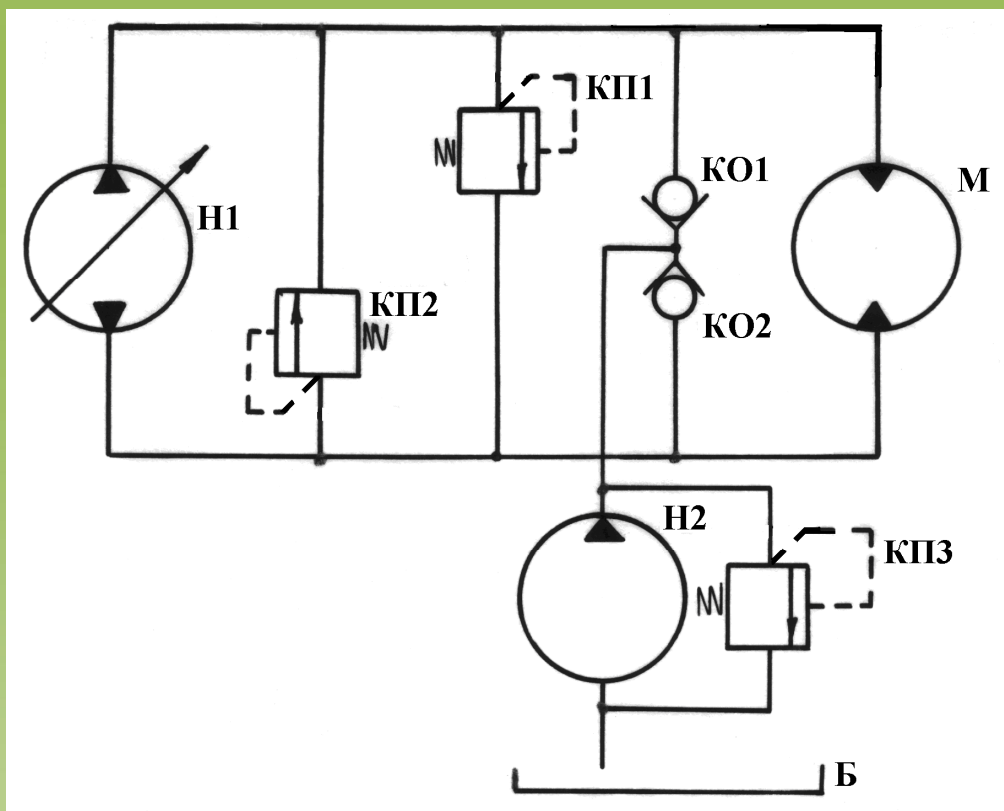


**Н. С. Галдин**

# **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ, ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**



**Омск • 2014**

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная  
академия (СибАДИ)»

Н. С. Галдин

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ, ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Учебное пособие

2-е издание, стереотипное

*Допущено УМО вузов РФ по образованию  
в области транспортных машин  
и транспортно-технологических комплексов  
в качестве учебного пособия для студентов вузов,  
обучающихся по специальностям направлений подготовки  
дипломированных специалистов  
«Транспортные машины  
и транспортно-технологические комплексы»  
и «Эксплуатация наземного транспорта  
и транспортного оборудования»*

Омск  
СибАДИ  
2014

УДК 626.226  
ББК 39.91 – 948.5  
Г15

*Рецензенты:*

д-р техн. наук, проф. В. Г. Хомченко (ОмГТУ);

д-р техн. наук В. Н. Сорокин (ОмГТУ);

д-р техн. наук, проф. В. С. Щербаков (СибАДИ)

Работа одобрена редакционно-издательским советом  
ФГБОУ ВПО «СибАДИ» в качестве учебного пособия.

**Галдин, Н. С.**

**Г15 Гидравлические машины, объемный гидропривод** : учебное пособие  
/ Н. С. Галдин. – 2-е изд., стер. – Омск: СибАДИ, 2014. – 272 с.  
ISBN 978-5-93204-694-4

Изложены основные принципы и общие положения объемного гидропривода. Приведены основные сведения о гидромашинах, гидроаппаратуре, фильтрах рабочей жидкости, используемых в гидроприводах мобильных машин, а также методика расчета объемного гидропривода.

Предназначено для студентов механических специальностей вузов, бакалавров и магистров по направлениям подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», специалистов по специальности «Наземные транспортно-технологические средства» и других. Будет также полезно аспирантам и инженерно-техническим работникам, занимающимся проектированием объемного гидропривода мобильных машин.

УДК 626.226  
ББК 39.91 – 948.5

---

*Учебное издание*

Николай Семенович Галдин

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ, ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД**

Учебное пособие

Редактор И. Г. Кузнецова

Разработка и верстка оригинал-макета – Е. В. Садина

Подписано к печати 01.08.14

Формат 60x90 1/16. Бумага писчая. Гарнитура Таймс

Оперативный способ печати. Усл. п.л. 17,0

Тираж 130 экз. Заказ № \_\_\_\_\_

Редакционный отдел ИПЦ СибАДИ  
644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1  
Отпечатано в отделе ОП ИПЦ СибАДИ  
644080, г. Омск, пр. Мира, 5

ISBN 978-5-93204-694-4

© ФГБОУ ВПО «СибАДИ», 2014

## **ВВЕДЕНИЕ**

**Ш**ирокое применение гидропривода в различных отраслях машиностроения, таких как строительная, дорожная, сельскохозяйственная и транспортная техника, станкостроение и др., происходит благодаря его существенным преимуществам перед другими типами приводов и прежде всего возможности получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидродвигателей. Гидроприводы отличаются высокой энергоемкостью, компактностью, небольшой инерционностью, удобством и легкостью управления, возможностью обеспечения рациональной компоновки, больших передаточных отношений и др. [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 15, 16, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 31, 32].

Гидропривод позволяет перейти к созданию новых машин с высоким уровнем автоматизации, робототехнических систем, гидроимпульсной и другой перспективной техники.

Проектирование гидроприводов разнообразных по конструкции и назначению машин и механизмов возможно с использованием типовых, унифицированных и стандартных узлов и элементов, к которым относятся насосы, гидродвигатели различного назначения и т.п. Их использование позволяет сократить сроки проектирования и изготовления гидропривода и машины в целом, упрощается обслуживание и ремонт.

Подготовка высококвалифицированных специалистов, обладающих глубокими знаниями по гидроприводу и использующих их в своей инженерной деятельности, имеет первостепенное значение.

В данном учебном пособии систематизированы и изложены на основании накопленного опыта педагогической и научной деятельности необходимые основные сведения о гидроприводе, его элементах, приведена обобщенная методика расчета объемного гидропривода, которая не находит достаточного отражения в существующей учебной литературе по гидроприводу. Методика расчета гидропривода логично увязана с основными закономерностями гидравлики.

Учебное пособие содержит основные разделы дисциплин «Гидравлика и гидропневмопривод», «Основы гидравлики и гидропривода», «Гидравлические и пневматические системы», утвержденных для студентов механических специальностей вузов.

## 1. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

### 1.1. Основные понятия и принцип действия

**П**риводом называется устройство для приведения в движение механизмов и машин. В технике применяют различные виды приводов: механический, электрический, пневматический, комбинированный и др.

Привод, в котором носителем энергии является жидкость, называется гидравлическим (сокращенно гидропривод). Различают два типа гидравлических приводов: объемный гидропривод и гидродинамический привод.

Объемным гидроприводом называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение исполнительных механизмов и машин с помощью рабочей жидкости под давлением. Объемным гидропривод называется потому, что передача движения от источника энергии (насоса) к исполнительному механизму (гидродвигателю) осуществляется за счет перемещающихся внутри системы объемов жидкости, т.е. рабочая жидкость обеспечивает кинематические связи (перемещение, скорость) в системе путем вытеснения замкнутых объемов жидкости.

В гидродинамическом приводе, в отличие от объемного, жидкость обеспечивает силовые связи.

В состав объемного гидропривода (рис.1.1) входят следующие устройства:

- один или несколько насосов;
- один или несколько гидродвигателей (гидроцилиндров, гидромоторов, поворотных гидродвигателей);
- гидроаппаратура (клапаны, дроссели, гидрораспределители и др.);
- кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, теплообменники и др.);
- гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы);
- гидролинии.

Насосы преобразуют механическую энергию приводных двигателей (тепловых, электрических и других) в энергию потока жидкости.

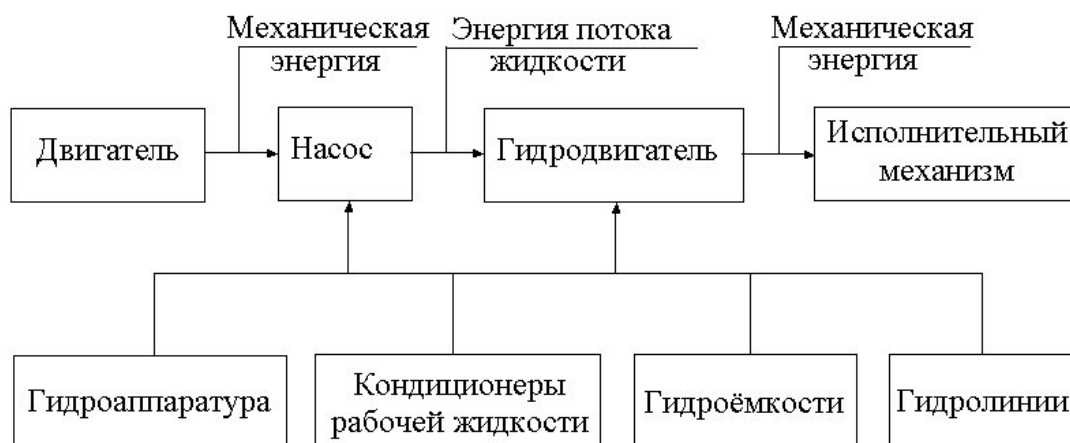


Рис. 1.1. Функциональная схема объемного гидропривода

Объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели) преобразуют энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев (исполнительных механизмов) привода.

Гидроаппараты (клапаны, дроссели, распределители) предназначены для управления потоком рабочей жидкости. Под этим понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей жидкости либо изменение направления, пуск и остановка потока рабочей жидкости, а также открытие или перекрытие отдельных гидролиний. При помощи гидроаппаратуры осуществляется управление гидроприводом и его защита от перегрузок.

Кондиционеры рабочей жидкости обеспечивают поддержание ее необходимых качественных показателей и состояния. К ним относятся фильтры, теплообменники (охладители и нагреватели), влагоотделители и др.

Гидроёмкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) служат для хранения рабочей жидкости, которая используется в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного устройства гидропривода к другому или внутри устройства от одной полости (камеры) к другой. Различают гидролинии всасывающие, напорные, сливные, исполнительные, дренажные, управления и каналы. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, рукава, каналы и соединения.

Все гидравлические устройства должны быть оснащены уплотнениями для герметизации соединений.

Принцип действия объемного гидропривода основан:

- на практической несжимаемости рабочей жидкости (высоком модуле объемной упругости рабочей жидкости, который находится в пределах 1 350...1 750 МПа для минеральных масел, применяемых в гидроприводах);
- на использовании закона Паскаля («Внешнее давление, производимое на жидкость, заключенную в закрытом сосуде, передается жидкостью во все точки без изменения»);
- на применении уравнения Бернулли, учитывающего течение реальной жидкости и гидравлические сопротивления в гидросистеме.

Причем для большинства практических инженерных расчетов в уравнении Бернулли можно пренебрегать геометрическим и скоростным напорами ввиду их малости.

Рассмотрим схему простейшего объемного гидропривода (рис. 1.2).

