

Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
Владимирский государственный университет  
Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Методические указания по курсам  
«Гидравлика» и «Механика жидкостей и газов»

В двух частях

Часть 1. Гидравлические машины

Составитель  
К.И. ЗУЕВ

Владимир 2009

УДК 621.22  
ББК 31.56  
Г46

Рецензент  
Доктор технических наук профессор  
кафедры теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики  
Владимирского государственного университета  
*А.И. Евдокимов*

Печатается по решению редакционного совета  
Владимирского государственного университета

**Гидравлические системы** : метод. указания по курсам «Гидравлика» и «Механика жидкостей и газов». В 2 ч. Ч. 1. Гидравлические машины / Владим. гос. ун-т ; сост. К. И. Зуев. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2009. – 40 с.

Рассмотрены принципы действия гидромашин, устройств гидроприводов и гидроприводы. Соответствуют программам курсов «Механика жидкостей и газов» и «Гидравлика».

Предназначены для студентов 2-го курса специальностей 140500 – энергомашиностроение, 140501 – двигатели внутреннего сгорания очной, заочной и дистанционной форм обучения.

Ил. 15. Библиогр.: 5 назв.

УДК 621.22  
ББК 31.56

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящее издание – первая часть методических указаний для студентов машиностроительных специальностей очной, заочной и дистанционной форм обучения.

В первой части рассматриваются насосы и гидродвигатели различных конструкций, их характеристики и отличительные особенности. Для закрепления знаний приведены решения практических задач по гидромашинам. Необходимые справочные сведения даны в приложениях.

Вторая часть будет посвящена описанию принципов работы устройств гидро- и пневмоаппаратуры (автоматики) и законов функционирования гидроприводов с объемным и дроссельным регулированием, сравнению способов регулирования гидроприводов и др. В ней будут приведены примеры решения задач по гидроаппаратуре и гидроприводам.

### 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ГИДРОСИСТЕМАХ

В современной технике в основном используют гидросистемы двух типов:

- гидросистемы для подачи жидкости;
- гидравлические приводы.

Для *гидросистем, обеспечивающих подачу жидкости* к потребителям, характерно отсутствие устройств, преобразующих энергию жидкости в механическую работу.

К таким гидросистемам относят: системы водоснабжения, водоотведения и водяного теплоснабжения зданий, системы жидкостного охлаждения и смазывания различных машин, а также системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей металлорежущих станков и др.

Такие гидросистемы принадлежат к классу *разомкнутых* гидросистем, в которых, как правило, движение жидкости обеспечивается за счет работы насоса. Системы водяного теплоснабжения зданий могут быть как разомкнутые, так и замкнутые.

*Гидравлическим приводом* называется совокупность гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний и вспомогательных устройств, предназна-

ченных для передачи механической энергии и преобразования движения посредством рабочей жидкости. Гидравлические приводы, как правило, принадлежат к классу *замкнутых* гидросистем.

К числу *гидромашин* относят насосы, сообщающие протекающей через них жидкости гидромеханическую энергию, и гидродвигатели, получающие от жидкости часть энергии и передающие ее рабочему органу для полезного использования.

*Гидроаппаратура* предназначена для регулирования скорости движения силового органа, поддержания заданного давления в гидросистеме и выходных звеньях при разных режимах работы гидропривода. К ней относят гидроклапаны разных типов, делители потока, гидрораспределители, гидродроссели, ограничители, синхронизаторы, гидроусилители, гидропреобразователи и др.

*Вспомогательными устройствами* служат так называемые кондиционеры рабочей жидкости, обеспечивающие ее качество и состояние. Это различные отделители твердых частиц, в том числе фильтры, теплообменники (нагреватели и охладители жидкости), гидробаки, а также гидроаккумуляторы.

Перечисленные элементы гидропривода связаны между собой *гидролиниями*, по которым движется рабочая жидкость.

Как уже отмечалось, к гидравлическим машинам относят насосы, преобразующие электромеханическую энергию электродвигателя в гидравлическую энергию движущегося потока жидкости, и гидродвигатели, преобразующие гидравлическую энергию жидкости в механическую и передающие её рабочему органу для полезного использования.

Наибольшее распространение получили объемные и лопастные гидромашины. К *объемным насосам* относят поршневые, пластинчатые, шестеренные, аксиально-поршневые, винтовые, которые работают за счет изменения объема рабочих камер, периодически соединяющихся с входным и выходным патрубками. Рабочий орган *лопастного насоса* – вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Энергия от рабочего колеса передается жидкости (*лопастный насос*) или от жидкости рабочему колесу (*лопастный гидродвигатель*) путем динамического взаимодействия лопастей с обтекающей их жидкостью. К лопастным насосам относят центробежные и осевые насосы (вихревые, струйные). К лопастным гидродвигателям – радиально-осевые и осевые турбины. Кроме этого существуют гидроцилиндры, гидромоторы, мембранные механизмы.

Насос любого вида как гидравлическая машина характеризуется следующими основными параметрами:

- объемной подачей насоса  $Q_n$  ;
- напором  $H$  ;
- мощностью  $N_n$  ;
- КПД  $\eta_n$  ;
- высотой всасывания  $h_{вс}$  .

*Объемной подачей насоса* называется объем жидкости, подаваемый насосом в единицу времени ( $m^3/c$ ,  $m^3/ч$ ).

*Напор насоса* – разность полных удельных энергий потока у входа в насос и выхода из него, вычисленная в метрах водяного столба перекачиваемой жидкости.

Определяется двумя способами:

- 1) по показаниям приборов насосной установки;
- 2) путем расчета по элементам насосной установки.

*Мощность насоса* – работа, производимая насосом в единицу времени:

$$N_n = \rho g H Q_n = P_n Q_n,$$

где  $P_n$  – давление, создаваемое насосом.

*КПД насоса* – отношение полезной мощности к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta_n = N_{пол} / N_{потр} = P_n Q_n / M_n \omega_n = \eta_o \eta_r \eta_m,$$

где  $N_{пол}$  – мощность, равная разности между мощностью насоса и мощностью затрат на механические потери;

$M_n$  – момент на валу двигателя насоса;

$\omega_n$  – угловая скорость на валу двигателя насоса;

$\eta_o$  – объемный КПД;

$\eta_r$  – гидравлический КПД;

$\eta_m$  – механический КПД.

*Объемный КПД* учитывает объемные потери:

$$\eta_o = Q_n / (Q_n + \Delta Q),$$

где  $\Delta Q$  – объемные потери.

*Гидравлический КПД* учитывает гидравлические потери:

$$\eta_r = H / (H + \Sigma h_{потерь}).$$

*Механический КПД* учитывает механические потери на трение в подшипниках, сальниках, кривошипно-шатунном механизме:

$$\eta_m = N_i / N_{потр},$$

где  $N_{и}$  – индикаторная мощность, равная разности между мощностью насоса и мощностью затрат на механические потери;

$N_{потр}$  – мощность, потребляемая насосом.

## 2. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Поршневые насосы относят к объемным гидромашинам.

Для поршневого насоса одностороннего действия (рис. 1) при движении поршня вправо в цилиндр насоса поступает жидкость в объеме  $V_0 = Sl$ , где  $S$  – площадь сечения поршня;  $l$  – ход поршня. При движении влево этот объем жидкости будет вытеснен в нагнетательную трубу.

Идеальная подача однокамерного насоса за  $n$  оборотов в секунду  $Q_{ид} = V_0 n$ , где  $n$  – частота рабочих циклов (вращения вала электродвигателя).

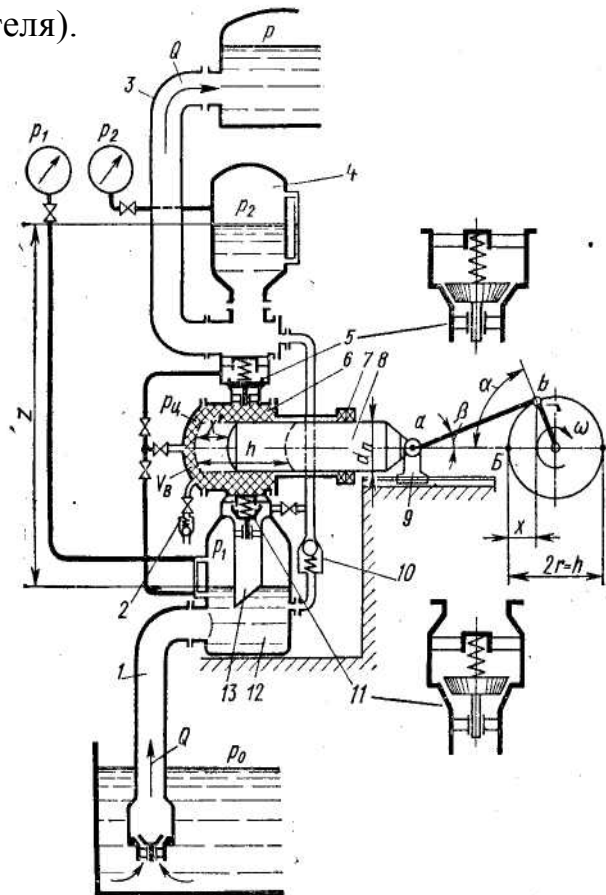


Рис. 1. Схема поршневого насоса с кривошипным приводом:

- 1 – всасывающая линия;
  - 2 – клапан;
  - 3 – напорная линия;
  - 4 – воздушный колпак;
  - 5 – нагнетательный клапан;
  - 6 – двигатель;
  - 7 – уплотнение;
  - 8 – плунжер;
  - 9 – выносной ползун;
  - 10 – перепускной клапан;
  - 11 – всасывающий клапан;
  - 12 – емкость;
  - 13 – труба клапана всасывания;
- $Q$  – подача насоса;  
 $p$  – давление на свободной поверхности приемного резервуара;  $p_0$  – давление на свободной поверхности на всасывание;  
 $p_1$  – давление перед клапаном 11;  
 $p_2$  – давление за клапаном 5;  
 $p_{ц}$  – давление в рабочей камере

Для многокамерного поршневого насоса

$$Q_{ид} = V_k z kn,$$

где  $V_k$  – объем рабочей камеры насоса;  $z$  – число камер насоса;  $k$  – кратность действия насоса, т.е. число подач из каждой камеры за один оборот вала (за один цикл).

Действительная подача насоса  $Q$  меньше идеальной  $Q_{ид}$  из-за утечек через зазоры рабочих камер и полости нагнетания, а при больших давлениях и за счет сжимаемости жидкости.

Коэффициент подачи  $\epsilon = Q/Q_{ид} = (Q_{ид} - q_{утечек} - q_{сжим})/Q_{ид}$ .

Для учета неравномерности подачи (рис. 2) вводят коэффициент неравномерности  $\sigma = (Q_{max} - Q_{min})/Q_{ид}$ .

Способы устранения неравномерности:

- 1) использование многокамерных насосов;
- 2) применение гидропневматических аккумуляторов (воздушных колпаков).

