазону рабочих объемов – от 0,5 см³/об до 30 дм³/об;
- высокой всасывающей способности насосов, обеспечивающей возможность их эксплуатации в гидросистемах с открытой циркуляцией рабочей жидкости;
- широкому диапазону частоты вращения – от 1 до 6000 об/мин;
- длительным срокам службы – до 10000...12000 ч;
- низкому уровню шума;
- достаточно высоким удельным показателям и др.

Однако у них сложная кинематика, много прецизионных деталей, поэтому они сложны в изготовлении, имеют высокую стоимость и предъявляют повышенные требования к тонкости фильтрации рабочей жидкости. Общий вид представлен на рисунке 12.7



Рисунок 12.7 – Аксиально-поршневой мотор серии 210Г

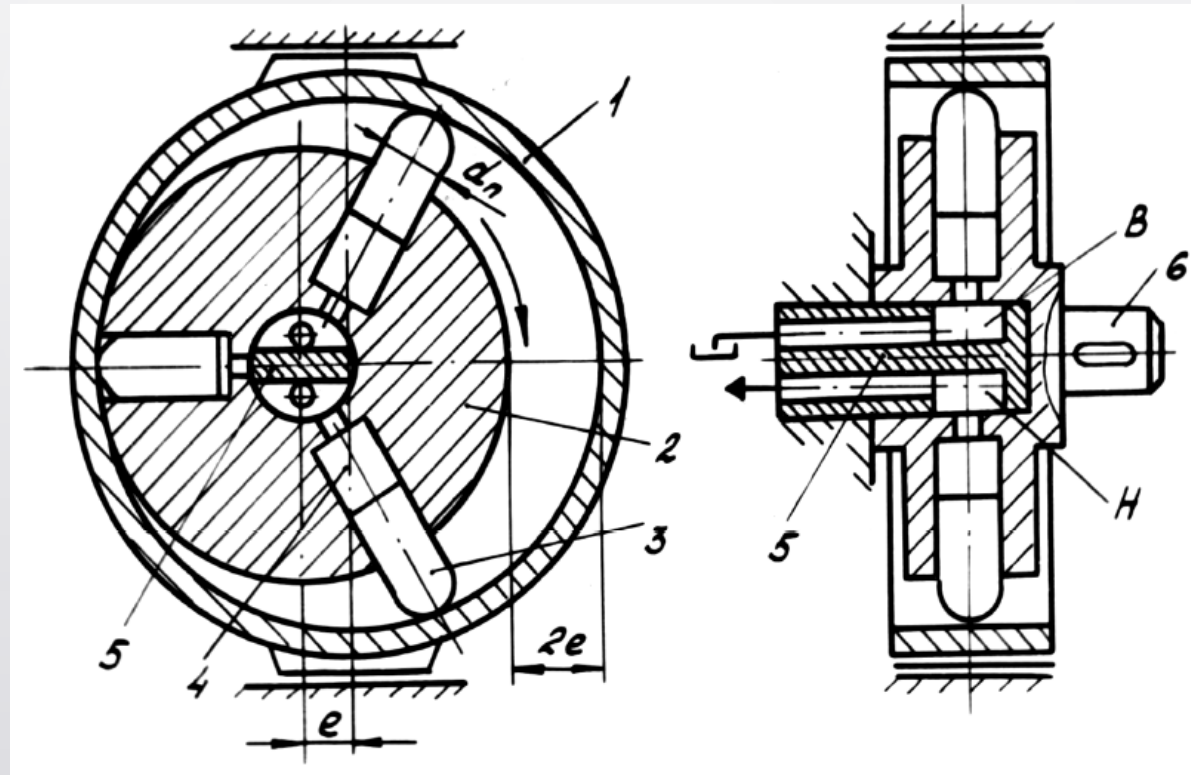


Радиально-поршневой гидромашиной называют роторнопоршневую гидромашину, у которой рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол более 45° .

Конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рисунке 12.8. Статор (корпус) 1 расположен эксцентрично относительно ротора 2.

Ротор 2 с поршнями (вытеснителями) 3 составляет блок цилиндров. Внутри вращающегося ротора расположены рабочие камеры 4, образованные поверхностями цилиндров и перемещающихся поршней 3. Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке, через которую проходит ось вращения ротора. Распределение жидкости осуществляется неподвижным цапфенным распределителем 5, в котором В – всасывающая и Н – напорная полости.

Приводной вал 6 жестко связан с ротором 2. При вращении ротора 2, например, по часовой стрелке, поршни 3 совершают сложное движение – они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно относительно ротора. Поршни постоянно находятся в подвижном контакте с внутренней поверхностью статора под действием центробежных сил, сил давления жидкости (при наличии подпитки) или пружин.



1– статор (корпус); 2– блок цилиндров (ротор); 3– поршень (вытеснитель);
4 – рабочая камера; 5 – цапфенный распределитель; 6 – приводной вал

Рисунок 12.8 – Радиально-поршневой насос

Рабочие камеры 4 поочередно соединяются с линиями всасывания и нагнетания с помощью цапфенного распределителя 5. В течение одной половины оборота происходит всасывание рабочей жидкости, в течение следующей половины оборота – нагнетание рабочей жидкости в напорную гидролинию.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса зависит от хода поршней, их количества, диаметра поршня и определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} z z_p h$$

где d_n – диаметр поршня;

z – число всех поршней в одном ряду;

z_p – число рядов поршней,

$z_p = 1 \dots 3$;

h – полный ход поршня, $h = 2e$, здесь e – эксцентриситет.

Так как эксцентриситет e определяет ход поршня, то изменением эксцентриситета регулируют рабочий объем, а следовательно, и подачу насоса

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.