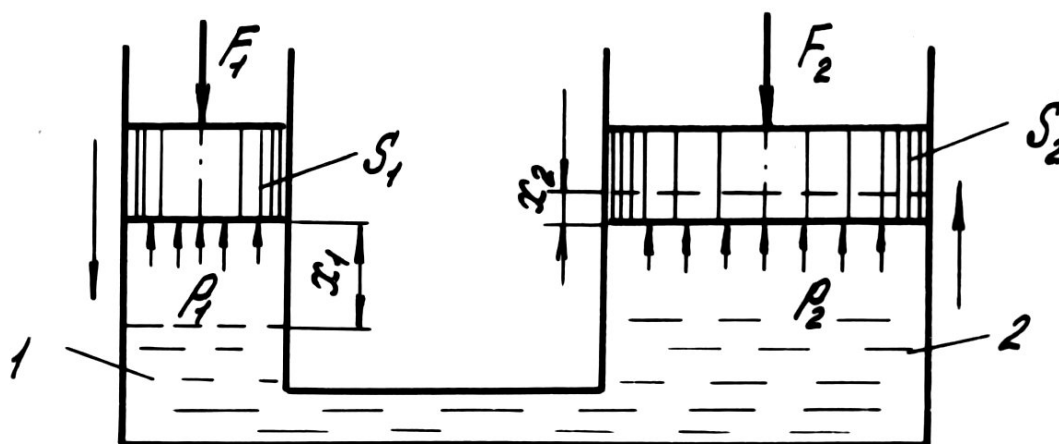


Рис. 1.2. Принципиальная схема простейшего объемного гидропривода

На поршень цилиндра 1 (входное звено) действует сила  $F_1$ , на поршень цилиндра 2 (выходное звено) – внешняя нагрузка  $F_2$ . При перемещении поршня в цилиндре 1 рабочая жидкость из него вытесняется в цилиндр 2, приводя его поршень в движение.

В соответствии с законом Паскаля (в идеальных условиях) давление  $p_1 = F_1 / S_1$  в цилиндре 1 и давление  $p_2$  в цилиндре 2 будут одинаковыми.

Так как жидкость считается несжимаемой, то вытесняемые объемы жидкости в цилиндрах 1 ( $x_1 \cdot S_1$ ) и 2 ( $x_2 \cdot S_2$ ) также будут одинаковыми.

Соотношения между усилиями, перемещениями и скоростями входного и выходного звеньев системы (при пренебрежении гидравлическим сопротивлением и трением поршней) следующие:

$$\begin{aligned} F_2 &= F_1 \frac{S_2}{S_1}; \\ x_2 &= x_1 \frac{S_1}{S_2}; \\ V_2 &= V_1 \frac{S_1}{S_2}, \end{aligned} \quad (1.1)$$

где  $x_1, x_2$  – перемещения поршней 1 и 2 соответственно;  $S_1, S_2$  – рабочие площади поршней цилиндров 1 и 2,  $S_{1(2)} = \pi d_{1(2)}^2 / 4$ , здесь  $d_{1(2)}$  – диаметры поршней 1 и 2 соответственно;  $V_1, V_2$  – скорости поршней,  $V_{1(2)} = x_{1(2)} / t$ , здесь  $t$  – время, за которое поршни 1 и 2 переместятся на расстояния  $x_1$  и  $x_2$  соответственно.

Полезная мощность гидропривода определяется по формуле

$$N_1 = \frac{F_1 x_1}{t} = \frac{p_1 S_1 x_1}{t} = p_1 Q, \quad (1.2)$$

где  $N_1$  – полезная мощность гидропривода, Вт;  $p_1$  – давление жидкости,  $p_1 = F_1 / S_1$ , Па;  $Q$  – количество жидкости (объем), перетекаемый в единицу времени из цилиндра 1 в цилиндр 2 (объемный расход), м<sup>3</sup>/с.

Из формулы (1.2) видно, что мощность гидропривода определяется параметрами потока рабочей жидкости: давлением и расходом.

## 1.2. Классификация объемного гидропривода

**По** виду источника подачи рабочей жидкости гидроприводы разделяют на насосные (рис. 1.3, *а*), аккумуляторные (рис. 1.3, *б*), магистральные (рис. 1.3, *в*), безнасосные.

В насосном гидроприводе рабочая жидкость подается в гидродвигатель (гидромотор)  $M$  насосом  $H$ , входящим в состав этого привода. На-



сосные гидроприводы получили наибольшее применение.

В аккумуляторном гидроприводе рабочая жидкость от пневмоаккумулятора *AK* поступает в гидродвигатель, в данном случае в гидроцилиндр *Ц*. Пневмоаккумулятор *AK* предварительно заряжен от внешнего источника, не входящего в состав гидропривода.

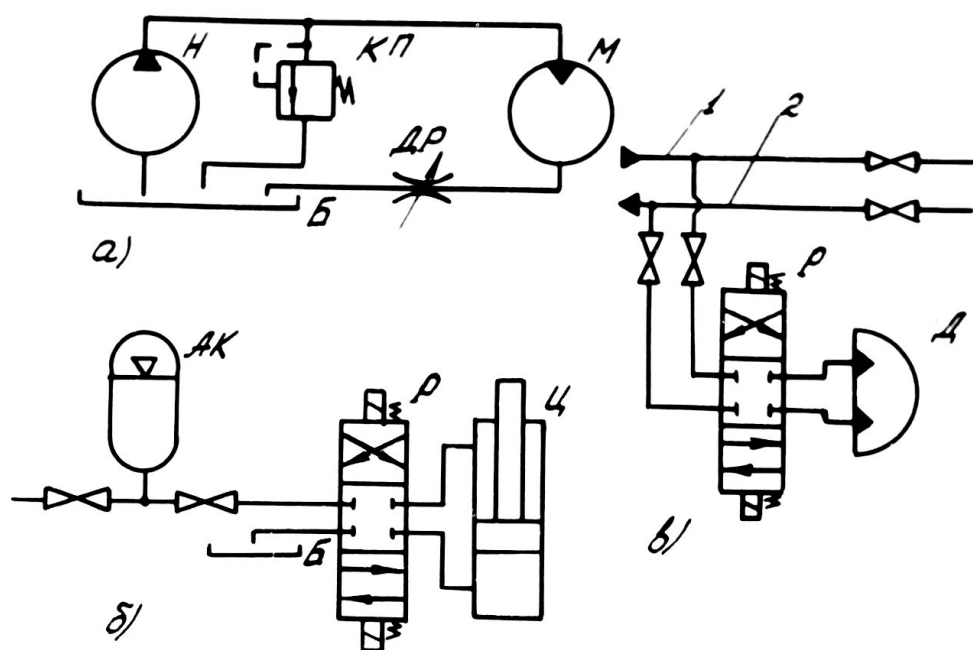


Рис. 1.3. Принципиальные схемы объемных гидроприводов:  
 а – насосного; б – аккумуляторного; в – магистрального

В магистральных гидроприводах рабочая жидкость поступает в гидродвигатель, в данном случае в поворотный гидродвигатель, по напорной гидролинии 1, а отводится по сливной гидролинии 2. В гидролинию 1 рабочая жидкость подается от отдельной насосной станции, обслуживающей несколько гидроприводов, которые не связаны между собой конструктивно и могут подключаться или монтироваться независимо друг от друга.

Безнасосный гидропривод работает по принципу сообщающихся сосудов (см. рис. 1.2). Его применяют для управления муфтами сцепления, тормозами, гидродомкратами и другими механизмами.

По характеру движения выходного звена различают следующие гидроприводы: поступательного, вращательного, поворотного движения. В гидроприводе поступательного движения объемным гидродвигателем является гидроцилиндр (см. рис. 1.3, б), в гидроприводе вращательного

движения (см. рис. 1.3, *a*) – гидромотор *M*, в гидроприводе поворотного движения (см. рис. 1.3, *в*) – поворотный гидродвигатель.

Гидропривод большинства машин чаще всего является комбинированным, т.е. одни выходные звенья совершают поступательное движение, а другие – вращательное или поворотное.

По возможности регулирования объемные гидроприводы подразделяют на регулируемые и нерегулируемые.

Регулируемым называют гидропривод, в котором скорость движения выходного звена (регулируемый параметр) гидродвигателя может изменяться по заданному закону или желанию оператора. Эти гидроприводы дополнительно подразделяют: по конструкции регулирующего устройства – с объемным или дроссельным регулированием; способу регулирования – с автоматическим и ручным регулированием; задачам регулирования – стабилизированные, программные и следящие.

В гидроприводах с дроссельным регулированием скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется с помощью регулирующих гидроаппаратов (дросселей), а в гидроприводах с объемным (машинным) регулированием – с помощью регулируемых гидромашин.

В стабилизированном гидроприводе скорость движения выходного звена поддерживается постоянной, в программном гидроприводе – изменяется по заранее заданной программе, а в следящем гидроприводе изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, величина которого заранее неизвестна.

Регулирование скорости движения выходного звена может быть ступенчатым и бесступенчатым. Ступенчатое регулирование осуществляется ступенчатым изменением подачи (расхода) рабочей жидкости. Например, последовательным включением или отключением нескольких насосов постоянной производительности.

Бесступенчатое регулирование осуществляется регулируемым насосом или гидродвигателем (объемное регулирование), дроссельным регулированием, а также комбинированным способом.

Нерегулируемые гидроприводы имеют постоянную скорость движения выходных звеньев гидродвигателей.

По виду циркуляции рабочей жидкости различают гидроприводы с замкнутой и разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости.

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость от гидродвигателя поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса.

Преимуществами такого гидропривода являются:

- уменьшение объема рабочей жидкости;
- компактность из-за отсутствия гидробаков;
- возможность применения реверсивных насосов для изменения направления движения выходного звена гидродвигателя;
- наличие систем подпора рабочей жидкости, которые улучшают условия всасывания насоса и обеспечивают высокую равномерность движения выходного звена гидродвигателя;
- хорошие условия защиты рабочей жидкости и элементов гидропривода от попадания в неё загрязняющих частиц из внешней среды;
- возможность установки фильтра на всасывающей гидролинии насоса;
- улучшение условий работы жидкости в гидросистеме за счёт уменьшения количества растворённого воздуха или газа.

Установлено также, что рабочая жидкость в гидроприводе с замкнутой циркуляцией может эксплуатироваться при температуре, которая выше допустимой температуры для гидроприводов с открытой циркуляцией рабочей жидкости.

Недостаток гидропривода с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости – сложность её охлаждения.

В гидроприводе с разомкнутой циркуляцией (см. рис. 1.3, *a*) рабочая жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Преимущества такого гидропривода:

- хорошие условия для естественного охлаждения рабочей жидкости в гидробаке;
- возможность работы нескольких гидродвигателей от одного насоса.

К недостаткам гидропривода с разомкнутой циркуляцией следует отнести ненадёжную защиту рабочей жидкости от попадания в неё загрязняющих частиц из внешней среды, возможность проникновения воздуха в гидросистему.

Наибольшее распространение в строительных и дорожных машинах ввиду простоты и хорошего охлаждения жидкости в процессе эксплуатации получили гидроприводы с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости.

### **1.3. Выполнение гидравлических схем**

**С**хемой называют конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними.

На схемах действительное пространственное расположение составных частей изделия обычно не учитывают или учитывают приближенно.

Графические обозначения элементов на схеме следует располагать таким образом, чтобы линии связи были наименьшей длины, а также число их изломов и взаимных пересечений было минимальным. На поле схемы допускается помещать спецификации, различные технические данные, например, технические требования, таблицы, диаграммы и т.п.

Структурная схема определяет основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязи. Функциональные части изделия на схеме изображают в виде прямоугольников, а линии связи – сплошными основными линиями. Наименования каждой функциональной части указываются на схеме.

Принципиальная гидравлическая схема определяет полный состав элементов и связей между ними и дает детальное представление о принципах работы изделия. Элементы и устройства на схеме изображают в исходном положении в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96, ГОСТ 2.784-96 (прил. 1). Требования к выполнению принципиальной гидравлической схемы устанавливает ГОСТ 2.704-76 (прил. 2).

Каждый элемент (или устройство) на гидравлической схеме должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения (прописные буквы русского алфавита) и порядкового номера (начиная с единицы, в пределах группы элементов или устройств), например, P1, P2, P3, КП1, КП2 и т.д. (ГОСТ 2.704-76). Порядковые номера элементам присваиваются в соответствии с последовательностью их расположения на схеме сверху вниз и слева направо. Если на схеме имеется только один элемент, то порядковый номер допускается не ставить.

Принципиальная гидравлическая схема служит основой для расчёта гидропривода, разработки схем соединений, изучения принципа действия машины, а также для её ремонта, наладки и регулировки. Действительное

пространственное расположение составных частей гидропривода машины эта схема не учитывает.

Схема соединений (монтажная) определяет взаимное расположение и тип соединений элементов гидропривода между собой и обычно изображается на фоне контура конструкции машины. Эта схема выполняется после составления принципиальной гидравлической схемы и выбора стандартного гидрооборудования, после проведения расчёта гидропривода.