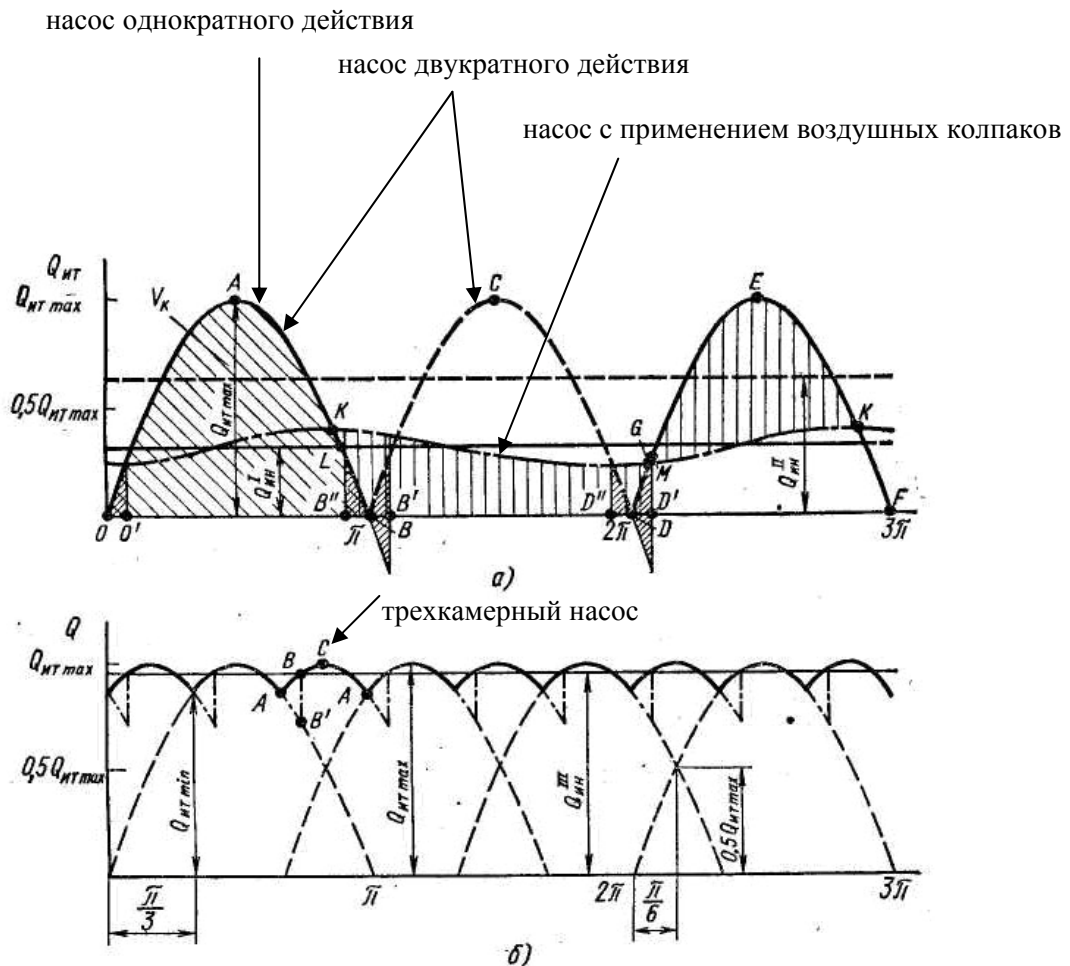


Рис. 2. Подача насоса в зависимости от количества камер:  
 а – подача насоса однократного и двукратного действия;  
 б – пример трехкамерного насоса

На рис. 2  $Q_{ит}$  – текущее значение идеальной подачи.

В открытых резервуарах напор, создаваемый насосом, расходуется на подачу жидкости и преодоление сопротивлений во всасывающей и нагнетательной линиях:

$$H_n = H_r + h_{сопр}.$$

Полезная мощность насоса определяется выражением

$$N_{пол} = \rho g H_n Q_n = P_n Q_n,$$

где  $P_n$  – давление, создаваемое насосом;  $Q_n$  – объемный расход.

КПД насоса рассчитывается по формуле

$$\eta_n = N_{пол} / N_{потр} = P_n Q_n / M_n \omega_n = \eta_o \eta_r \eta_m.$$

Для поршневых насосов  $\eta_n = 0,7 \dots 0,9$ .  $\eta_o$  учитывает объемные потери:

$$\eta_o = \frac{Q_n}{Q_n + \Delta Q_o};$$

где  $\Delta Q_o$  – объемные потери.  $\eta_r$  учитывает гидравлические потери:

$$\eta_r = \frac{H_n}{H_n + \sum h_{потерь}},$$

$\eta_m$  учитывает механические потери на трение в подшипниках, сальниках, кривошипно-шатунном механизме:

$$\eta_m = \frac{N_{и}}{N_{потр}},$$

где  $N_{потр}$  – мощность, потребляемая насосом;  $N_{и}$  – индикаторная мощность насоса.

Высота всасывания может быть *вакуумметрической*, характеризующей степень разрежения у входа в насос, и *геометрической*, связанной с высотой установки насоса над уровнем жидкости. Их связь определяется уравнением Бернулли:

$$P_n / \rho g = h_{вс} + (P_{вс} / \rho g) + (v_{вс}^2 / 2g) + h_{пот.вс};$$

$$P_n - P_{вс} = P_{вак}; \quad P_{вак} / \rho g = h_{вак};$$

$$\begin{aligned} h_{вс} &= (P_n - P_{вс}) / \rho g - (v_{вс}^2 / 2g) - h_{пот.вс} = P_{вак} / \rho g - (v_{вс}^2 / 2g) - h_{пот.вс} = \\ &= h_{вак} - (v_{вс}^2 / 2g) - h_{пот.вс}. \end{aligned}$$

При установившемся движении жидкости вакуумметрическая высота определяет скоростной напор и преодоление сопротивлений во всасываю-



шей трубе. Для обеспечения нормальной работы насоса необходимо, чтобы давление на входе в насос  $P_{вс}$  было всегда больше давления парообразования  $P_{нас.пар}$  перекачиваемой жидкости.

При  $t_{воды} > 20^{\circ}C$

$$h_{вс} = h_{вак} - (v_{вс}^2 / 2g) - h_{пот.вс} - h_{нас.пар} ,$$

где  $h_{нас.пар}$  – давление насыщенных паров жидкости.

С увеличением температуры воды изменяется  $P_{нас.пар}$ : при  $30^{\circ}C$  – 0,0043; при  $100^{\circ}C$  – 0,1033.

При перекачке горячей воды значение  $h_{вс}$  может быть отрицательным, так как резервуар, из которого забирается жидкость, должен быть расположен выше насоса.

Поршневые насосы принято классифицировать:

- по числу циклов нагнетания и всасывания за один ход поршня:
  - односторонние;
  - двусторонние;
  - дифференциального действия;
- количеству поршней:
  - двухпоршневые;
  - трехпоршневые;
  - многопоршневые;
- устройству поршня:
  - поршневые;
  - плунжерные;
- расположению цилиндров:
  - горизонтальные;
  - вертикальные;
- способу соединения с двигателем:
  - приводные (кривошипно-шатунное соединение);
  - прямодействующие (паровоз);
  - ручные.

Недостатки поршневых насосов – лимитированная частота  $n$  вращения вала насоса из-за трудности создания быстродействующих всасывающих клапанов, особенно при работе с вязкими жидкостями; значительная масса и габаритные размеры как следствие ограничения  $n$  при заданной подаче; трудности регулирования подачи и невозможность ее реверса. Все это сужает применение поршневых насосов в гидротрансмиссиях.

### 3. РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Классификация роторных насосов представлена на рис. 3.

К роторным гидромашинам, применяемым в гидроприводах и других гидросистемах, предъявляют высокие требования, основные из которых – малые удельная масса и объем, приходящиеся на единицу мощности, высокий КПД, возможность регулирования и реверса подачи, высокая быстроходность и большая надежность. Таким требованиям наиболее полно удовлетворяют роторные насосы.

К роторным относят объемные насосы с вращательным или вращательно-поступательным движением рабочих органов – вытеснителей. Жидкость в таких насосах вытесняется в результате вращательного (шестеренные и винтовые насосы) или вращательного и одновременно возвратно-поступательного движения вытеснителей относительно ротора (роторно-поршневые и пластинчатые насосы). Особенность рабочего процесса роторных насосов – то, что при вращении ротора рабочие камеры переносятся из полости всасывания в полость нагнетания и обратно, что позволяет отказаться от всасывающих и нагнетательных клапанов. Их отсутствие – основная конструктивная особенность роторных насосов, которая отличает их от поршневых насосов.

Роторный насос обычно состоит из трех основных частей: статора (неподвижного корпуса), ротора, жестко связанного с валом насоса, и вытеснителя (одного или нескольких).

Рабочий процесс роторного насоса складывается из трех этапов: заполнение рабочих камер жидкостью; замыкание (изоляция) рабочих камер и их перенос; вытеснение жидкости из рабочих камер.

Основные свойства роторных насосов, вытекающие из специфики их рабочего процесса и отличающие их от поршневых насосов:

- обратимость, т.е. способность роторных насосов работать в качестве гидродвигателей (гидромоторов). Это означает, что жидкость, подводимая к насосу под давлением, заставляет вращаться ротор и вал. Поршневые насосы такой способностью не обладают;
- большая быстроходность: максимально допустимые значения частоты вращения вала роторных насосов  $n = (2 \dots 5) 10^3$  мин. Нижний предел соответствует большим насосам, а верхний – малым. Для поршневых насосов эти значения в несколько раз меньше;

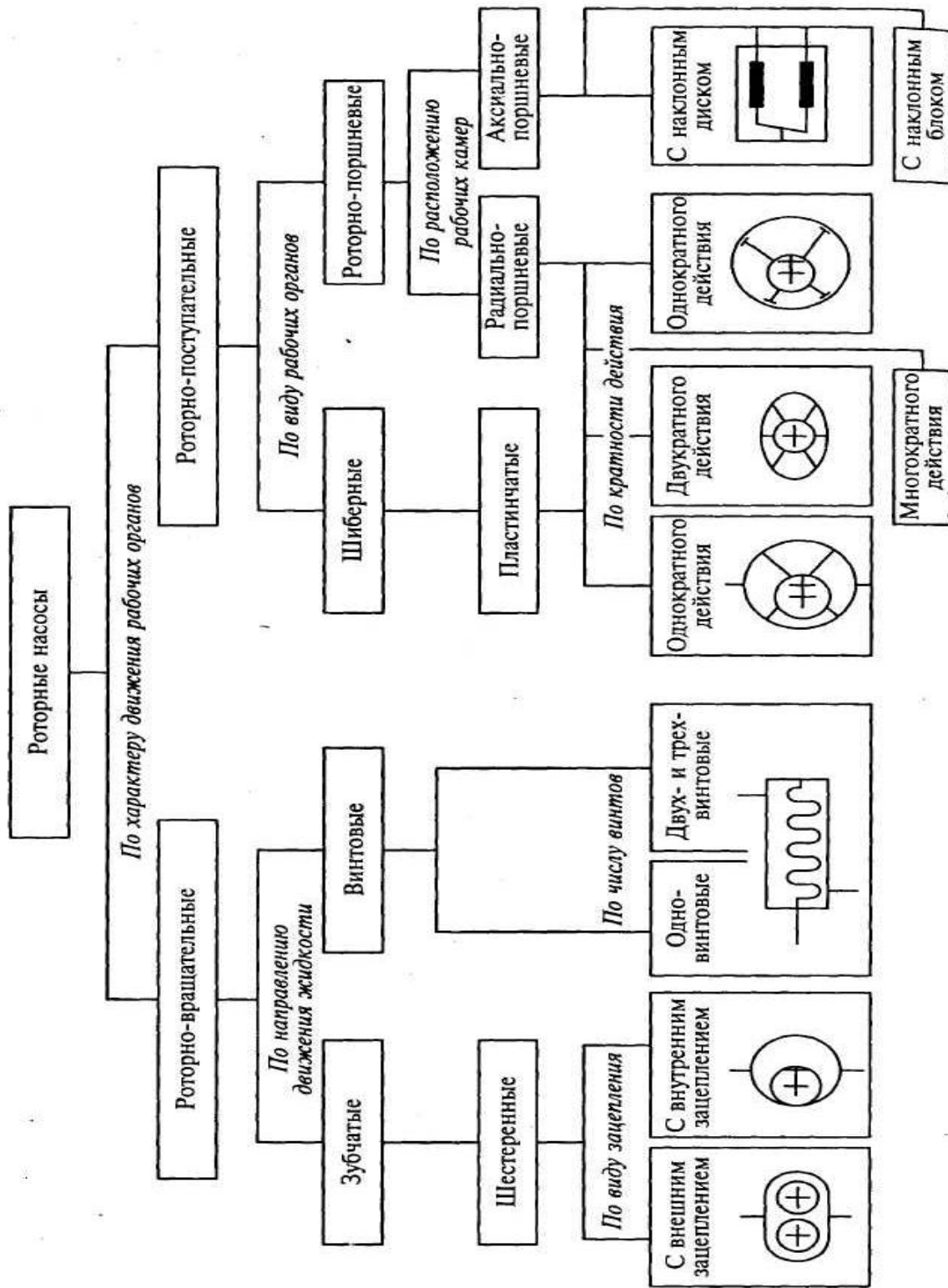


Рис. 3. Классификация роторных насосов

- способность работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивные и металлические частицы), неагрессивных и смазывающих жидкостях. Такие требования к жидкости обусловлены малыми зазорами в роторном насосе и трением между обработанными по высшим классам точности и чистоты поверхностями статора, ротора и вытеснителей.

Если первые два свойства роторных насосов являются их достоинствами, то третье свойство ограничивает их применение. Работа насосов на воде исключается, потому что вода вызывает коррозию и ведет к быстрому изнашиванию рабочих органов.

Рассмотрим подробнее классификацию роторных насосов (см. рис. 3).

По характеру движения вытеснителей роторные насосы подразделяют на роторно-вращательные и роторно-поступательные. В первых рабочие органы совершают лишь вращательное движение, а во вторых – одновременно с вращательным еще и возвратно-поступательное движение относительно ротора.

Роторно-вращательные насосы подразделяют на зубчатые и винтовые. В зубчатых насосах ротор и вытеснитель имеют форму зубчатых колес, а жидкость перемещается в плоскости их вращения. В винтовых насосах ротор имеет форму винта, который одновременно выполняет функцию вытеснителя, а жидкость в насосе перемещается вдоль осей вращения винтов. Основная разновидность зубчатых насосов – шестеренные.

К роторно-поступательным относятся шибберные (в основном пластинчатые) и роторно-поршневые насосы. Различие между ними заключается не только в форме вытеснителей (пластин и поршней) и характере движения жидкости в насосе, но и в способе ограничения (образования) рабочих камер. Если в пластинчатом насосе рабочие камеры ограничены двумя соседними вытеснителями (пластинами) и поверхностями ротора и статора, то в роторно-поршневых насосах они образованы внутри ротора и замыкаются вытеснителями.

Роторно-поршневые насосы по расположению рабочих камер делятся на радиально- и аксиально-поршневые. Характеристикой объемных насосов, в том числе роторных, называют (в отличие от характеристики лопастных насосов) зависимость подачи насоса от его давления при постоянной частоте вращения вала. Так как идеальная подача объемного насоса

определяется его рабочим объемом и частотой вращения, теоретическая характеристика насоса в системе координат  $0 - p_n$  изображается горизонтальной прямой (рис. 4, а).

Действительная подача насоса отличается от идеальной на величину утечек через неплотности рабочих камер (зазоры) из полости нагнетания в полость всасывания (внутренние утечки) и наружу (внешние утечки).

На рис. 4, а  $Q_n$  – идеальная подача;  $q_{ут}$  – утечки из полости нагнетания в полость всасывания. Таким образом,  $Q = Q_n - q_{ут}$ .

Так как уплотняющие зазоры в насосах имеют малое поперечное сечение и большую длину, а вязкость жидкости обычно значительна, режим течения жидкости в этих зазорах, как правило, ламинарный, поэтому для зазоров справедлив закон сопротивления Пуазейля. Следовательно, расход утечек

$$q_{ут} = AP_n/\mu,$$

где  $A$  – величина, зависящая от конструкции насоса и зазоров, ее можно считать постоянной для данного насоса;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости жидкости.

Давление насоса  $P_n$  для жидкости, перетекающей через зазоры, представляет собой потери давления на трение по длине.

Наличие утечек показывает, что действительная характеристика роторного насоса в системе координат  $Q - P_n$  изображается наклонной прямой. При этом чем совершеннее насос, тем ближе эта прямая к идеальной характеристике (тем больше «жесткость» характеристики).

Именно в таком виде характеристики роторных насосов приводятся в каталогах и используются при эксплуатации гидромашин. Однако при выполнении графоаналитических расчетов гидравлических систем с использованием характеристик насосов удобнее последние изображать так же, как и характеристики лопастных насосов: в виде зависимости  $H_n$  (или  $P_n$ ) от  $Q$  (рис. 4, б).

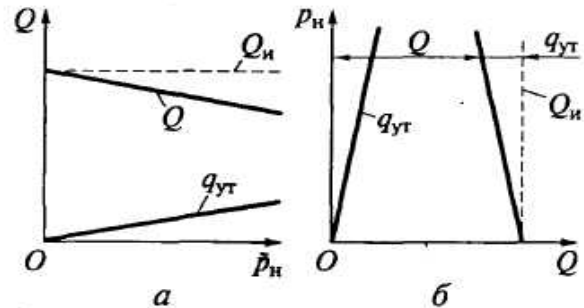


Рис. 4. Характеристики роторного насоса: а – зависимость действительной подачи  $Q$  от давления насоса  $P_n$ ; б – зависимость давления насоса  $P_n$  от действительной подачи  $Q$

Экспериментальные характеристики роторных насосов обычно получают в виде зависимостей  $Q = f(P_n)$  для нескольких значений частоты вращения  $n$  вала насоса. При испытаниях регулируемых насосов для каждого значения  $n = \text{const}$  определяют дополнительно характеристики, соответствующие нескольким значениям рабочего объема насоса  $V_0$ .

При уменьшении рабочего объема насоса его КПД также существенно уменьшается.

Кавитационные характеристики роторных насосов строят так же, как и поршневых: либо при  $P_n = \text{const}$ ,  $n = \text{const}$  и постепенном уменьшении давления  $P_1$  на входе в насос, либо при возрастающей частоте вращения  $n$  вала насоса и  $P_1 = \text{const}$ .

**Радиально-поршневые гидромашины.** Одна из самых важных и распространенных модификаций радиально-поршневых гидромашин – высокомоментные гидромашины (гидромоторы). Их применяют в объемных гидропередачах, которые должны обеспечить медленное, равномерное и регулируемое по частоте вращения приводимого механизма, не зависящее от момента его сопротивления.

Для получения большого момента без существенного увеличения габаритных размеров гидромотора, т. е. хода  $h$  и диаметра  $d_n$  поршня, а также без чрезмерного повышения давления и числа поршней следует увеличивать кратность  $k$  действия поршней. Тогда

$$M = (P_2 - P_1) V_0 / 2\pi.$$

Обычно  $k = 6 \dots 8$ . Радиально-поршневые гидромоторы позволяют получить частоту вращения от долей оборота до нескольких десятков оборотов в минуту.

На рис. 5 приведена конструкция гидромотора шестикратного действия с одиннадцатью поршнями. Четное число кратности действия позволяет устранить радиальные силы давления блока цилиндров 4 на подшипники 7 и 12. Поршни 3 опираются на статор 1 роликами с опорами качения 2, а боковые силы передаются блоку цилиндров ползунами 6.

Во избежание отрыва поршней от статора при их замедлениях в зонах низкого давления и вследствие этого ударов о статор применены контрнаправляющие кулачки 9 под поршнями.

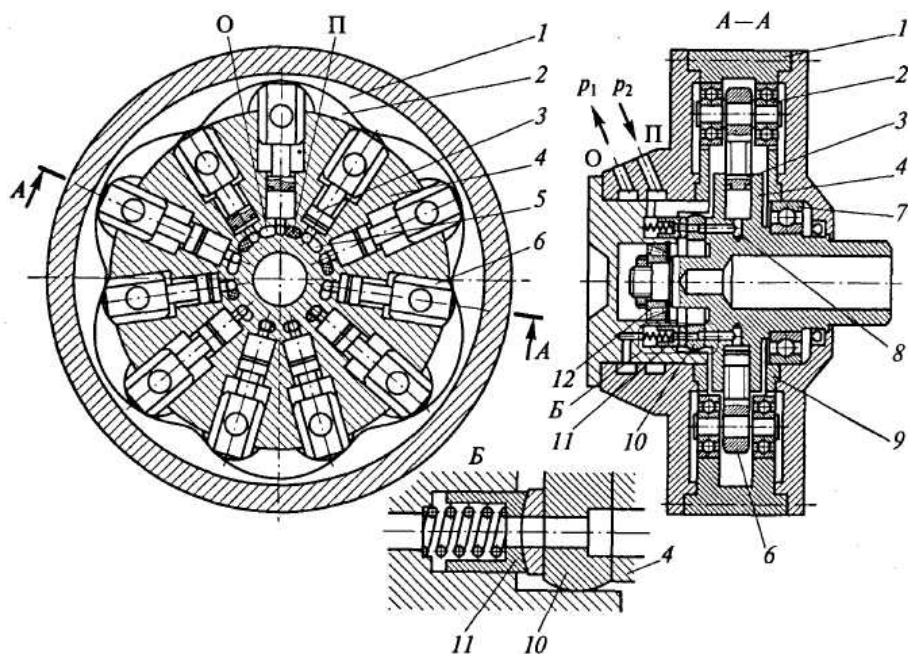


Рис. 5. Радиально-поршневой гидромотор многократного действия (высокомоментный гидромотор): 1 – статор; 2 – опора качения роликов; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров; 5 – дуговое окно; 6 – ползун; 7, 12 – подшипники; 8 – канал; 9 – контрнаправляющий кулачок; 10 – торцовый распределитель; 11 – стакан; О – камера отвода; П – камера подвода;  $p_1$  – давление отвода;  $p_2$  – давление подвода

В гидромоторе использована самоориентирующаяся плоская торцовая система распределения, обеспечивающая герметичность лучше, чем цапфенная, которая обязательно образует с блоком цилиндров технологический зазор. На торцовом распределителе 10 выполнено  $2z$  дуговых окна 5, поочередно соединенных с камерами подвода П и отвода О. Половину каждого углового цикла  $2\pi$  ( $2k$ ) при движении поршня канал 8 цилиндра соединен с окном камеры О, а другую половину при выдвигании – с окном камеры П. Для самоориентации распределителя относительно торца блока цилиндров он установлен и поджат к блоку стаканами 11 со сферическими шайбами, допускающими перекосы распределителя без нарушения герметичности его прилегания к блоку. Одновременно стаканы соединяют окна с камерами подвода и отвода жидкости.