При составлении принципиальной гидравлической схемы необходимо учитывать многие факторы: назначение гидропривода на машине (для привода рабочего оборудования или выполнения вспомогательных операций, установочных движений); уровень давления в гидросистеме: низкий (10...16 МПа), средний (16...25 МПа), высокий (25...40 МПа); условия функционирования гидропривода; надежность и др.

При составлении гидравлической схемы какой-либо машины необходимо использовать опыт разработки и эксплуатации аналогичных машин. Были разработаны типовые гидравлические схемы мобильных машин. Применение типовых схем повышает качество проектирования гидроприводов, снижает номенклатуру применяемого оборудования, упрощает их производство.

При составлении гидравлической схемы стремятся выполнить ее простой, с минимальным количеством элементов, необходимых для функционирования гидропривода и обеспечивающих заданную надежность.

В большинстве случаев выбираются гидравлические схемы с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, когда жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Рекомендуется применять разгруженную схему гидропривода, т.е. со сливом рабочей жидкости в гидробак под малым давлением при нейтральном положении запорно-регулирующих элементов (золотников) гидрораспределителей.

Пути совершенствования традиционных гидравлических систем связаны с уменьшением гидравлических потерь давления в трубопроводах (за счет сокращения длины трубопроводов между насосами, гидрораспределителями и гидродвигателями, сокращения количества соединений трубопроводов, применения фланцевых соединений и рукавов высокого давления с гнутой арматурой и др.); с повышением надежности и безопасности за счет применения встроенных комбинированных предохранительных и подпиточных клапанов, устройств ограничения скорости на-

растания давления, вторичных предохранительных клапанов, прифланцованных к гидродвигателям, и др.

#### **1.4. Основные параметры объемного гидропривода**

**О**сновными параметрами объемного гидропривода являются: давление  $p$ , расход  $Q$  (для насосов – подача), мощность  $N$ , полный КПД  $\eta$  и выходные параметры гидродвигателей исполнительного механизма: величины крутящих моментов и скоростей вращения вала – для гидромоторов (и поворотных гидродвигателей); значения усилий на штоках и скоростей перемещения штоков – для гидроцилиндров.

Давление может быть номинальным, максимальным и рабочим. Под номинальным понимается давление, при котором гидрооборудование работает в течение заданного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм.

Под максимальным давлением понимается наибольшее давление, при котором допускается кратковременная работа гидрооборудования. На максимальное давление настраивается предохранительный клапан. Рабочее давление – текущее фактическое давление, существующее в гидросистеме при наличии определённого сопротивления.

Выбор номинального давления гидропривода проводится по ГОСТ 12445-80 и зависит от многих факторов. Величина давления связана с передаваемой мощностью и назначением гидропривода на машине: для привода рабочего оборудования или выполнения вспомогательных операций, установочных движений. Например, в гидроприводах тракторов, бульдозеров, скреперов, рыхлителей и т.д. обычно применяются шестерённые насосы с номинальным давлением 10, 14 и 16 МПа. В гидроприводах экскаваторов, погрузчиков, автокранов используют аксиально-поршневые насосы с номинальным давлением 16, 20, 25 и 32 МПа.

При выборе номинального давления рабочей жидкости следует учитывать, что занижение его по сравнению с оптимальным ведёт к увеличению массы гидропривода и машины в целом, а завышение – к уменьшению долговечности гидрооборудования, увеличению стоимости изготовления и эксплуатации гидропривода.

Согласно ГОСТ 12445-80 номинальное давление принимается равным 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50 МПа и др.

Рекомендуемые значения номинальных расходов рабочей жидкости согласно ГОСТ 13825-80 следующие: 1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800 дм<sup>3</sup>/мин и др.

## **1.5. Достоинства и недостатки объемных гидроприводов**

**Ш**ирокое применение объемных гидроприводов во многих отраслях обусловлено тем, что они обладают существенными преимуществами перед другими типами приводов.

К достоинствам гидропривода можно отнести:

- снижение металлоёмкости и габаритов машины из-за отсутствия или сокращения числа валов, редукторов, муфт, фрикционов и т.п.;
- простую и более совершенную компоновку машин с гидроприводом;
- малую инерционность гидропривода, которая обеспечивает высокое быстродействие, позволяет производить включение и реверсирование гидродвигателей за доли секунды;
- упрощение кинематики машины;
- возможность бесступенчатого плавного регулирования скорости выходных звеньев в широком диапазоне;
- возможность получения больших передаточных отношений;
- простоту преобразования вращательного движения ведущего звена в поступательное движение ведомого звена;
- возможность разветвления мощности простыми средствами для совмещения различных операций по времени;
- легкость управления и регулирования, возможность автоматизации и дистанционного управления машинами с высокой точностью;
- простоту предохранительных устройств и их высокую надежность;
- возможность унификации и стандартизации основных элементов, что облегчает процесс конструирования, эксплуатации и ремонта гидропривода;
- применение минеральных масел в качестве рабочей жидкости, что обеспечивает самосмазываемость элементов гидропривода, повышает их долговечность и эксплуатационные качества;

- высокую механическую жесткость по отношению к нагрузке (из-за большого значения модуля объёмной упругости жидкости), что сохраняет стабильные значения скоростей движения выходных звеньев при изменении величины и знака нагрузки.

Наряду с перечисленными преимуществами объёмные гидроприводы имеют следующие недостатки:

- зависимость характеристик гидропривода от вязкости рабочей жидкости, которая изменяется от температуры;

- наличие газа (воздуха) в жидкости резко ухудшает нормальную работу гидропривода, приводит к уменьшению значения модуля объёмной упругости жидкости, жёсткости гидропривода, появлению запаздывания действия гидропривода, нарушению плавности движения приводимых механизмов, снижению подачи насосов;

- наличие внутренних и наружных утечек рабочей жидкости приводит к снижению КПД гидропривода, вызывает неравномерность движения выходного звена гидродвигателя, затрудняет достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях;

- повышенные требования к точности изготовления отдельных элементов гидропривода увеличивают его стоимость;

- относительную сложность монтажа, трудности выявления неисправностей и ремонта в условиях эксплуатации, высокие расходы на обслуживание и ремонт;

- невозможность передачи энергии на большие расстояния из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и снижение при этом КПД гидросистемы.

Внутренние утечки рабочей жидкости через зазоры подвижных соединений в допустимых пределах полезны, так как улучшают условия смазывания и теплоотвода.

Критический анализ преимуществ и недостатков объёмных гидроприводов позволяет выбрать тип привода. При правильном конструировании и эксплуатации гидроприводов их недостатки могут быть сведены к минимуму.

Объёмный гидропривод, тем не менее, имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется обеспечить значительную мощность, разветвленность привода, высокое быстродействие, позиционную точность движения исполнительных механизмов, компактность, малую массу и высокую надежность работы.



## **1.6. Области применения объемных гидроприводов**

**Г**идравлические приводы широко применяются во многих отраслях техники, где позволяют решать целый ряд задач, связанных с механизацией и автоматизацией трудоёмких процессов (рис. 1.4).

Большинство мобильных машин имеют гидроприводы, что обусловлено простотой и удобством управления, независимым расположением узлов привода, надёжным предохранением привода от перегрузок, простотой реверсирования и взаимного преобразования вращательного и поступательного движений приводных и исполнительных механизмов, а также сравнительно малой массой и габаритами.

Применение следящего гидропривода, например в экскаваторах, позволяет, кроме того, резко увеличить эффективность планировочных работ, так как в этом случае исключаются дорогостоящие ручные операции.

В последние годы изменилась тенденция использования гидроприводов в гидравлических ударных устройствах – новом виде рабочего оборудования активного действия для строительно-дорожных машин и активной виброзащиты водителей тракторов и транспортных машин.

Большое распространение гидропривод получил в системах самолётов и ракет: для управления аэродинамическими и газовыми рулями, в механизмах изменения геометрии крыла, для механизации управления шасси и в наземных установках обеспечения и запуска летательных аппаратов.

Широко используется гидропривод в сельскохозяйственных машинах (как в системах рулевого управления комбайнами, тракторами, так и в системах управления навесными орудиями).

В станкостроении гидропривод применяется в большинстве автоматических линий и копировальных станков: в кузнечно-прессовом оборудовании – в качестве силовых приводов и молотов; в водном транспорте – в качестве силовых приводов гребных установок, для поворота рулей судов и в других механизмах; в транспортных машинах – для силовых трансмиссий, управления скоростью движения и поворотом руля автомобиля, опрокидывания кузова самосвалов и т.д. В настоящее время гидроприводами оснащаются более половины выпускаемых в мире промышленных роботов.



Рис. 1.4. Примеры применения объемных гидроприводов

Объемные и динамические гидроприводы во многих случаях позволяют отказаться от громоздких зубчатых редукторов (коробок передач) или упростить их, значительно расширить диапазон регулирования скорости, снизить массу и габариты трансмиссии, автоматизировать ее рабочий процесс, уменьшая тем самым недостатки тяговых характеристик двигателей внутреннего сгорания.

### *Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Каково назначение объемного гидропривода?
2. Из каких элементов состоит объемный гидропривод?
3. Сформулируйте классификацию объемного гидропривода.
4. В чем отличие гидропривода поступательного движения выходного звена от гидропривода вращательного движения?
5. Что определяет принципиальная гидравлическая схема?
6. Назовите основные параметры объемного гидропривода.
7. Где применяется объемный гидропривод?

## 2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

### 2.1. Общая классификация гидромашин

**Г**идравлической машиной (гидромашинной) называется машина, предназначенная для преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости или наоборот. В зависимости от вида преобразования энергий гидромашинны делятся на насосы и гидродвигатели (рис. 2.1).



Рис. 2.1. Классификация гидромашин

Насос – это гидромашинна 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 гидромашинны.

По принципу действия гидромашинны делятся на два класса: динамические и объемные (рис. 2.2). Преобразование энергии в динамических гидромашиннах происходит при изменении количества движения жидкости. В объемных гидромашиннах 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 сообщающейся с входом и выходом насоса.

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

Самовсасывающие насосы создают вакуум в камерах, объем которых увеличивается, в результате чего рабочая жидкость всасывается из бака и одновременно вытеснители вытесняют жидкость из камер, объем кото-

рых уменьшается; несамовсасывающие насосы выполняют лишь последнюю функцию.



Рис. 2.2. Классификация гидромашин по принципу действия

Объемные гидромашины в принципе могут быть обратимы, т.е. работать как в качестве насоса, так и в качестве гидродвигателя. Однако обратимость конкретных гидромашин связана с особенностями их конструкции.



Рис. 2.3. Классификация объемных гидродвигателей

Объемные гидродвигатели в зависимости от характера движения выходного звена подразделяются на гидромоторы (гидродвигатели вращательного движения), гидроцилиндры (гидродвигатели поступательного движения) и поворотные гидродвигатели (гидродвигатели возвратно-поворотного движения) (рис. 2.3).

## 2.2. Области применения гидромашин

**В** современной технике применяется много разновидностей гидромашин. Наибольшее распространение получили объемные и лопастные насосы и гидродвигатели. Динамические насосы (лопастные) используют

в системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания, для водоснабжения населения и предприятий, в качестве противопожарного оборудования, в авиации и ракетной технике, при орошении полей, гидромеханизации земляных работ и т.д.

Гидродвигатели очень важны для энергетики. Использование гидравлической энергии рек и преобразование ее в механическую энергию вращающегося вала генератора на электростанциях достигается с помощью гидротурбин – одной из разновидностей динамических гидродвигателей.

Основные элементы динамических гидромашин – лопастные колеса – входят в состав гидродинамических передач. Их устанавливают в трансмиссиях автомобилей, тракторов, строительно-дорожных и других машин.

Область применения объемных гидромашин не менее обширна, чем динамических, прежде всего, это гидроприводы машин различных областей техники (прил. 3).

### **2.3. Основные параметры объемных гидромашин**

**Объемные гидромашин**ы характеризуются рядом параметров, основными из которых являются: давление  $p$ , подача (расход)  $Q$ , рабочий объем  $q$ , мощность  $N$ , частота вращения вала  $n$ , полный КПД  $\eta$ .

Термин «подача» введен для насосов, термин «расход» – для гидродвигателей.

Рабочий объем является главным параметром объемной гидромашин, от которого зависят ее подача (расход), крутящий момент на валу гидромотора, мощность.

Под рабочим объемом гидромашин понимают разность наибольшего и наименьшего значений геометрических объемов всех рабочих камер за один оборот вала гидромашин (или один двойной ход рабочего органа) при отсутствии перепада давлений. Чем больше рабочий объем насоса, тем больший объем рабочей жидкости вытесняет насос за один оборот вала, и наоборот, чем больше рабочий объем гидромотора, тем больший объем рабочей жидкости необходим для поворота его вала на один оборот. Регулируемость гидромашин связана с изменением ее рабочего объема.

Часто вместо понятия «рабочий объем» используется понятие «характерный (удельный) объем»  $W$ , который определяет объем жидкости, вытесняемой при повороте вала гидромашины на 1 радиан. Характерный и рабочий объемы связаны соотношением  $q = 2\pi W$ .

Объемной подачей называется объем рабочей жидкости, проходящей через гидромашину в единицу времени.

Объемную теоретическую подачу определяют по формуле

$$Q_T = qn_n, \quad (2.1)$$

где  $Q_T$  – теоретическая подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $q$  – рабочий объем насоса,  $\text{м}^3$  ( $\text{м}^3/\text{об}$ );  $n_n$  – частота вращения вала насоса,  $\text{с}^{-1} \left( \frac{\text{об}}{\text{с}} \right)$ .

Рабочий объем насоса, как следует из формулы (2.1), можно рассматривать как подачу за один оборот вала насоса. Подача насоса находится в прямой зависимости от частоты вращения вала насоса.

Частотой вращения вала называется число полных оборотов, совершаемых им за единицу времени. Под номинальной частотой вращения понимают наибольшую частоту вращения, при которой обеспечивается гарантированный ресурс эксплуатации гидромашины, если другие параметры не выходят за установленные пределы. Ряды номинальных частот вращения устанавливает ГОСТ 12446-80: 480, 600, 750, 960, 1 200, 1 500, 1 920, 2 400, 3 000 об/мин и др.

Частота вращения вала гидромашины ограничивается верхним и нижним пределами. Нижний предел соответствует устойчивому режиму работы, а верхний ограничивается условием нормального функционирования и продолжительностью работы.

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.

Характеристикой насоса называется зависимость подачи насоса от давления нагнетания  $Q_n = f(p_n)$  при постоянной частоте вращения вала насоса (рис. 2.4). Подача насоса  $Q_n$  при увеличении давления нагнетания  $p_n$  уменьшается, что объясняется увеличением объемных потерь  $\Delta Q$  в насосе.

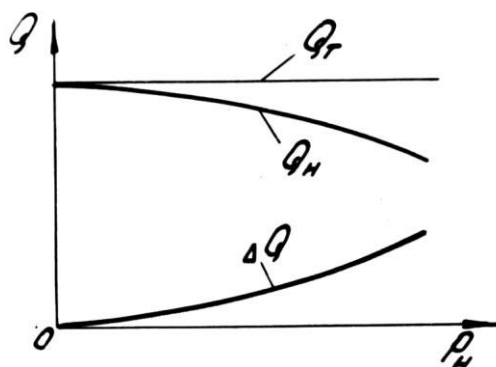


Рис. 2.4. Характеристика насоса

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

$$k_Q = \frac{Q_H}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T}. \quad (2.2)$$

При испытаниях насоса определяют объемный КПД  $\eta_{об}$ , который равен отношению действительной подачи  $Q_H$  при номинальном давлении в напорной гидролинии к фактической подаче  $Q_0$  при минимальном давлении в напорной гидролинии:

$$\eta_{об} = \frac{Q_H}{Q_0}. \quad (2.3)$$

Так как  $Q_0$  очень незначительно отличается от теоретической подачи  $Q_T$ , то  $\eta_{об} \approx k_Q = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}$ .

Действительная подача насоса определяется по формуле

$$Q_H = k_Q Q_T \approx \eta_{об} Q_T. \quad (2.4)$$

Неравномерность подачи насоса оценивается коэффициентом пульсации  $k_{п}$ , характеризующим отношение изменения мгновенного значения подачи насоса к среднему значению подачи:

$$k_{п} = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}}, \quad (2.5)$$

где  $Q_{\max}$ ,  $Q_{\min}$  – соответственно максимальное и минимальное значения мгновенной подачи насоса;  $Q_{\text{cp}}$  – среднее значение подачи.

Пульсирующий характер подачи вызывает пульсацию давления, которая порождает вибрацию элементов гидропривода и может привести к усталостному разрушению его элементов.

Давлением нагнетания насоса называется избыточное давление, которое устанавливается в его напорной гидролинии во время работы. Давление, устанавливающееся при этом во всасывающей гидролинии, называется давлением всасывания.

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

$$\Delta p_{\text{H}} = p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}} , \quad (2.6)$$

где  $\Delta p_{\text{H}}$  – 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:

$$N_{\text{HP}} = \Delta p_{\text{H}} Q_{\text{H}} , \quad (2.7)$$

где  $N_{\text{HP}}$  – полезная мощность насоса, Вт;  $\Delta p_{\text{H}}$  – перепад давления на насосе, Па,  $\Delta p_{\text{H}} = p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}}$ , здесь  $p_{\text{ВЫХ}}$  – давление на выходе из насоса;  $p_{\text{ВХ}}$  – давление на входе в насос;  $Q_{\text{H}}$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с.

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

$$N_{\text{H}} = M_{\text{H}} \omega_{\text{H}} = M_{\text{H}} 2\pi n_{\text{H}} , \quad (2.8)$$

где  $N_{\text{H}}$  – мощность насоса, Вт;  $M_{\text{H}}$  – крутящий момент на валу насоса, Н·м;  $\omega_{\text{H}}$  – угловая скорость вращения вала насоса, с<sup>-1</sup>;  $n_{\text{H}}$  – частота вращения вала насоса, с<sup>-1</sup>.

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

$$N_{\text{МП}} = M_{\text{M}} \omega_{\text{M}} = M_{\text{M}} 2\pi n_{\text{M}} , \quad (2.9)$$



где  $N_{мп}$  – полезная мощность гидромотора, Вт;  $M_m$  – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения вала гидромотора,  $c^{-1}$ ;  $n_m$  – частота вращения вала,  $c^{-1}$ .

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_m = \Delta p_m Q_m = \Delta p_m q_m n_m, \quad (2.10)$$

где  $N_m$  – мощность, потребляемая гидромотором, Вт;  $\Delta p_m$  – перепад давления на гидромоторе, Па,  $\Delta p_m = p_{вх} - p_{вых}$ , здесь  $p_{вх}$  – давление на входе в гидромотор;  $p_{вых}$  – давление на выходе из гидромотора;  $Q_m$  – расход жидкости,  $m^3/c$ ;  $q_m$  – рабочий объем гидромотора,  $m^3$  ( $m^3/об$ );  $n_m$  – частота вращения вала,  $c^{-1}$  ( $об/c$ ).

Полезная мощность гидроцилиндра определяется выражением

$$N_{цп} = FV, \quad (2.11)$$

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

$$N_{ц} = \Delta p_{ц} Q_{ц}, \quad (2.12)$$

где  $N_{ц}$  – мощность гидроцилиндра, Вт;  $\Delta p_{ц}$  – перепад давления на гидроцилиндре, Па;  $Q_{ц}$  – расход жидкости,  $m^3/c$ .

Потери мощности в гидромашинах оцениваются полным КПД.

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

$$\eta = \frac{N_{вых}}{N_{вх}}. \quad (2.13)$$

Подставляя в формулу (2.13) значения полезной мощности из формул (2.7), (2.9), (2.11) и потребляемой мощности из формул (2.8), (2.10), (2.12), получим значения КПД соответственно для насоса, гидромотора и гидроцилиндра.

Полный КПД гидромашин учитывает все потери мощности, которые возникают в гидромашине при движении рабочей жидкости. Существуют три вида таких потерь: гидравлические, механические и объемные. Гид-

гидравлические потери на преодоление путевых и гидравлических сопротивлений каналов, окон гидромашин могут быть учтены гидравлическим КПД  $\eta_r$ .

Механические потери, возникающие в результате действия сил трения в подвижных звеньях гидромашин (в подшипниках, шарнирах, между поршнями и стенками гидроцилиндров и т.д.), учитываются механическим КПД  $\eta_m$ .

Объемные потери, связанные с утечками, перетечками и сжимаемостью рабочей жидкости, учитываются объемным КПД  $\eta_{об}$ .

Таким образом, полный КПД гидромашин представляет собой произведение трех частных КПД:

$$\eta = \eta_r \eta_m \eta_{об} , \quad (2.14)$$

или

$$\eta = \eta_{гм} \eta_{об} ,$$

где  $\eta_{гм}$  – гидромеханический КПД,  $\eta_{гм} = \eta_r \eta_m$ .

Полный КПД гидромашин зависит от ее конструкции и технического состояния.

## 2.4. Классификация объемных гидромашин

**В** соответствии с тем, создают гидромашины поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.

В объемном насосе жидкость перемещается вследствие вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями.

Под *рабочей камерой* объемной гидромашин понимается пространство внутри машины, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с входом и выходом насоса.

Объемная гидромашин может иметь одну или несколько рабочих камер, которые образуются различными элементами, например, парами поршень – цилиндр, впадина шестерни – зуб шестерни и т.п.

Под *вытеснителями* понимается рабочий орган насоса, непосредственно всасывающий и вытесняющий жидкость из рабочих камер. Типичные вытеснители – поршень, плунжер, шестерня, пластина и др.

По характеру движения вытеснителя объемные гидромашины делятся на роторные и возвратно-поступательные.

В *роторных гидромашинах* рабочие камеры вращаются или совершают вращательное и возвратно-поступательное движение. Эти гидромашины имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и вытеснитель. Ротор насоса вращается синхронно с валом приводного двигателя.

Рабочий цикл состоит из следующих фаз: увеличение объема рабочей камеры (процесс всасывания для насоса и нагнетания для гидромотора), замыкание, уменьшение объема рабочей камеры (процесс нагнетания для насоса и слива для гидромотора) и вновь замыкание.

Разделение этих фаз обеспечивает специальное распределительное устройство торцевого, осевого (цапфенного), клапанного и клапанно-щелевого типа. Некоторые гидромашины, например шестеренные и винтовые, не имеют специальных распределительных устройств.

Роторные гидромашины подразделяются на роторно-вращательные, в которых вытеснители совершают только вращательное движение, и роторно-поступательные, в которых вытеснители совершают одновременно два движения: вращательное и поступательное.

Роторно-вращательные насосы бывают 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. Основной разновидностью зубчатых насосов являются шестеренные.

К роторно-поступательным гидромашинам относятся шибберные (в основном пластинчатые) и роторно-поршневые. Различаются они не только формой вытеснителей (пластин и поршней), но и по способу образования рабочих камер. Если в пластинчатых гидромашинах рабочие камеры ограничиваются двумя соседними вытеснителями (пластинами) и поверхностями ротора и статора, то в роторно-поршневых они образованы внутри ротора и замыкаются вытеснителями.

Виды роторно-поршневых гидромашин: аксиально-поршневые, в которых вытеснители и рабочие камеры расположены аксиально, и радиально-поршневые, в которых вытеснители расположены перпендикулярно оси вращения ротора.

Кроме того, роторные гидромашины подразделяются по возможности регулирования рабочего объема – на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости – с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала, –

одно-, двух- и многократного действия. Роторные гидромашины (кроме машин с клапанным распределением) могут быть обратимы, т.е. способны работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

В конструкции гидромоторов, однако, можно заметить некоторые отличия от соответствующих роторных насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин.

В *возвратно-поступательных* насосах жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате прямолинейного возвратно-поступательного движения вытеснителя. По виду вытеснителей эти насосы делятся на поршневые и диафрагменные. Плунжерные насосы тоже относятся к поршневым. Различие между ними – в конструкции вытеснителя и характере уплотнения.

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

1. Обратимость, т.е. способность роторных насосов работать в качестве гидромоторов. Поршневые насосы этой способностью не обладают.

2. Большая быстроходность. Максимально допустимые значения частоты вращения вала для роторных насосов  $n = 2\ 000 \dots 5\ 000$  об/мин. Для поршневых насосов эти значения в несколько раз меньше.