**Задача 1.** Спроектируйте радиально-поршневой насос на подачу  $Q_n = 1,7$  л/с и рабочее давление  $P_n = 20$  МПа, если полный КПД насоса  $\eta_0 = 0,96$ ,  $n_n = 1470$  об/мин.

**Решение.** Теоретическая подача насоса

$$Q_{нт} = Q_n / \eta_0 = 1,7 / 0,96 = 1,77 \text{ л/с.}$$

Рабочий объем насоса определим по принятой частоте вращения вала насоса:

$$V_n = \frac{Q_{нт}}{n_n} = \frac{1,77 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{1470} = 72,2 \text{ см}^3.$$

Приняв число поршней  $z = 5$ , найдем объем одного поршня:

$$V_{п} = \frac{V_n}{z} = \frac{72,2}{5} = 14,4 \text{ см}^3,$$

тогда диаметр поршня при  $e = 0,6$  составит

$$d = \sqrt{\frac{4V_{п}}{3,14 \cdot 2e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,4}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,6}} = 39,1 \text{ мм.}$$

Длина поршня  $l = 2(e + d) = 2(6 + 39,1) = 90,2$  мм.

Диаметр оси ротора  $D_o = 5 \cdot 39,1 = 195,5$  мм.

Диаметр ротора  $D_p = 195,5 + 2 \cdot 89 = 373,5$  мм.

Внутренний диаметр статора  $D_c = 373,5 + 2 \cdot 6 = 385,5$  мм.

Диаметр распределительного канала при числе каналов  $m = 2$  и скорости потока  $v = 3$  м/с определим следующим образом:

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{нт}}{\pi m v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,77 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2 \cdot 3}} = 19,4 \text{ мм.}$$

Теоретическая мощность насоса при заданном давлении эквивалентна теоретической подаче и определяется из выражения

$$N_{нт} = Q_{нт} P_n,$$

$$N_{нт} = 1,77 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^6 = 35,4 \text{ кВт.}$$

Полезную мощность насоса находим из выражения

$$N_{пол} = \frac{N_{нт}}{\eta_0} = \frac{35,4}{0,96} = 36,9 \text{ кВт.}$$

**Пластинчатые гидромашины.** Благодаря малым габаритам, удобству встраивания и высокому КПД пластинчатые гидромашины широко применяют в гидроприводах станков и других машин. Особен-



но распространены пластинчатые нерегулируемые насосы двукратного действия для диапазона давлений 7 – 14 МПа, отличающиеся большой надежностью.

Основные части простейшего пластинчатого насоса однократного действия (рис. 6) – вращающийся ротор 1, помещенный с эксцентриситетом  $e$  в неподвижном кольце статора 2. В пазах  $b$  ротора находятся пластины 3, способные при вращении перемещаться радиально. Их наружные концы скользят по окружности статора  $R_c$ . В статоре прорезаны окна 4 и 5, соединенные с подводящей и отводящей линиями. Дуги перемычек между окнами соответствуют угловому шагу между пластинами  $4\pi/Z$  (где  $Z$  – число пластин),  $\Delta$  – толщина пластины.

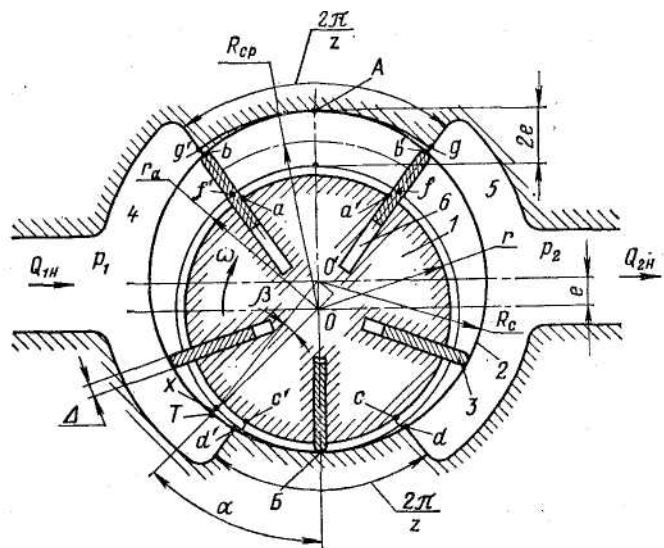


Рис. 6. Схема пластинчатого насоса однократного действия

Рабочий объем пластинчатой гидромашины определяется радиусом статора  $R_c$  и активным радиусом ротора  $r_a$ , которые связаны соотношением  $R_c - r_a = e$ . Радиус  $r_a$  больше радиуса ротора  $r$  на величину минимального зазора между ротором и статором против мертвой точки Б. Когда объем между двумя соседними пластинами находится против нижней мертвой точки Б, он минимален; при нахождении против верхней мертвой точки А – максимален. За один оборот ротора из области с давлением  $P_1$  в область с давлением  $P_2$  переносится  $Z$  объемов, характеризующих разность объемов в точках А и Б.

Максимальный объем между пластинами составляет

$$V_{\max_{\text{пл}}} = \left[ \left( \frac{2\pi(r_a + e)}{Z} - \Delta \right) 2eb \right],$$

где  $b$  – ширина статора,  $R_c = r_a + e$ .

Рабочий объем гидромашины

$$V_{\text{раб}} = V_{\max_{\text{пл}}} Z = 2eb (2\pi R_c - \Delta Z).$$

Тогда производительность насоса

$$Q_n = \omega V_{\text{раб}} = 2eb (2\pi R - \Delta Z) \omega, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необходимость использования центробежных сил для выдвигания пластин ограничивает минимальную частоту вращения  $\eta_{\min} > (0,4/0,6) \eta_{\max}$ . Особенно важно это в начальный период после пуска насоса, когда рабочая жидкость еще холодна и ее вязкость велика. Максимальная частота вращения ограничивается возможностью возникновения кавитации. КПД пластинчатого насоса  $\eta = 0,5 \dots 0,8$ . В насосах однократного действия расход можно менять, регулируя эксцентриситет.

Пластинчатые насосы двукратного или тройного действия нерегулируемые, при  $Z > 8$  они уменьшают пульсации потока жидкости. Эти насосы обладают свойством обратимости, т. е. подачи жидкости в обратном направлении. Просты в изготовлении. Утечки возможны между торцами ротора и боковых дисков. Основные потери – механические, составляют  $\frac{3}{4}$  всех потерь энергии.

**Аксиально-поршневые гидромашины.** Аксиально-поршневые гидромашины при передаче равной мощности по сравнению с другими поршневыми гидромашинами отличаются наибольшей компактностью, а следовательно, наименьшей массой. Имея рабочие органы с малыми радиальными размерами и потому малым моментом инерции, они способны быстро изменять частоту вращения. Эти специальные свойства обусловили их широкое применение в качестве регулируемых и нерегулируемых насосов и гидромоторов для гидропередач, обслуживающих подвижные комплексы (дорожные, строительные, транспортные машины, авиационные и судовые системы), а также в следящих гидроприводах большой точности.

По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкций, аксиально-поршневые гидромашины разделяют на гидромашины с наклонным блоком цилиндров и наклонным диском. Основой является кривошипно-шатунный механизм. У гидромашин с наклонным блоком цилиндров (рис. 7) ось вала находится под углом к оси вращения блока цилиндров, а у гидромашин с наклонным диском ось блока цилиндров совпадает с осью вращения вала.

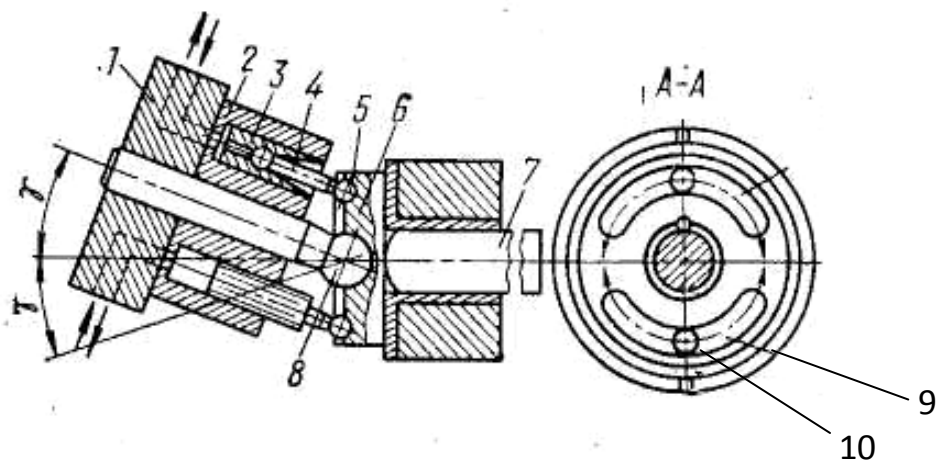


Рис. 7. Аксиально-поршневая гидромашина с наклонным блоком цилиндров:

1 – блок цилиндров (ротор); 2 – поршни; 3 – распределительная головка; 4 – центрирующий вал; 5 – штоки; 6 – диск; 7 – шарниры; 8 – вал (приводной вал насоса или вал гидродвигателя); 9 – дугообразные окна (всасывания и нагнетания); 10 – каналы всасывания и нагнетания

Приводной вал 8 жестко связан с диском 6. При вращении приводного вала вращается и диск, приводя во вращательное движение и блок цилиндров 1. В процессе совместного вращательного движения блока цилиндров и диска поршни совершают вращательное (переносное) и возвратно-поступательное движения, благодаря чему осуществляются процессы всасывания и нагнетания жидкости каждым поршнем. В аксиально-поршневых гидромашинах с наклонным блоком цилиндров (рис. 8) ось вала пересекается с осью ротора, образуя угол  $\gamma$ .

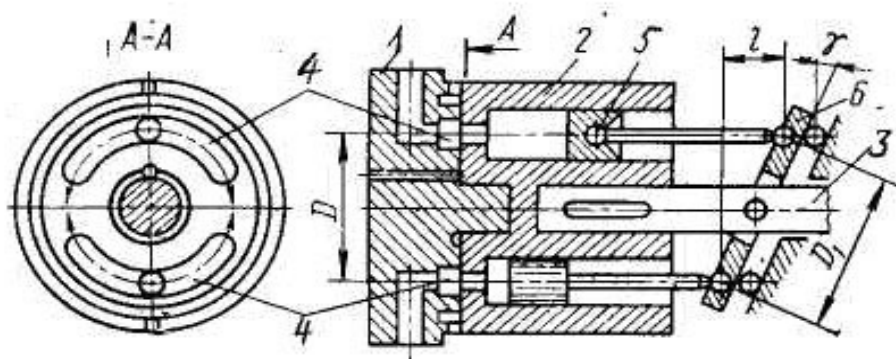


Рис. 8. Аксиально-поршневая гидромашина с наклонным диском

За один оборот диска каждый поршень диаметром  $d$  подает объем жидкости

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l,$$

где  $l$  – ход поршня.

Тогда теоретическая подача насоса

$$Q_{\text{нт}} = \frac{\pi d^2}{4} l \omega Z,$$

где  $Z$  – число поршней;  $\omega$  – частота вращения вала, 1/мин.

Можно определить  $l = D_{\text{д}} \sin \gamma = D_{\text{бц}} \operatorname{tg} \gamma$ , где  $D_{\text{д}}$  – диаметр диска;  $D_{\text{бц}}$  – диаметр блока цилиндров.

С учетом объемного КПД  $\eta_0$  подача насоса определяется выражением

$$Q = (\pi d^2/4) Z \omega D_{\text{д}} \sin \gamma \eta_0 \quad \text{или} \quad Q = (\pi d^2/4) Z \omega D_{\text{бц}} \operatorname{tg} \gamma \eta_0.$$

Увеличение или уменьшение подачи осуществляется посредством изменения угла  $\gamma$ . Обычно  $\gamma = 15 \dots 20^\circ$ . Регулирование подачи может быть ручным и автоматическим. Давление на выходе насоса  $P = 16 \dots 30$  МПа.

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском имеют КПД  $\eta = 0,89 \dots 0,91$  и используются в гидропередачах подвижных комплексов.

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком цилиндров применяют в основном в следящих гидроприводах высокой точности, а также в подвижных комплексах. Они имеют КПД  $\eta = 0,92 \dots 0,93$ .

Максимальная частота вращения вала электродвигателя (гидромотора) ограничивается возможностью возникновения кавитации.

**Задача 2.** Рассчитайте основные размеры аксиального роторно-поршневого насоса по следующим данным: полезная подача  $Q_{\text{н}} = 2,35$  л/с, рабочее давление  $P_{\text{н}} = 20$  МПа, частота вращения вала  $n_{\text{н}} = 1460$  об/мин;  $z = 7$ ;  $\eta = 0,98$ ; максимальный угол наклона диска  $\gamma = 18^\circ$ .

**Решение.** Определим теоретическую подачу насоса:

$$Q_{\text{нт}} = \frac{Q_{\text{н}}}{\eta} = \frac{2,35}{0,98} = 2,4 \text{ л/с},$$

тогда рабочий объем насоса составит

$$V_H = \frac{Q_{HT}}{n_H} = \frac{2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{1460} = 98,6 \text{ см}^3.$$

Из формулы для определения рабочего объема насоса

$$V_H = Shz = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma$$

найдем

$$Sh = \frac{Q_{HT}}{zn_H} = \frac{2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{7 \cdot 1460} = 14,09 \text{ см}^3.$$

Диаметр цилиндра при  $h/\alpha = 2$ , где  $\alpha = h/d = 1 \dots 2$ ; определим диаметр насоса

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V_H}{\pi z \alpha}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 99}{3,14 \cdot 7 \cdot 2}} = 2,1 \text{ см.}$$

При ходе поршня  $h = 2\alpha = 42$  мм диаметр осевой окружности блока составит

$$D = \frac{h}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{42}{0,36} = 117 \text{ мм.}$$

Теоретическую мощность насоса определим по формуле

$$N_{HT} = Q_{HT} P_H = 2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^6 = 48,0 \text{ кВт.}$$

Наружный диаметр блока в соответствии с принятыми соотношениями

$$D_6 = D + 1,6d = 117 + 1,6 \cdot 21 = 150,6 \text{ мм.}$$

**Шестеренные гидромашины.** Шестеренные гидромашины благодаря простоте конструкции получили широкое распространение в качестве нерегулируемых насосов, применяемых для питания гидropередач небольшой мощности с дроссельным управлением, подачи смазочного материала, питания систем управления.

Шестеренный насос с наружным зацеплением (рис. 9, 10) представляет собой пару, как правило, одинаковых шестерен 1 и 8, находящихся в зацеплении и помещенных в камеру, стенки которой охватывают их со всех сторон с малыми зазорами. Камеру образуют корпус 14 и боковые диски 2 и 13. По обе стороны области зацепления 15 в корпусе имеются полости В и Н, соединенные с линиями высокого  $p_2$  и низкого  $p_1$  давления соответственно. Перекачиваемая из полости В жидкость за-

полняет впадины между зубьями и перемещается в полость Н, где вытесняется в линию с давлением  $p_2$ .

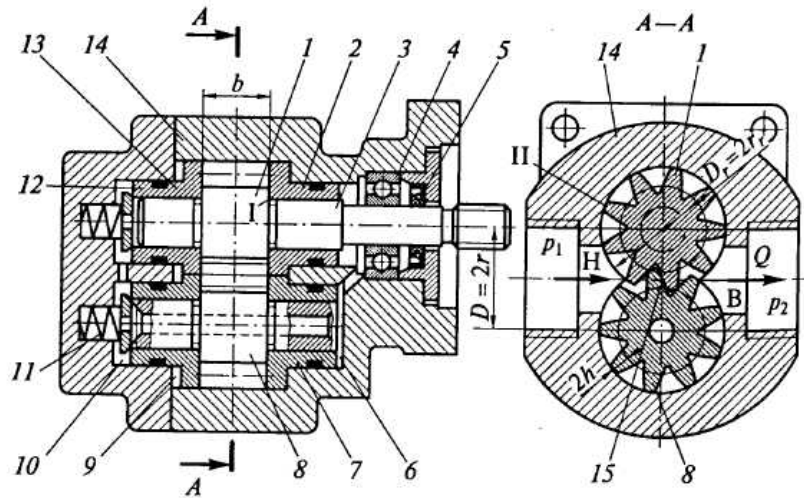


Рис. 9. Шестеренный насос:

1, 8 – шестерни; 2, 13 – боковые диски; 3 – вал; 4 – подшипник качения; 5 – уплотнение; 6, 10 – области насоса; 7, 12 – подшипники скольжения; 9 – камера; 11 – пружина; 14 – корпус; 15 – область зацепления; В, Н – полости высокого  $p_2$  и низкого  $p_1$  давления соответственно;  $b$  – ширина шестерни;  $D, r$  – диаметр, радиус начальной окружности шестерни;  $D_r, r_r$  – диаметр, радиус наружной окружности шестерни;  $2h$  – высота головки зуба шестерни;  $Q$  – подача

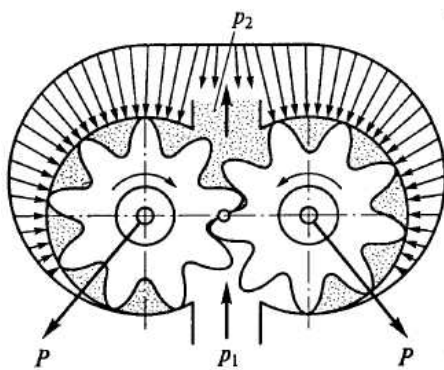


Рис. 10. Распределение давления жидкости по окружности шестерен:  $P$  – равнодействующие силы давления;  $p_1, p_2$  – соответственно низкое и высокое давление

На рис. 10 показана схема распределения давления жидкости по периметру шестерен. Благодаря утечкам между корпусом и головками зубьев давление постепенно снижается от  $p_2$  до  $p_1$ . Действие давления сводится к равнодействующим силам давления  $P$ , которые порождают значительные нагрузки на подшипники 7 и 12 (см. рис. 9). Неравномерность подачи вызывает пульсацию этих нагрузок. Из-за увеличения числа зубьев увеличиваются размеры шестерен, что приводит к возрастанию нагрузок на подшипник. В любом случае из-за неблагоприятных условий

работы подшипников необходимо увеличивать их размеры, а следовательно, и размеры насоса.

В шестеренных гидромоторах вследствие больших значений коэффициента неравномерности подачи возникают неравномерность вращения и пульсации давления в гидропередаче, поэтому их применяют сравнительно редко.

Потери энергии на трение в шестеренных насосах велики и обусловлены трением торцов шестерен о боковые диски, торцов зубьев о корпус и трением в подшипниках и уплотнениях.

Утечки из области, находящейся под давлением  $p_2$ , в область с давлением  $p_1$  происходят через торцовые, радиальные зазоры и неплотности в области зацепления. В шестеренных насосах в отличие от пластинчатых радиальные зазоры трудно сделать самоуплотняющимися. Их величина определяется только точностью изготовления корпуса, шестерен и подшипников. Износ подшипников нарушает герметичность насоса. Для уменьшения утечек по торцовым зазорам часто применяют гидравлический поджим боковых дисков. Для этого в камеры под боковые диски подводят жидкость под давлением  $p_2$ . Начальный поджим производится пружинами. Для самоориентации шестерен между боковыми дисками, а также для отвода утечек области насоса за торцами осей шестерен соединяют с областью, находящейся под давлением  $p_1$ . Незначительная остаточная осевая сила, действующая на ведущий вал, воспринимается подшипником качения.

Из-за отсутствия самоуплотнения радиальных зазоров утечки в шестеренных гидромашинах при прочих равных условиях больше, чем в пластинчатых. Развитые поверхности трения вызывают значительные механические потери, поэтому КПД гидромашин наружного зацепления без уплотняющих втулок не превышает 0,6...0,7, а с использованием уплотняющих втулок повышается до 0,89...0,92. При применении простейшего наружного зубчатого зацепления габаритные размеры и масса шестеренных гидромашин относительно большие. Шестеренный насос чрезвычайно трудно сделать с регулируемым объемом  $V_0$ . Устранение приведенных недостатков связано с усложнением конструкции шестеренных машин. Так, равномерность подачи можно увеличить путем применения косозубых и шевронных шестерен [5].

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. 11). Ведущей частью является внутренняя шестерня 4 с наружными зубьями. Подводящее 1, отводящее 3 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая

шестерня 2 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. Между шестернями размещается серпообразный уплотняющий элемент 5.

По размерам и массе насосы с внутренним зацеплением при одинаковых рабочих объемах практически не уступают пластинчатым и значительно превосходят насосы с наружным зацеплением. Преимущество шестеренных насосов с внутренним зацеплением по сравнению с пластинчатыми насосами – отсутствие контактного трения, возникающего между пластинами и статором и ограничивающего максимальное давление пластинчатого насоса.