3. Способность работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивных и металлических частиц), неагрессивных и смазывающих жидкостях. Эти 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 преимуществами, то третье ограничивает их применение.

Следует отметить, что наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных и других машин получили роторные гидромашины.

## 2.5. Поршневые насосы

**Д**ля перекачивания жидкости применяют поршневые насосы (рис. 2.5, 2.6), 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, эксцентриковые и т.п.).

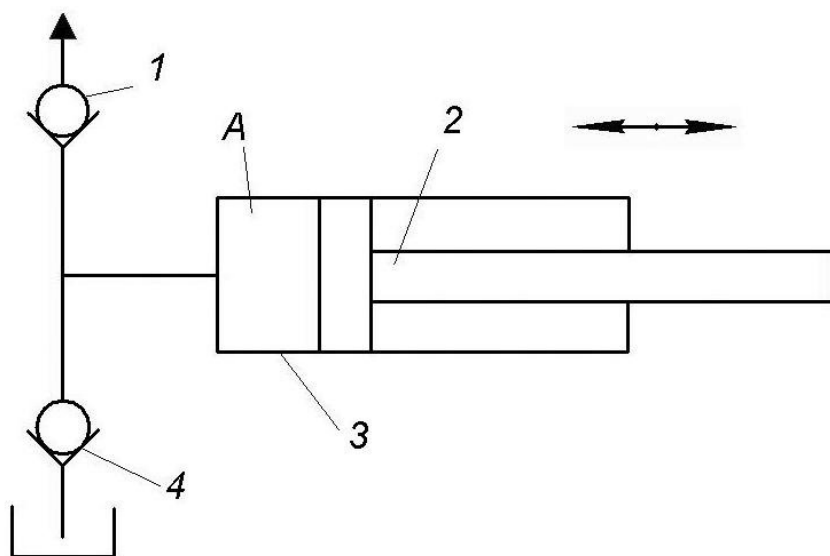


Рис. 2.5. Схема поршневого насоса:  
 1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (поршень);  
 3 – цилиндр; A – рабочая камера

Рассмотрим схему диафрагменного насоса (рис. 2.7), состоящего из неподвижной рабочей камеры 6, диафрагмы (вытеснителя) 1, выполненной из эластичного материала. Рабочая камера соединена со всасывающей 5 и напорной 3 гидролиниями, снабженными обратными клапанами 2 и 4. При заполнении рабочей камеры жидкостью всасывающий клапан 4 открыт, а напорный 2 закрыт. При нагнетании жидкости – наоборот. Диафрагма соединена со штоком 7 привода, совершающим возвратно-поступательное движение.

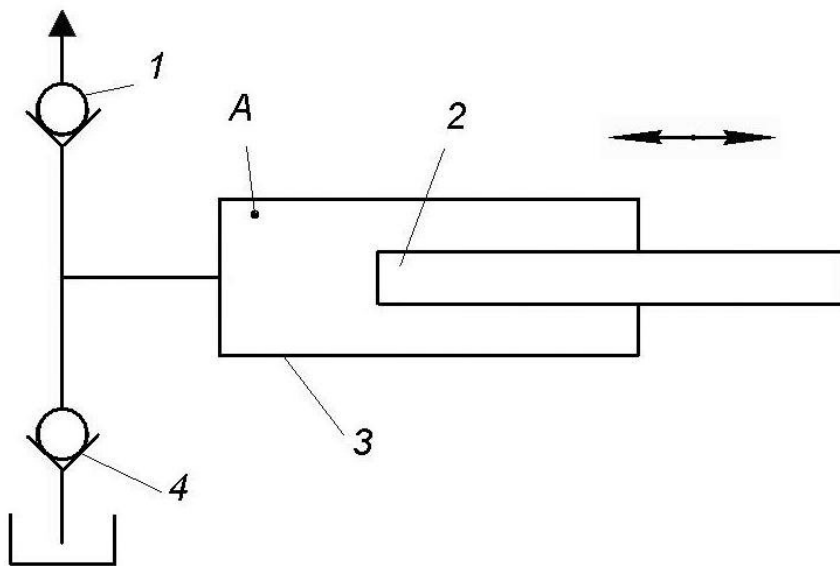


Рис. 2.6. Схема плунжерного насоса:  
 1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (плунжер);  
 3 – цилиндр; А – рабочая камера

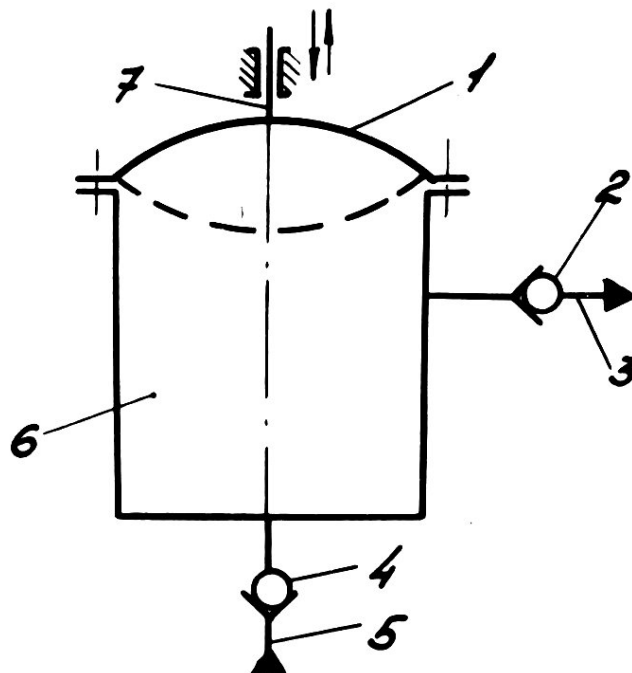


Рис. 2.7. Схема диафрагменного насоса:  
 1 – диафрагма (вытеснитель); 2, 4 – обратные клапаны;  
 3 – напорная гидролиния; 5 – всасывающая гидролиния;  
 6 – рабочая камера; 7 – шток привода

Диафрагменные насосы часто используют для перекачивания жидкостей, загрязненных различными примесями (песком, абразивными материалами), а также химически активных жидкостей. Насосы кулачкового типа находят применение в гидроприводах стационарного (кузнечно-прессового, металлургического и др.) оборудования.

Конструктивное оформление поршневых насосов чрезвычайно разнообразно и в настоящем пособии не рассматривается.

## 2.6. Шестеренные гидромашины

**Ш**естеренные 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.

Эти гидромашины бывают с внутренним и внешним зацеплением, многосекционными, многшестеренными, многоступенчатыми. В них используют косозубые и шевронные шестерни. Шестеренные насосы с внутренним зацеплением более компактны, но сложнее в изготовлении.

Наибольшее распространение получил шестеренный насос с внешним зацеплением и одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля (рис. 2.8). 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.

Принцип работы данного насоса заключается в следующем. При вращении шестерен 1 и 3, когда зубья выходят из зацепления, объем камеры увеличивается, давление в полости  $B$  уменьшается, происходит всасывание жидкости. Жидкость, попавшая во впадины зубьев, перемещается по внешней дуге в направлении вращения шестерен в полость  $H$ . На выходе зубья входят в зацепление, объем камеры уменьшается и жидкость вытесняется в напорную гидролинию.

При малых зазорах в зубчатом зацеплении возможно образование полости с заземленным объемом рабочей жидкости, что может привести к резкому увеличению давления и радиальной силы, действующей на оси и валы насоса. Для устранения резкого роста давления (разгрузки насоса) предусматривают каналы во впадинах шестерен, на боковых крышках и на нерабочих поверхностях зубьев (для нереверсивных насосов).

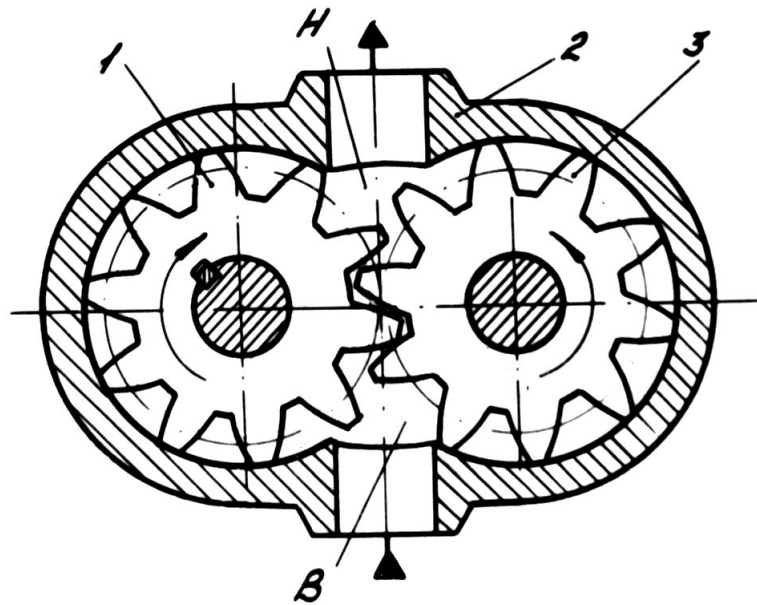


Рис. 2.8. Схема шестеренного насоса:  
 1 – ведущая шестерня (ротор); 2 – корпус (статор);  
 3 – ведомая шестерня (вытеснитель)

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. Это устройство состоит из плавающих втулок, которые давлением жидкости прижимаются к торцевым поверхностям шестерен и тем самым уменьшают зазор, повышая степень герметичности в насосе.

Для получения особо высоких давлений иногда применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Их составляют из нескольких шестеренных насосов, соединенных последовательно. Такой насос создает давление, равное сумме давлений, развиваемых всеми ступенями.

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = 2\pi m^2 (z + 1)b , \quad (2.15)$$

где  $m$  – модуль зубчатого зацепления;  $z$  – число зубьев шестерни,  $z = 6...16$ ;  
 $b$  – ширина шестерни.

Подачу насоса определяют по формулам (2.1), (2.4), мощность, КПД – по формулам (2.7), (2.8) и (2.13).

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, – величины постоянные, то шестеренные насосы нерегулируемы.



Насос подает рабочую жидкость неравномерно: мгновенная подача является периодической функцией угла поворота вала ведущей шестерни. Коэффициент пульсации подачи рабочей жидкости определяют по формуле

$$k_{\text{п}} = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha}{z}, \quad (2.16)$$

где  $\alpha$  – угол зацепления,  $\alpha = 20^\circ$ ;  $z$  – число зубьев.

Неравномерность подачи вызывает пульсацию давления и отрицательно сказывается на работе насоса и гидропривода, создавая вибрации. Таким образом, для уменьшения пульсации подачи необходимо увеличивать число зубьев шестерни.

Для увеличения подачи насоса или получения нескольких независимых потоков жидкости применяют многшестеренные насосы с тремя и более шестернями, размещенными в одном корпусе с одной ведущей шестерней.

Шестеренные насосы получили наибольшее применение в гидроприводах строительных, дорожных и коммунальных машин, работающих при давлении до 15...20 МПа.

Наибольшее распространение получили односекционные шестеренные насосы с прямозубыми колесами внешнего зацепления.

Работают эти насосы при высокой частоте вращения вала, поэтому их можно соединять непосредственно с валами приводящих двигателей.

Применяют в основном шестеренные насосы типа НШ: НШ 10, НШ 32, НШ 50 (рис. 2.9) и т.д., где цифры, стоящие рядом с буквами, указывают рабочий объем в  $\text{см}^3$ . В соответствии с ГОСТ 8754-80 шестеренные насосы по исполнению делятся на три группы, которые обозначают цифрами 2, 3, 4 и указывают на способность развивать определенное давление.

К группе 2 относят насосы с номинальным давлением нагнетания 14 МПа, к группе 3 – насосы с номинальным давлением нагнетания 16 МПа, к группе 4 относят насосы с номинальным давлением нагнетания 20 МПа. Цифры, указывающие на исполнение, пишут последними в индексации насосов. После индексации пишут букву Л, если насос левого вращения (для правого вращения букву не пишут). Так, например, насос с правым направлением вращения ведущего вала с рабочим объемом  $32 \text{ см}^3$  исполнения 3 обозначается следующим образом: НШ 32-3.

Объемный КПД шестеренных насосов зависит от давления и вязкости рабочей жидкости. При номинальном давлении 16 МПа и вязкости рабочей жидкости порядка 60...70 сСт он составляет не менее 0,92...0,98. Полный КПД шестеренных насосов – не менее 0,82...0,90.

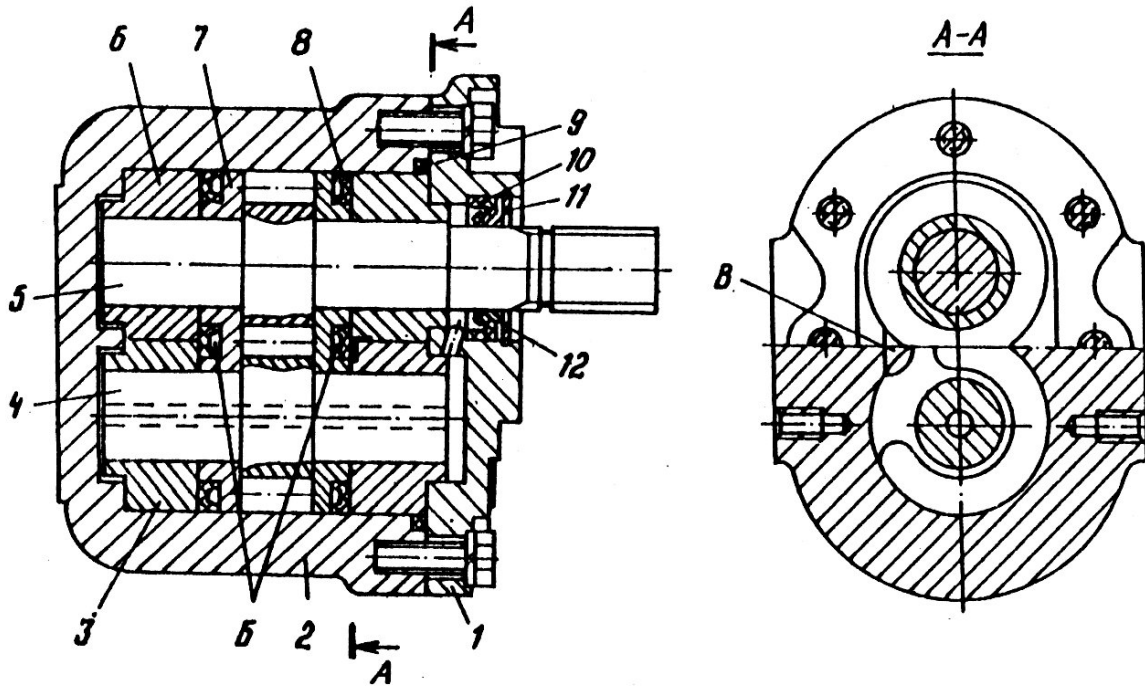


Рис. 2.9. Шестеренные насосы НШ 32У-3 и НШ 50У-3:  
 1 – крышка; 2 – корпус; 3, 6 – опорные втулки;  
 4, 5 – ведомая и ведущая шестерни; 7 – компенсатор;  
 8 – 10 – манжеты; 9 – уплотнительное кольцо;  
 11 – стопорное кольцо; 12 – опорное кольцо;  
 Б – полость подвода давления жидкости из напорной  
 зоны для поджима компенсаторов; В – камера всасывания

Корпуса шестеренных насосов изготовляют 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. 2.10.

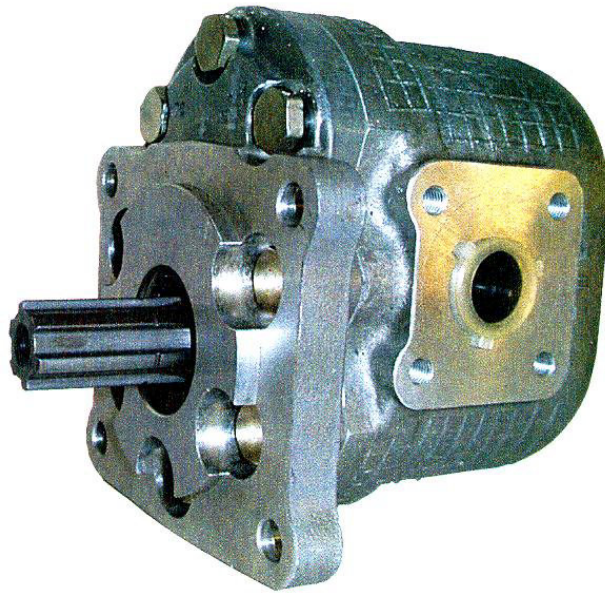


Рис. 2.10. Общий вид насоса НШ 32

Общий вид насоса НШ 71 (100) представлен на рис. 2.11.

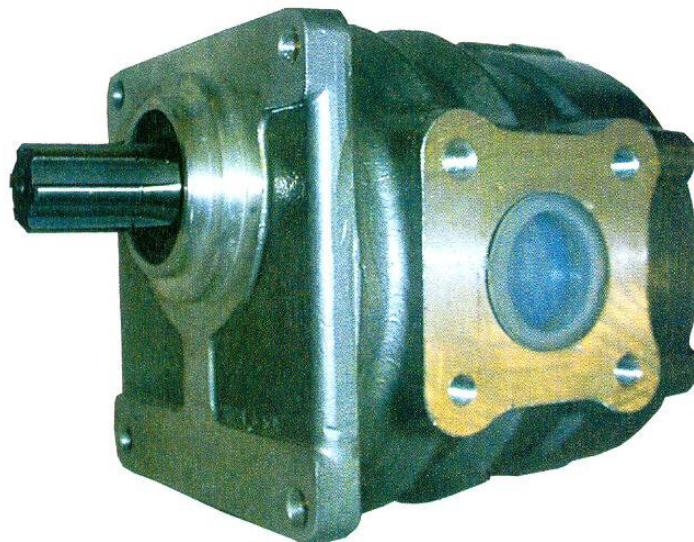


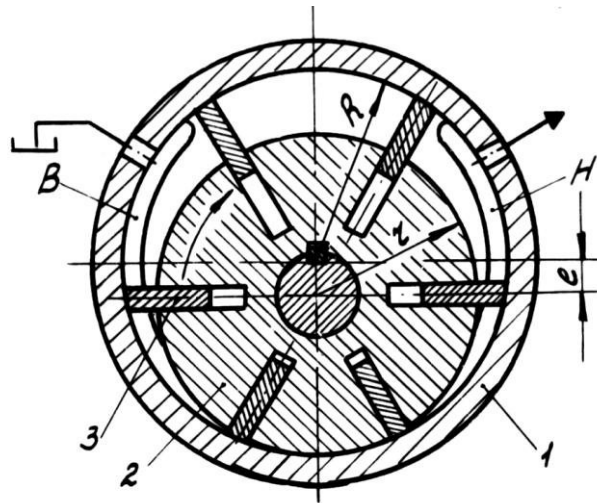
Рис. 2.11. Общий вид насоса НШ 71 (100)

К недостаткам шестеренных насосов относятся следующие: наличие полости с заземленным объемом рабочей жидкости между зубьями шестерен, что может привести к поломке насоса; значительный шум и пульсация потока по сравнению с другими типами насосов.

## 2.7. Пластинчатые гидромашины

**Р**абочие 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 гидродолинию один объем рабочей жидкости, в насосах двухкратного действия – два объема и т.д.

а)



б)

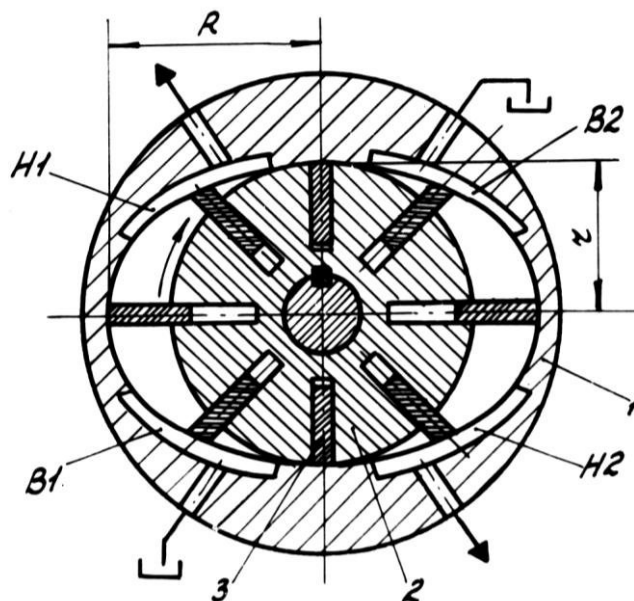


Рис. 2.12. Схема пластинчатого насоса:  
 а – однократного действия; б – двухкратного действия;  
 1 – статор (корпус); 2 – ротор; 3 – пластина (вытеснитель)

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 2.12, 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 *B* и *H*, соединенные со всасывающей и напорной гидролиниями.

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении ротора пластины всегда прижаты к внутренней поверхности статора и скользят по ней. Начальный прижим пластин в насосе обычно осуществляется под действием центробежных сил и иногда пружин, а рабочий прижим – под действием сил давления жидкости на внутренние торцы пластин.

Из-за наличия эксцентриситета между ротором и статором пластины 3 совершают сложное движение: вращение вместе с ротором и возвратно-поступательное движение в пазах. При этом заключенный между двумя соседними пластинами объем по мере вращения ротора изменяется, увеличиваясь при движении пластин от полости нагнетания к полости всасывания (процесс всасывания) и уменьшаясь при движении пластин от полости всасывания к полости нагнетания (процесс нагнетания). В зоне перемычек между окнами *B* и *H* объемы рабочих камер не изменяются. Размер перемычки между окнами должен быть не меньше углового расстояния между соседними пластинами для устранения перетечек жидкости.

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

$$q = 2e(\pi D - \delta z)b, \quad (2.17)$$

где *e* – эксцентриситет,  $e = R - r$ ; *D* – диаметр статора,  $D = 2R$ ;  $\delta$  – 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

$$F_p = \Delta p D b, \quad (2.18)$$

где  $F_p$  – сила, действующая на ротор;  $\Delta p$  – перепад давления,  $\Delta p = p_1 - p_2$ , здесь  $p_1, p_2$  – давления на выходе и входе в насос соответственно.

Пластинчатые насосы однократного действия используются при давлениях не более 10...12 МПа. Ограниченность давления обусловлена значительными радиальными нагрузками, действующими на ротор.

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил применяют пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 2.12, б). В них ротор 2 с пластинами 3 охвачен корпусом (статором) 1 специального профиля. Число пластин – четное (не менее 8). При вращении ротора всасывание жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания  $B1$  и  $B2$ , а вытеснение – через окна  $H1$  и  $H2$ . Так как давление жидкости действует на диаметрально расположенные стороны ротора, то опоры ротора разгружены от давления жидкости. За один оборот ротора две любые соседние пластины совершают два рабочих цикла, перемещая жидкость из окна  $B1$  в окно  $H1$  и потом из окна  $B2$  в окно  $H2$ . Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия определяется по формуле

$$q = 2\pi b(R^2 - r^2), \quad (2.19)$$

где  $R$  – большая полуось статора;  $r$  – радиус статора;  $b$  – ширина пластин.

При определении рабочего объема насоса по формуле (2.19) не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин.

Недостатком пластинчатых насосов двукратного действия является невозможность их регулирования, так как параметры, определяющие рабочий объем, – величины постоянные, что видно из формулы (2.19).

Пластинчатые насосы просты по конструкции, имеют малое число деталей, равномерную подачу жидкости и находят применение в гидроприводах с давлением до 14...16 МПа, в основном в станкостроении, а также в качестве вспомогательных насосов системы подпитки и управления в гидроприводах высокого давления.

Пластинчатые гидромашины обратимы, однако большинство насосов этого типа не могут быть использованы как гидромоторы без изменения конструкции. Полный КПД пластинчатых гидромашин достигает 0,8. Основные потери в них – механические.

## 2.8. Аксиально-поршневые гидромашины

**А**ксиально-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 (аксиально) оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол не более  $45^\circ$ . По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкции, аксиально-поршневые гидромашины разделяют на гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.