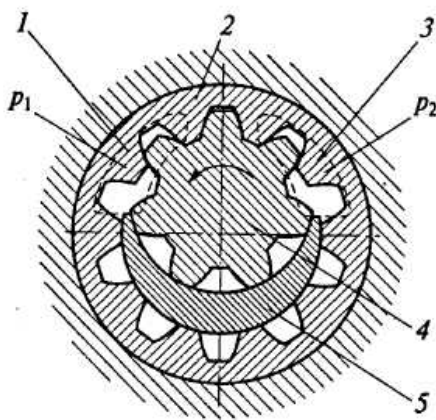


Рис. 11. Шестеренный насос с внутренним зацеплением: 1 – подводящее окно; 2 – охватывающая шестерня; 3 – отводящее окно; 4 – внутренняя шестерня; 5 – уплотняющий элемент;  $p_1$ ,  $p_2$  – соответственно низкое и высокое давление

такого типа превосходят по энергоемкости и КПД пластинчатые гидромашин и успешно конкурируют с нерегулируемыми поршневыми гидромашин.

Шестеренные гидромашин с внутренним зацеплением – машин высокого класса, требующие высокой точности изготовления. Наиболее широко распространены простейшие шестеренные насосы с наружным зацеплением, имеющие наименьшую стоимость из всех объемных гидромашин. Их применяют в менее ответственных случаях при средних и малых давлениях ( $P_H < 10$  МПа) для реализации небольших мощностей.

В насосе с внутренним зацеплением шестерни ориентированы подшипниками, и всюду, кроме места зацепления, могут быть гарантированы зазоры, определяемые точностью изготовления. Если точность изготовления позволяет получать малые зазоры, такие насосы способны работать с малыми утечками при давлениях, превосходящих пределы, доступные для пластинчатых гидромашин. При высоких давлениях (свыше 20 МПа) фактором, ограничивающим давление насоса с внутренним зацеплением, становится работоспособность подшипников. При обеспечении долговечности подшипников и высокой точности изготовления шестерен насосы



**Задача 3.** Определите основные размеры шестеренного насоса по следующим данным:  $Q_n = 60$  л/мин;  $P_n = 2$  МПа;  $n = 1450$  мин<sup>-1</sup>; число зубьев  $z = 14$ ; объемный КПД  $\eta_0 = 0,92$ .

**Решение.** Определим теоретическую подачу насоса

$$Q_{нт} = \frac{Q_n}{\eta_0} = \frac{60}{0,92} = 65 \text{ л/мин.}$$

Модуль зацепления находим по эмпирическому выражению

$$m = 0,5\sqrt{65} = 4 \text{ мм.}$$

Диаметр начальной окружности шестерни

$$D = mz = 4 \cdot 14 = 56 \text{ мм.}$$

Ширину шестерни найдем из формулы подачи:

$$b = \frac{Q_{нт}}{2\pi m^2 z n} = \frac{65 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 14 \cdot 1450} = 3,2 \text{ см.}$$

Рабочий объем насоса определим из выражения

$$V_n = \frac{Q_{нт}}{n} = \frac{65 \cdot 10^3}{1450} = 45 \text{ см}^3.$$

Полезная мощность насоса  $N_n = Q_n \cdot P_n = (60 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^6) / 60 = 2$  кВт.

Приводная мощность

$$N_{нп} = \frac{N_n}{\eta_0 \eta_d},$$

где  $\eta_0$  – объемный КПД;  $\eta_d = 0,95$  – механический КПД приводного двигателя.

$$N_{нп} = \frac{2}{0,92 \cdot 0,95} = 2,29 \text{ кВт.}$$

#### 4. СИЛОВЫЕ ГИДРОЦИЛИНДРЫ. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ

К объемным гидродвигателям относят:

- гидромоторы, использующие энергию потока жидкости и сообщающие выходному валу неограниченное вращательное движение;
- поворотные гидродвигатели, сообщающие выходному валу ограниченное вращательное движение;
- силовые гидроцилиндры, сообщающие выходному звену поступательное движение.

Гидроцилиндры широко применяют во всех отраслях техники и особенно часто в строительных, землеройных, подъемно-транспортных, дорожных машинах, а также в технологическом оборудовании: металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах.

Гидроцилиндры могут быть одноштоковыми одностороннего или двустороннего действия, с двусторонним штоком, с закрепленным поршнем или закрепленным цилиндром.

По конструкции рабочей камеры цилиндры делят:

- на поршневые со штоком, у которых рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня;
- плунжерные, у которых рабочая камера образована рабочими поверхностями корпуса и плунжера со штоком.

Пример поршневого гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком представлен на рис. 12.

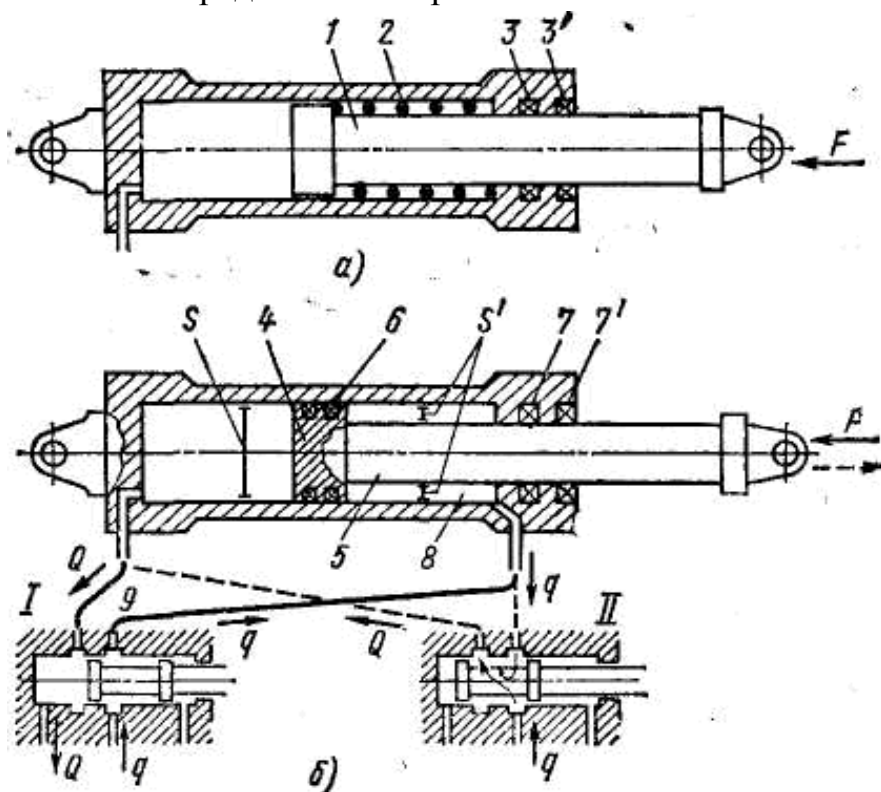


Рис. 12. Схема одноштоковых гидроцилиндров:

*a* – одностороннего действия с возвратной пружиной;

*б* – двустороннего действия с управлением по дифференциальной схеме:

*1* – плунжер; *2* – пружина; *3* и *3'* – основное и грязезащитное уплотнения; *4* – поршень; *5* – шток; *6* и *7, 7'* – внутренний и наружный уплотнители; *8* – штоковая полость; *9* – питающая линия; *Q* – подводимый расход в левую полость гидроцилиндра; *q* – подводимый расход в правую полость гидроцилиндра; *F* – внешняя сила

Рассмотрим работу гидроцилиндра, изображенного на рис. 12, а. Движение поршня осуществляется вправо и влево. Активные площади поршня у такого гидроцилиндра с разных сторон неодинаковы. Активная

площадь с левой стороны  $S_{\text{л}} = \frac{\pi D^2}{4}$ ; скорость перемещения  $v_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{л}}}{S_{\text{л}}} = \frac{4Q_{\text{л}}}{\pi D^2}$ , где  $D$  – диаметр поршня.

Активная площадь с правой стороны  $S_{\text{пр}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$ ;  $v_{\text{л}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{S_{\text{пр}}} = \frac{4Q_{\text{пр}}}{\pi(D^2 - d^2)}$ , где  $d$  – диаметр штока;  $Q_{\text{л}}$ ,  $Q_{\text{пр}}$  – расходы рабочей

жидкости в левой и правой частях гидроцилиндра.

Соответственно усилия перемещения

$$F_{\text{л}} = p_{\text{л}} S_{\text{л}} = p_{\text{л}} \frac{\pi D^2}{4} < F_{\text{пр}} = p_{\text{пр}} S_{\text{пр}} = \frac{p_{\text{пр}} \pi (D^2 - d^2)}{4} \quad \text{при} \quad Q_{\text{л}} = Q_{\text{пр}}.$$

Отсюда скорость перемещения влево будет больше, если расходы рабочей жидкости  $Q_{\text{л}}$  и  $Q_{\text{пр}}$  одинаковые. Для устранения этого эффекта, если он нежелателен, подключение гидроцилиндра осуществляется при помощи золотника по дифференциальной схеме (рис. 12, б).

Штоковая полость справа непрерывно соединена с питающей линией  $q_{\text{л}}$ . Если при этом  $S_{\text{л}} = 2S_{\text{пр}}$ , то при движении вправо (позиция золотника I) и влево (позиция II) скорость и сила ( $F_{\text{л}} = F_{\text{пр}}$ ) будут одинаковые.

В общем виде уравнение движения поршня можно описать следующим уравнением (поршень движется вправо):

$$p_{\text{л}} S_{\text{л}} = p_{\text{пр}} S_{\text{пр}} + F_{\text{тр}} \pm F_{\text{технол}} + ma,$$

где  $S_{\text{л}} = \frac{\pi D^2}{4}$ ;  $S_{\text{пр}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$ ;  $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} + F_{\text{тр3}}$ , где  $F_{\text{тр1}}$  – сила трения поршня о гильзу;  $F_{\text{тр2}}$  – сила трения штока о фланец;  $F_{\text{тр3}}$  – сила трения технологической нагрузки;  $F_{\text{технол}}$  – технологическое усилие перемещения груза, действующего на шток;  $m = m_1 + m_2 + m_3$ , где  $m_1$  – масса поршня;  $m_2$  – масса штока;  $m_3$  – масса технологической нагрузки;  $a$  – ускорение.

$$\begin{aligned} ma &= p_{\text{л}} S_{\text{л}} - p_{\text{пр}} S_{\text{пр}} - F_{\text{тр}} \pm F_{\text{технол}}; \\ a &= (1/m) (p_{\text{л}} S_{\text{л}} - p_{\text{пр}} S_{\text{пр}} - F_{\text{тр}} \pm F_{\text{технол}}). \end{aligned}$$

$$\int_{t_1}^{t_2} a dt = v + C_1, \quad \int_{t_1}^{t_2} v dt = X + C_1,$$

где  $X = f(t)$  – закон движения поршня.

$$\text{Механический КПД } \eta_M = \frac{p_{\text{л}} S_{\text{л}}}{p_{\text{л}} S_{\text{л}} + F_{\text{тр}}}.$$

$$\text{Объемный КПД } \eta_o = \frac{v_{\text{л}} S_{\text{л}}}{v_{\text{л}} S_{\text{л}} + q_{\text{утечки}}}.$$

Количество уплотнений, являющихся источниками трения и местами наружных и внутренних утечек, определяет объемный и механический КПД гидроцилиндра, а также его надежность. Меньший КПД при прочих равных условиях имеет гидроцилиндр с двусторонним штоком.