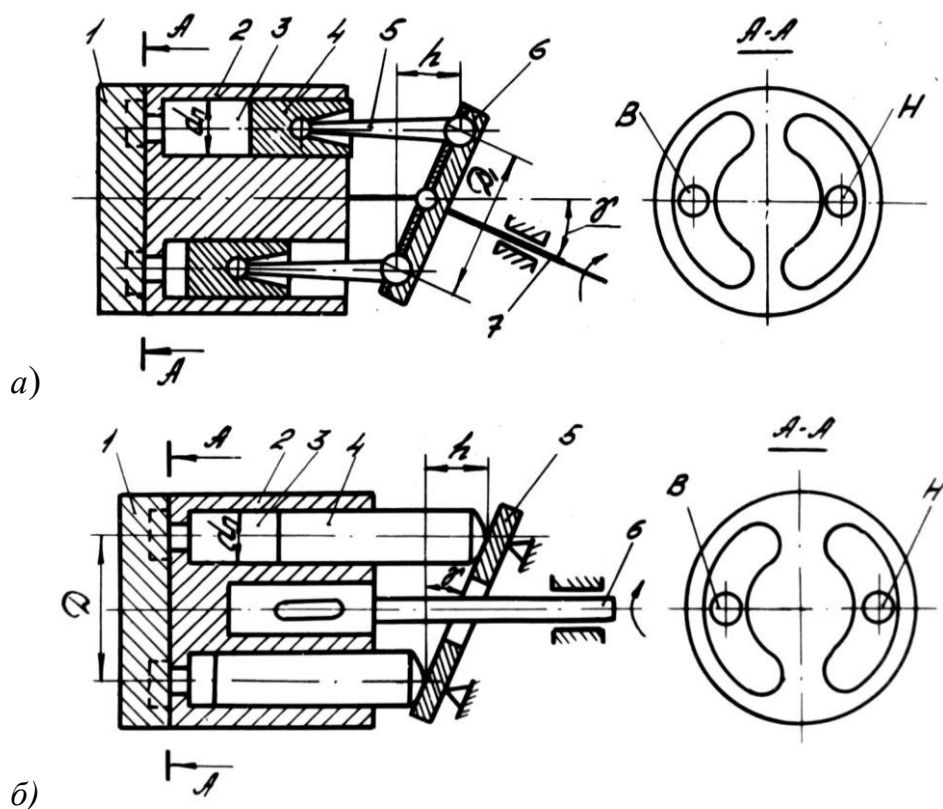


Рис. 2.13. Схема аксиально-поршневого насоса:

*a* – 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

На рис. 2.13, *a* показана схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров. Насос состоит из неподвижного распределительного диска 1, имеющего два серпообразных канала, соединенных со всасывающей *B* и напорной *H* 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 *B*. Происходит цикл всасывания. В течение следующей половины оборота поршень вытесняет жидкость из рабочей камеры в напорную гидролинию *H*. 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

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} zh = \frac{\pi d_n^2}{4} z D_1 \sin \gamma, \quad (2.20)$$

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;  $\gamma$  – угол наклона оси блоков цилиндров к оси приводного вала, обычно  $\gamma = 15...25^\circ$  (иногда до  $40^\circ$ ).

Из формулы (2.20) 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 [см. формулу (2.1)]. Чем больше угол  $\gamma$ , тем больше рабочий объем и подача насоса.

В гидромашинах с наклонным диском (рис. 2.13, *б*) 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 выдвижении 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  $B$  и напорной  $H$  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

$$q = \frac{\pi d_p^2}{4} zh = \frac{\pi d_p^2}{4} zDt \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.21)$$

где  $d_p$  – диаметр поршня;  $z$  – число всех поршней;  $h$  – максимальный ход поршня,  $h = Dt \operatorname{tg} \gamma$ ;  $D$  – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров;  $\gamma$  – угол наклона диска, обычно  $\gamma = 20 \dots 25^\circ$ .

Подача насоса определяется по формуле (2.1). Принцип регулирования подачи, основанный на изменении рабочего объема насоса, вытекает из соотношений (2.1), (2.20) и (2.21). Из них следует, что изменение величины угла  $\gamma$  приводит к изменению подачи.

Обозначим через  $\gamma_{\max}$  максимально возможный по конструкции угол наклона блока цилиндров или диска, а через  $Q_{T \max}$  соответствующую ему максимальную подачу.

Тогда подачу  $Q_T$ , соответствующую значению угла  $\gamma$ , можно представить в виде

$$Q_T = Q_{T \max} \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_{\max}} \quad \text{или} \quad Q_T = Q_{T \max} \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}}. \quad (2.22)$$

Введем величину  $\psi$ , которую назовем параметром регулирования:

$$\psi = \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_{\max}} \approx \frac{\gamma}{\gamma_{\max}} \quad \text{или} \quad \psi = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}} \approx \frac{\gamma}{\gamma_{\max}}. \quad (2.23)$$

Представление параметра регулирования  $\psi$  в виде отношения углов  $\gamma/\gamma_{\max}$  эквивалентно линейаризации формулы (2.23). При  $\gamma = 25^\circ$  максимальная погрешность от линейаризации составляет около 3 % для насосов с наклонным блоком и около 7 % для насосов с наклонным диском.

С учетом формул (2.22), (2.23) и (2.4) подачу насоса можно представить в виде

$$Q_T = Q_{T \max} \psi \quad \text{или} \quad Q_H = Q_{H \max} \psi . \quad (2.24)$$

Для регулируемых насосов с постоянным направлением потока жидкости параметр регулирования изменяется в пределах  $0 \leq \psi \leq 1$ , а для насосов с реверсивным потоком параметр регулирования изменяется в пределах  $-1 \leq \psi \leq 1$ . Зависимость  $Q_H = f(\psi)$  называется регулировочной характеристикой насоса.

В некоторых насосах предусматривается установка угла наклона на два-три дискретных значения. Такое регулирование называется ступенчатым. Коэффициент пульсации подачи аксиально-поршневого насоса определяют по формулам:

– для нечетного числа поршней

$$k_{\text{пн}} = \frac{1,25}{z^2} ; \quad (2.25)$$

– для четного числа поршней

$$k_{\text{пч}} = \frac{0,5}{z^2} . \quad (2.26)$$

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 см<sup>3</sup>/об до 30 дм<sup>3</sup>/об;
- высокой всасывающей способности насосов, обеспечивающей возможность их эксплуатации в гидросистемах с открытой циркуляцией рабочей жидкости;
- широкому диапазону частоты вращения – от 1 до 6 000 об/мин;
- длительным срокам службы – до 10 000...12 000 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.

Конструкции аксиально-поршневых гидромашин отличаются большим разнообразием.

На строительных и дорожных машинах наиболее широко применяют аксиально-поршневые нерегулируемые и регулируемые гидромашин с наклонным блоком цилиндров.

В основу серийно выпускаемых гидромашин, отличающихся габаритными размерами, положена унифицированная конструкция качающего узла.

Начатое в конце 60-х гг. XX в. производство аксиально-поршневых насосов и гидромоторов с наклонным блоком цилиндров позволило на их основе принципиально изменить конструкцию большинства видов строительных и дорожных машин: улучшились основные параметры, разработаны гидромашин с поворотным распределителем, создана конструкция регулируемых гидромоторов с бесступенчатым изменением рабочего объема, а также реализован ряд других достижений.

Для гидроприводов строительных и дорожных машин производятся аксиально-поршневые нерегулируемые (типа 210 и 310) и регулируемые (типа 207, 224, 303, 321 и 333) насосы и гидромоторы. Основой каждого типоразмера гидромашин является унифицированная конструкция качающего узла, на базе которого созданы различные исполнения.

Насосы и гидромоторы типа 210...Г относятся к гидромашин с нерегулируемым рабочим объемом (рис. 2.14), качающий узел которых состоит из приводного вала 1, семи поршней 10 с шатунами 9, радиального 6 и сдвоенного радиально-упорного 7 шарикоподшипников, блока цилиндров 11, центрируемого сферическим распределителем 12 и центральным шипом 15.

От осевого перемещения внутренние кольца подшипников удерживаются стопорным кольцом (гидромашин 210) или двумя пружинными кольцами (гидромашин 310.224). В передней крышке 3 установлено армированное манжетное уплотнение 2.

Центральный шип 15 сферической головкой установлен в гнезде фланца приводного вала 1, другой конец шипа входит в отверстие втулки, запрессованной в распределитель 12. В сферических периферийных гнездах фланца приводного вала 1 установлены головки шатунов 9, кото-

рые вместе со сферической головкой центрального шипа 15 прижаты к фланцу вала пластиной.

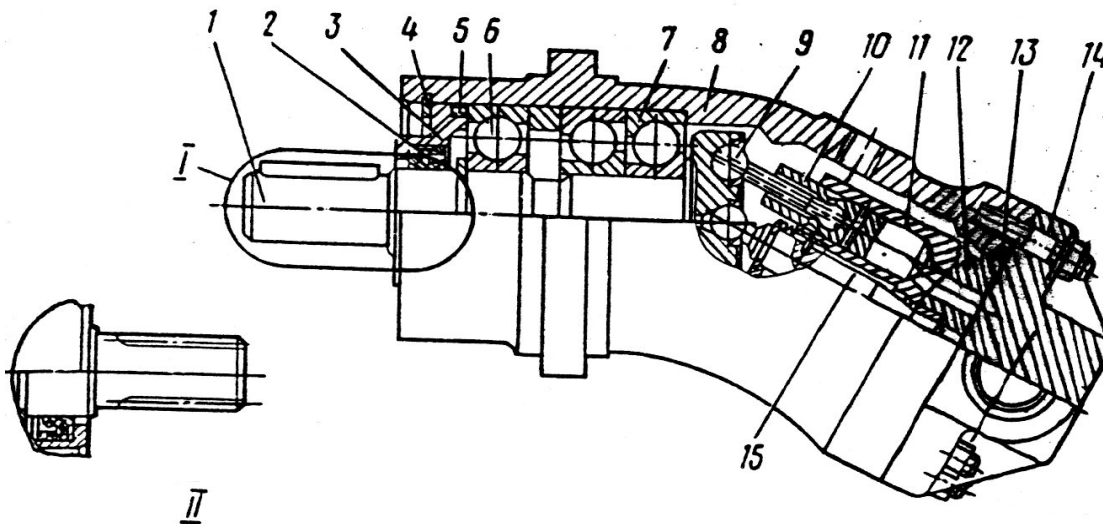


Рис. 2.14. Аксиально-поршневой нерегулируемый насос (гидромотор) типа 210...Г:

- I и II – варианты исполнения вала (шпоночный и шлицевой);  
 1 – приводной вал; 2 – манжетное уплотнение; 3 – передняя крышка;  
 4 – кольцо упорное; 5, 13 – кольца уплотнительные;  
 6, 7 – шарикоподшипники; 8 – корпус; 9 – шатун; 10 – поршень;  
 11 – блок цилиндров; 12 – сферический распределитель;  
 14 – задняя крышка; 15 – центральный шип

К внутренней поверхности задней крышки 14 неподвижно примыкает распределитель 12, два дугообразных паза которого совмещены с соответствующими пазами в крышке. Под воздействием тарельчатых пружин сферические поверхности блока цилиндров 11 и распределителя 12 постоянно прижаты. При вращении блока полости цилиндров последовательно совмещаются с дугообразными пазами распределителя.

При вращении вала 1 вращаются шатуны 9 с поршнями 10, установленными в блоке цилиндров. Одновременно поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах, полости которых попеременно сообщаются с напорным или всасывающим каналом.

За один оборот вала каждый поршень совершает один двойной ход. При работе гидромашины в режиме насоса в течение одной половины оборота вала поршень всасывает рабочую жидкость через трубопровод из

бака, а в течение второй – вытесняет ее в напорную магистраль гидросистемы.

Величина подачи насоса прямо пропорционально зависит от частоты вращения приводного вала.

При работе в режиме гидромотора напор рабочей жидкости из гидросистемы через отверстие в задней крышке 14 и дугообразный паз распределителя действует на поршни 10, приводя их в движение. Поршни 10 через шатуны 9 сообщают валу 1 крутящий момент.

При этом в течение одной половины оборота вала происходит заполнение рабочей камеры цилиндра жидкостью, а в течение другой – вытеснение жидкости в сливную магистраль.

Общий вид гидромашины типа 210... представлен на рис. 2.15.