Широкое распространение нашли телескопические гидроцилиндры (рис. 13). Их применяют в случаях, когда желаемый ход превышает допустимую установочную длину гидроцилиндра.

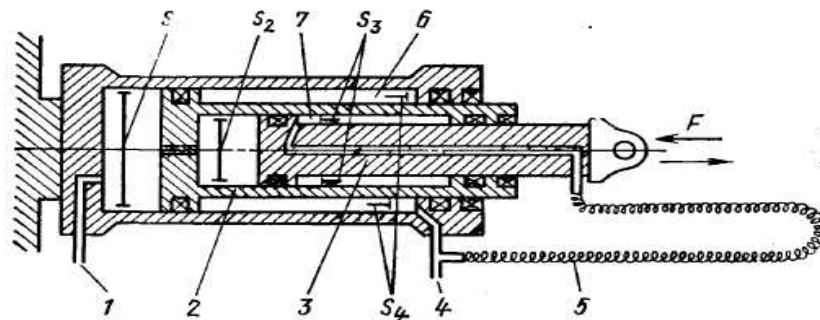


Рис. 13. Телескопический гидроцилиндр

Выдвижение секций цилиндра, если он питается через линию 1 от источника постоянного расхода  $Q$ , будет происходить с разными скоростями и, если преодолеваемая сила  $F$  постоянна, при разных давлениях. При выдвигении первым смещается до упора поршень 2 с малой скоростью  $v_1 = \frac{Q}{S_1}$  при меньшем давлении  $p_1 = \frac{F}{S_1}$ .

После полного выдвигения поршня 2 начинает перемещаться до полного выдвигения поршень 3, площадь которого  $S_2$ . При этом скорость увеличивается до  $v_2 = \frac{Q}{S_2}$ , а давление возрастает до  $p_2 = \frac{F}{S_2}$ . Выдвижение секций производится либо под действием силы  $F_1$ , либо путем подачи рас-

хода  $Q$  через линию 4 в плоскости 6 и 7 через рукав 5. Число секций может достигать шести (известно из практики).

При малых давлениях и перемещениях  $h$  в качестве гидро- и пневмодвигателей поступательного движения применяют мембранные и сильфонные системы (рис. 14). Их достоинства – компактность и незначительные трение и утечки.

**Задача 4.** Определите основные рабочие параметры силового цилиндра по следующим данным: рабочая нагрузка  $F = 8\,000$  Н, максимальная скорость перемещения поршня  $v = 0,5$  м/с, время разгона поршня от 0 до 0,5 м/с  $\Delta t = 0,1$  с и  $P = 3$  МПа.

**Решение.** Сила инерции в период разгона определяется по формуле

$$F_{\text{и}} = \frac{F}{\Delta t g} (v - 0) = \frac{8\,000 \cdot 0,5}{0,1 \cdot 9,81} = 4\,077 \text{ Н.}$$

При постоянном ускорении длина пути разгона составит

$$L = \frac{Fv^2}{2F_{\text{и}}g} = \frac{8\,000 \cdot 0,5^2}{4\,077 \cdot 2 \cdot 9,81} = 2,5 \text{ см.}$$

Общее усилие на поршне  $F_{\text{п}} = F + F_{\text{и}} = 8\,000 + 4\,077 = 12\,077$  Н, тогда диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{k \frac{4F_{\text{п}}}{\pi P}} = \sqrt{1,5 \cdot \frac{4 \cdot 12\,077 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 3 \cdot 10^6}} = 8,8 \text{ см,}$$

где  $k$  – коэффициент потерь. Примем  $k = 1,5$ .

Сила трения в цилиндре определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = f \pi D b p_k$$

где  $f$  – коэффициент трения (примем  $f = 0,2$ );  $b$  – ширина уплотнения (примем  $b = 4$  см);  $p_k$  – величина давления на контактную поверхность (примем  $p_k = 2,2$  Н/см<sup>2</sup>), тогда

$$F_{\text{тр}} = 0,2 \cdot 3,14 \cdot 8,8 \cdot 4 \cdot 2,2 = 48,6 \text{ Н.}$$

Требуемая подача насоса

$$Q_{\text{н}} = S_{\text{п}} v = 60,8 \cdot 0,5 \cdot 100 = 30,4 \cdot 10^2 \text{ см}^3/\text{с} = 0,304 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с,}$$

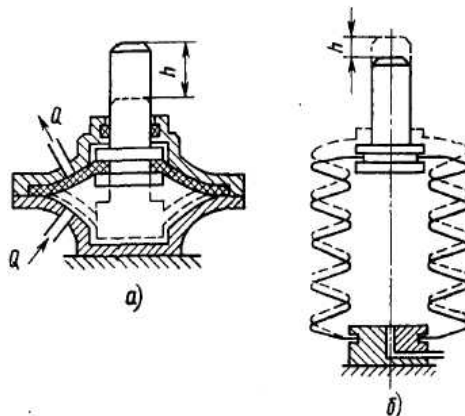


Рис. 14. Гидродвигатели поступательного движения:

$a$  – мембранный;  $b$  – сильфонный

где  $S_{\text{п}}$  – площадь поршня,  $S_{\text{п}} = 60,8 \text{ см}^2$ .

Мощность гидроцилиндра при статической нагрузке

$$N = Fv = 8\,000 \cdot 0,5 = 4 \text{ кВт.}$$

Мощность, расходуемая на трение, составит

$$N_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}v = 48,6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 24,3 \cdot 10^{-3} \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезного действия цилиндра

$$\eta = \frac{N}{N + N_{\text{тр}}} = \frac{4}{4 + 0,0243} = 0,99.$$

## 5. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

**Устройство и принцип действия центробежных насосов.** Одноколенный центробежный насос (рис. 15) имеет следующие основные части: вал 9, рабочее колесо 8 с лопатками 3, корпус насоса 4, всасывающую трубу 2, нагнетательную трубу 6, раструб, или диффузор 7, приемный клапан с предохранительной сеткой 1, отверстие 5 для заливки насоса. В местах выхода вала из кожуха устанавливают сальники, предназначенные для устранения вытекания жидкости из насоса и просачивания в него воздуха. Рабочее колесо насоса отливают обычно вместе с лопатками из стали, чугуна или

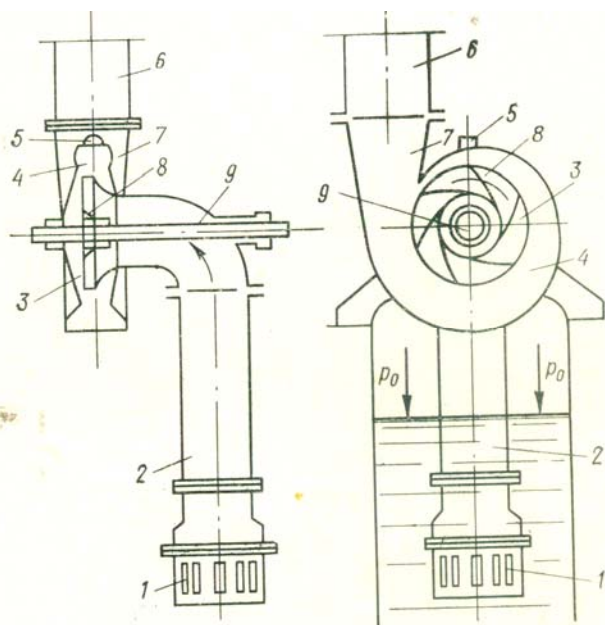


Рис. 15. Одноколенный центробежный насос

бронзы. Оно может быть с односторонним или двусторонним подводом жидкости. Число лопаток у насосов различных типов – от 2 до 12.

Корпус у большинства насосов отливают в виде спиральной камеры, которая служит для плавного отвода жидкости из рабочего колеса в нагнетательную трубу. Спиральная камера имеет спираль, язык и диффузор. Уменьшение скорости движения потока в спиральной камере происходит лишь в диффузоре. В самой же

спирали жидкость движется с постоянной скоростью, а радиальные сечения спирали увеличиваются к выходу, начиная от языка.

В некоторых конструкциях насосов на выходе из рабочего колеса устанавливают направляющий аппарат, предназначенный для тех же целей, что и спиральная камера. Направляющий аппарат имеет два неподвижных кольцевых диска с лопатками между ними.

Для наблюдения за режимом работы насоса на всасывающей трубе устанавливают вакуумметр, а на нагнетательной трубе – манометр. Регулирование подачи и напора насоса осуществляют задвижкой, монтируемой на нагнетательной трубе.

В некоторых случаях нагнетательную трубу снабжают предохранительным клапаном или сбросным устройством для защиты от повышенного давления, появляющегося при гидравлическом ударе во время быстрой остановки насоса.

Принцип действия центробежного насоса основан на работе центробежных сил, возникающих в потоке жидкости, проходящем через рабочее колесо. Перед пуском в насос (см. рис. 15) заливают жидкость через отверстие 5. После того как жидкость заполнит корпус насоса и всасывающую трубу, пускают двигатель, который приводит во вращение рабочее колесо насоса. Под действием центробежных сил жидкость, находящаяся в насосе, начинает двигаться по каналам между лопатками рабочего колеса в направлении от его центра к окружности. Вследствие этого при входе в рабочее колесо в его центральной части образуется разрежение, благодаря которому жидкость из резервуара по всасывающей трубе поступает в эту зону рабочего колеса, а оттуда под действием центробежных сил отбрасывается к внешней окружности. Таким образом, при постоянном вращении рабочего колеса обеспечивается непрерывное движение жидкости в насосе и подача ее в нагнетательную трубу.

Очень важно, чтобы поток жидкости, входящий в рабочее колесо и выходящий из него, испытывал по возможности наименьшие гидравлические сопротивления, так как в противном случае в насосе происходят большие потери энергии.

**Классификация центробежных насосов.** Центробежные насосы принято классифицировать по следующим основным признакам: создаваемому напору, числу рабочих колес, способу подвода жидкости в рабочее колесо и отвода ее, способу соединения вала рабочего колеса с двигателем, расположению вала насоса и другим признакам.

По создаваемому напору различают центробежные насосы:

– низкого давления, развивающие напор до 20 м;

- среднего давления с напором от 20 до 60 м;
- высокого давления, создающие напор свыше 60 м.

По числу рабочих колес центробежные насосы делят на одноколесные и многоколесные. Многоколесные насосы (от 2 до 12), в свою очередь, подразделяются на многопоточные и многоступенчатые.

В многопоточных насосах рабочие колеса соединены параллельно, и общий напор насоса равен напору одного колеса, а подача насоса равна сумме подач всех рабочих колес.

Многоколесные насосы с последовательным соединением рабочих колес называют многоступенчатыми. В них жидкость проходит через последовательно соединенные рабочие колеса, и напор насоса равен сумме напоров, создаваемых всеми рабочими колесами, а подача насоса равна подаче одного рабочего колеса.

По условиям прочности рабочего колеса многоступенчатые насосы с одним чугунным рабочим колесом могут развивать напор до 30 – 40 м и реже до 70 м, а с бронзовым рабочим колесом – до 100 – 120 м, поэтому для создания больших напоров применяют многоколесные насосы с последовательным соединением рабочих колес.

По способу подвода жидкости в рабочее колесо различают центробежные насосы с односторонним и двусторонним подводом жидкости.

По способу отвода жидкости из рабочего колеса центробежные насосы делят на насосы без направляющего аппарата и с направляющим аппаратом. В насосах без направляющего аппарата жидкость поступает из рабочего колеса в спиральный канал кожуха и затем отводится либо в напорную трубу через диффузор (одноколесный насос), либо по поперечным каналам к следующему рабочему колесу (многоступенчатый насос). В насосах с направляющими аппаратами жидкость, прежде чем попасть в спиральный кожух или канал, ведущий к следующему колесу, проходит через направляющий аппарат.

По расположению вала центробежные насосы подразделяют на горизонтальные и вертикальные. Большинство насосов имеет горизонтальный вал. Насосы с вертикальным валом используют главным образом для откачки воды и других жидкостей из глубоких колодцев и скважин.

По способу соединения вала рабочего колеса с двигателем различают насосы, имеющие общий вал с двигателем, соединяемый с ним при помощи муфты, и насосы приводные, соединяемые с двигателем при помощи ременной или других передач.



## ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

**Плотность, вязкость, коэффициенты объемного расширения и сжатия  
некоторых жидкостей**

(при  $p_{атм} = 101\ 325\ \text{Н/м}^2$  или  $p_{атм} = 760\ \text{мм рт. ст.}$  и  $T = 293\ \text{К}$  или  $t = 20\ \text{°C}$ )

Наименование жидкости	Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Динамический коэффициент вязкости, $\mu \cdot 10^3$ , Н·с/м <sup>2</sup>	Кинематический коэффициент вязкости, $\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Коэффициент объемного расширения, $\beta_t \cdot 10^3$ , град <sup>-1</sup>	Коэффициент объемного сжатия, $\beta_V \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup> /МН
Вода	998,2	1,00	1,006	0,20	0,49
Этиловый спирт	790	1,20	1,52	1,10	0,78
Ртуть	13546	1,54	0,114	0,18	0,039
Глицерин	1260	1490	11800	0,49	0,25
Керосин	820	2,05	2,5	0,96	0,77
Воздух	1,2	0,0179	14,9	—	—
Метан	0,668	0,0111	16,6	—	—

*Примечания.* 1. Значения  $\rho$ ,  $\mu$  и  $\nu$  для воздуха и метана приведены при относительной влажности  $\phi = 0,5$ . 2. При выполнении технических расчетов можно принимать следующие значения плотности воды и ртути:  $\rho_{в} = 1000\ \text{кг/м}^3$ ,  $\rho_{рт} = 13600\ \text{кг/м}^3$ .

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

**Техническая характеристика некоторых рабочих жидкостей  
гидроприводов**

Наименование жидкости	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> , при $t = 20\ \text{°C}$	Вязкость при $t = 50\ \text{°C}$ и атмосферном давлении		$t_{заст}$ , °C, не выше	$t_{вспыш}$ , °C, не ниже	Предел рабочих температур, °C	ГОСТ
		сСт	°Е				
Масло индустриальное «12»	876...891	10...14	1,86...2,26	-30	165	-30... +40	1707-51
То же «20»	881...901	17...23	2,60...3,31	-20	170	0... +90	1707-51
То же «30»	886...916	27...33	3,81...4,59	-15	180	+10...+50	1707-51
То же «45»	890...930	38...52	5,4...7,07	-10	190	+10... +60	1707-51
То же «50»	890...930	41...58	5,76...7,86	-20	200	+10...+70	1707-51
Масло турбинное «22»	901	20...23	2,9...3,2	-15	180	+5... +50	32-53
То же «30»	904	28...32	3,9...4,4	-10	180	+10... +50	32-53
То же «46»	920	44...48	6,0...6,5	-10	195	+10... +50	32-53

Окончание

Наименование жидкости	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> , при t = 20 °С	Вязкость при t = 50 °С и атмосферном давлении		t <sub>заст</sub> , °С, не выше	t <sub>вспыш</sub> , °С, не ниже	Предел рабочих температур, °С	ГОСТ
		сСт	°Е				
Масло веретенное АУ	880...896	12...14	2,05...2,26	-45	163	-40...+60	1642-50
Масло трансформаторное	896	9,6	1,8	-45	135	-30... +90	982-56
АМГ-10	850	10	1,84	-70	92	-50... +60	6974-62

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

**Соотношения между измерениями**

Приняты следующие соотношения между измерениями:

а) давления

Единицы	Н/м <sup>2</sup>	кгс/см <sup>2</sup> (атм)	кгс/м <sup>2</sup>	мм юд. ст.	м вод. ст.	мм рт. ст.	бар
1 Н/м <sup>2</sup>	1	10,2·10 <sup>-6</sup>	0,102	0,102	102·10 <sup>-6</sup>	7,50·10 <sup>-3</sup>	10 <sup>-5</sup>
1 кгс/см <sup>2</sup> (атм)	98,1·10 <sup>3</sup>	1	10 <sup>4</sup>	10 <sup>4</sup>	10	735,6	0,981
1 мм вод. ст.	98,1·10 <sup>3</sup>	0,1	10 <sup>3</sup>	1	10 <sup>3</sup>	73,56·10 <sup>-3</sup>	98,1·10 <sup>3</sup>
1 м вод. ст.	133,3	1,36·10 <sup>-3</sup>	13,6	13,6	1	73,56	1,333·10 <sup>-3</sup>
1 бар	10 <sup>5</sup>	1,02	10,2·10 <sup>3</sup>	10,2·10 <sup>3</sup>	10,2	750	1

б) кинематической вязкости: 1 м<sup>2</sup>/с = 10<sup>4</sup> см<sup>2</sup>/с (Ст) = 10<sup>6</sup> мм<sup>2</sup>/с (сСт);

в) динамической вязкости: 1 Н·с/м<sup>2</sup> = 0,102 кгс/м<sup>2</sup> = 10 дин·с/см<sup>2</sup> (П);  
 1 кгс/м<sup>2</sup> = 9,81 Н·с/м<sup>2</sup> = 98,1 дин·с/см<sup>2</sup> (П); 1 дин·с/см<sup>2</sup> (П) = 0,1 Н·с/м<sup>2</sup> = 10,2 · 10<sup>-3</sup> кг с/м<sup>2</sup>.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

**Условные обозначения на гидро- и пневмосхемах**

Схема	Тип	Схема	Тип
	Линия всасывания, напора, слива		Влаго- или маслоотделитель с ручным спуском конденсата
	Линия управления		Фильтр-влагоотделитель с ручным спуском конденсата


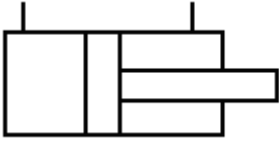

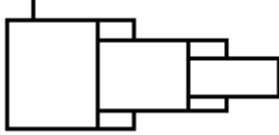

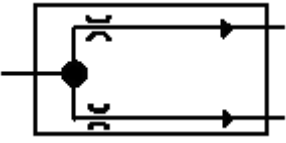
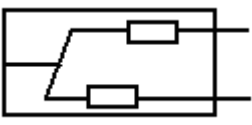
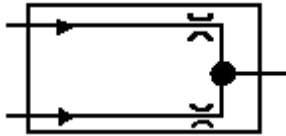
Продолжение

Схема	Тип	Схема	Тип
	Дренажная линия		Сепаратор (водоотделитель)
	Соединение линий		Маслораспылитель
	Несоединяющиеся линии		Охладитель жидкости или воздуха
	Трубопровод гибкий		Нагреватель жидкости или воздуха
	Направление потока жидкости		Глушитель шума
	Направление потока воздуха (газа)		Заборник воздуха из атмосферы
	Удаление воздуха из гидросети		Запорное устройство
	Механическая связь		Клапан обратный
	Фильтр для жидкости или воздуха		Клапан предохранительный
	Клапан редукционный		Бак закрытый с внутренним давлением выше атмосферного
	Дроссель нерегулируемый		Аккумулятор гидравлический или пневматический (ресивер)
	Дроссель регулируемый		Манометр

Продолжение

Схема	Тип	Схема	Тип
	Золотник напорный		Насос постоянной подачи и с постоянным направлением потока
	Распределитель четырехлинейный двухпозиционный с ручным управлением		Насос с регулируемой подачей и постоянным направлением потока
	Распределитель четырехлинейный двухпозиционный с управлением от электромагнита и пружинным возвратом		Насос с регулируемой подачей и реверсивным потоком
	Гидрозамок двусторонний		Компрессор
	Бак открытый		Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Бак закрытый под атмосферным давлением		Гидромотор с регулируемым потоком
	Пневмомотор нерегулируемый с постоянным направлением потока		Насос постоянной подачи с приводом от электромотора
	Пневмомотор нерегулируемый с реверсивным потоком		Цилиндр одностороннего действия

Окончание

Схема	Тип	Схема	Тип
	Насос шестеренный		Цилиндр двустороннего действия
	Насос пластинчатый		Цилиндр телескопический
	Насос радиальный роторно-поршневой		Делитель потока гидравлический
	Насос аксиальный роторно-поршневой		Сумматор потока гидравлический

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

**Плотности некоторых жидкостей**

Жидкость	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	t, °C
Дистиллированная вода	1000	4
Ртуть	13 600	0
Атмосферный воздух	1,29	0
Минеральные масла	840...930	-
Этиловый спирт	810	20
Глицерин	1260	20

### **Библиографический список**

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод / С. П. Стесин [и др.]. – М. : Академия, 2005. – 336 с. – ISBN 5-7695-2003-5.
3. *Осипов, П. Е.* Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод / П. Е. Осипов. – М. : Лесн. пром-сть, 1981. – 424 с.
4. Гидромашины, гидроприводы и элементы гидропневмоавтоматики : метод. указания к лаб. работам / Владим. политехн. ин-т ; сост. А. И. Евдокимов. – Владимир, 1987. – 39 с.
5. Насосы : метод. указания к лаб. работам по гидроприводу / Владим. политехн. ин-т ; сост. Р. Г. Давыдова. – Владимир, 1981. – 47 с.

## Оглавление

Введение.....	3
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ГИДРОСИСТЕМАХ.....	3
2. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ.....	6
3. РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ.....	10
4. СИЛОВЫЕ ГИДРОЦИЛИНДРЫ. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ.....	25
5. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ.....	30
Приложения.....	33
Библиографический список.....	39



## ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Методические указания по курсам «Гидравлика» и «Механика жидкостей и газов»

Часть 1. Гидравлические машины

Составитель

ЗУЕВ Константин Иванович

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой доцент В.И. Тарасенко

Подписано в печать 11.07.09.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 2,32. Тираж 200 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.