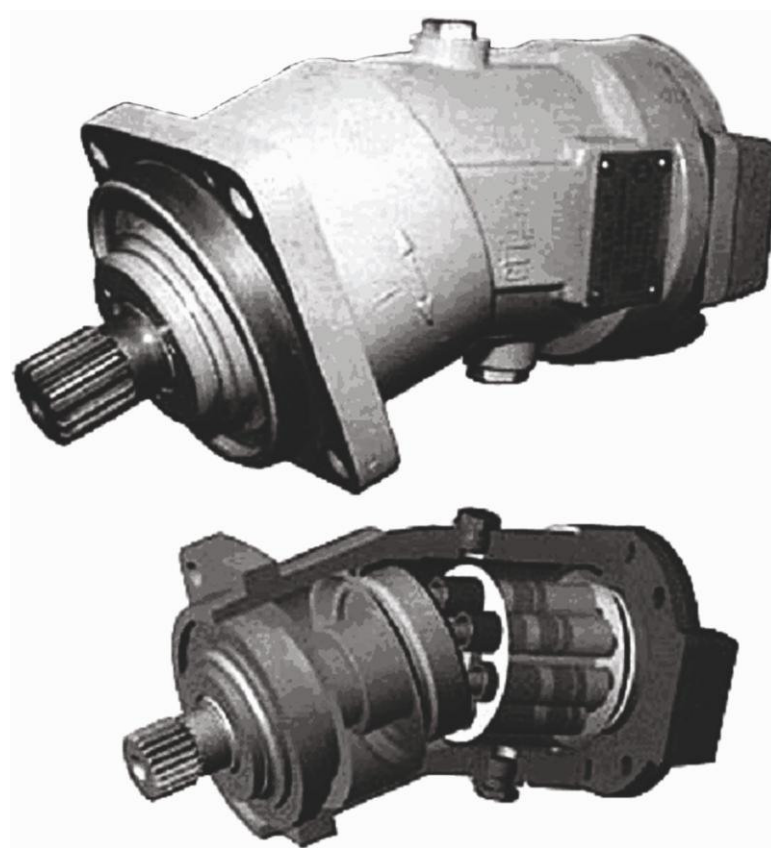


Рис. 2.15. Общий вид гидромашины типа 210...

Аксиально-поршневые нерегулируемые насосы и гидромоторы типа 210... являются по принципу действия обратимыми гидромашинами, имеют строго зафиксированный угол наклона блока цилиндров ( $25^\circ$ ).

Индексы насосов и гидромоторов образуются следующим образом: первые три цифры (210) обозначают тип гидромашины, следующие две

цифры (12, 16, 20, 25, 32) – диаметр поршня качающегося узла (мм), третья группа цифр – исполнение (насос или гидромотор), последние две цифры – исполнение приводного вала. Буквы «А» и «Б» в индексе обозначают исполнение насоса в корпусе из алюминиевых сплавов.

Пример обозначения нерегулируемой гидромашины типа 210...:

**210.00.00.00.А(Б)**

Нерегулируемая гидромашина  
 Типоразмер (диаметра поршня, мм)  
 11-насос-мотор  
 12-насос, 13-гидромотор  
 00 или 20-шпоночный вал  
 01 или 21-шлицевой вал  
 Корпус из алюминиевого сплава

Конструкция аксиально-поршневой гидромашины серии 300 приведена на рис. 2.16.

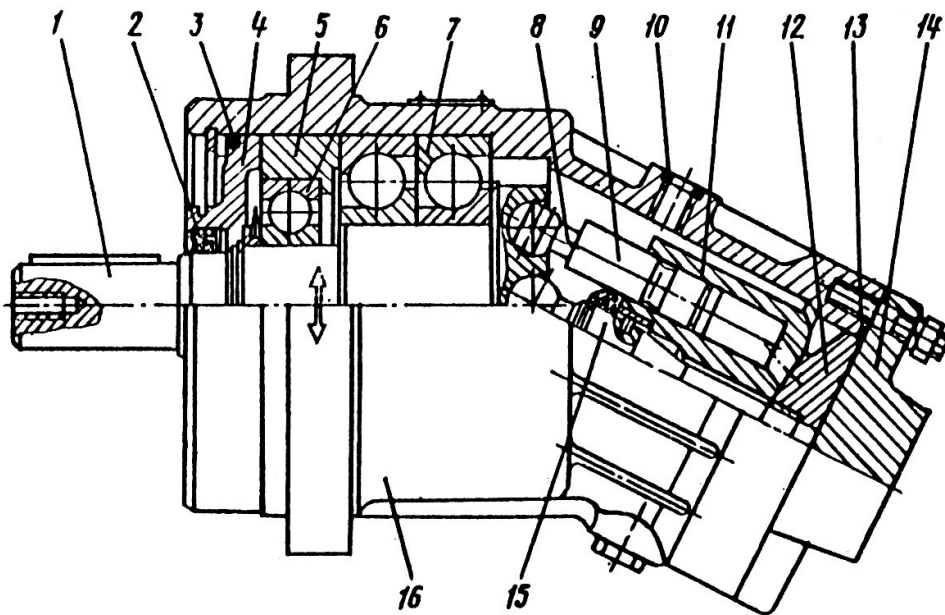


Рис. 2.16. Аксиально-поршневая нерегулируемая гидромашина типа 310...:

- 1 – вал; 2 – манжета; 3, 10, 13 – уплотнительные кольца;
- 4, 14 – передняя и задняя крышки; 5 – стакан; 6 – подшипник радиальный;
- 7 – подшипник сдвоенный радиально-упорный; 8 – шатун; 9 – поршень;
- 11 – блок цилиндров; 12 – распределитель; 15 – шип; 16 – корпус

Устройство и принцип действия гидромашин типа 310 аналогичны рассмотренным выше гидромашинам типа 210.

Аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 207 изготавливаются трех типоразмеров, отличающихся диаметром поршня унифицированного качающего узла.

Регулирование величины и направления потока жидкости происходит за счет изменения угла наклона поворотного корпуса. Подача регулируемого насоса может плавно изменяться при изменении угла наклона поворотного корпуса  $\gamma$  от 0 до  $\pm 25^\circ$ .

Сдвоенные аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 223 состоят из двух унифицированных качающих узлов насоса типа 207, установленных параллельно в общем корпусе.

Двухпоточные регулируемые насосы применяются в гидроприводах с двумя независимыми контурами циркуляции рабочей жидкости.

Преимущественное распространение эти насосы получили в гидросистемах одноковшовых экскаваторов.

Двухпоточный аксиально-поршневой регулируемый насос 224.20...А (рис. 2.17) имеет два качающих узла 1 одинаковой конструкции, параллельно установленных в поворотных корпусах 10.

Поворотные корпуса соединены вилкой 34 и синхронно поворачиваются вокруг своих вертикальных осей на угол до  $25^\circ$ .

При «нулевом» положении поворотных корпусов 10 ось вала каждого качающего узла находится на одной прямой с осью блока цилиндров. В этом положении подача насоса равна нулю.

Отклонение поворотных корпусов 10 происходит под воздействием регулятора мощности, имеющего двухступенчатый плунжер 27, две пружины 29 и установочные шайбы 30.

Вал 20 насоса приводится во вращение от двигателя и через встроенный раздаточный редуктор (две ведомые шестерни 33) передает вращение валам качающих узлов.

Направление вращения приводного вала насоса правое при наблюдении со стороны вала 20 (обозначено стрелкой на передней крышке).

При работе на малых давлениях пружины 29 удерживают поворотные корпуса на наибольшем угле отклонения, обеспечивая максимальную подачу насоса.

С увеличением давления нагнетания плунжер перемещается, сжимая пружины и уменьшая угол наклона поворотных корпусов, что приводит к уменьшению подачи насоса. Пружины регулятора и толщину шайб

подбирают таким образом, чтобы обеспечивалось постоянное значение установленной мощности.

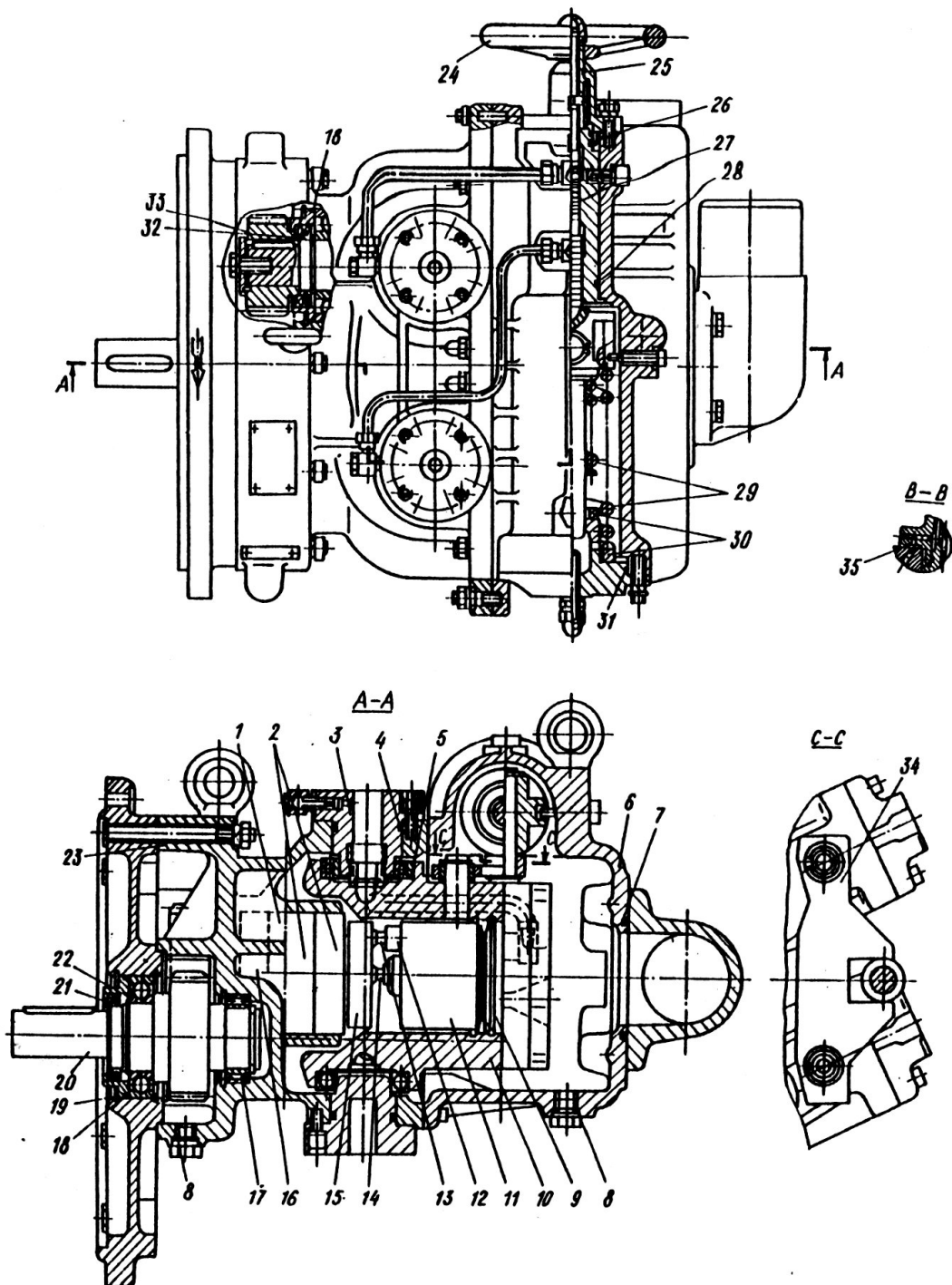


Рис. 2.17. Двухпоточный аксиально-поршневой регулируемый насос 224.20...А:

- 1 – качающий узел; 2, 5, 16, 17, 22 – подшипники; 3 – фланец;
- 4, 7, 8, 18, 25, 26, 28, 31, 35 – кольца уплотнительные; 6, 23 – детали корпуса;
- 9 – распределитель; 10 – поворотный корпус; 11 – блок цилиндров;
- 12 – поршень; 13 – шатун; 14 – шип центральный; 15 – вал;
- 19 – стопорное кольцо; 20 – вал-шестерня; 21, 32 – манжеты; 24 – маховичок;
- 27 – плунжер; 29 – пружины; 30 – шайбы; 33 – шестерня; 34 – вилка



Таким образом, величина подачи насоса изменяется автоматически в результате изменения угла наклона качающих узлов, обеспечивая работу насоса в режиме постоянной мощности.

Общий вид насоса типа 313... представлен на рис. 2.18.

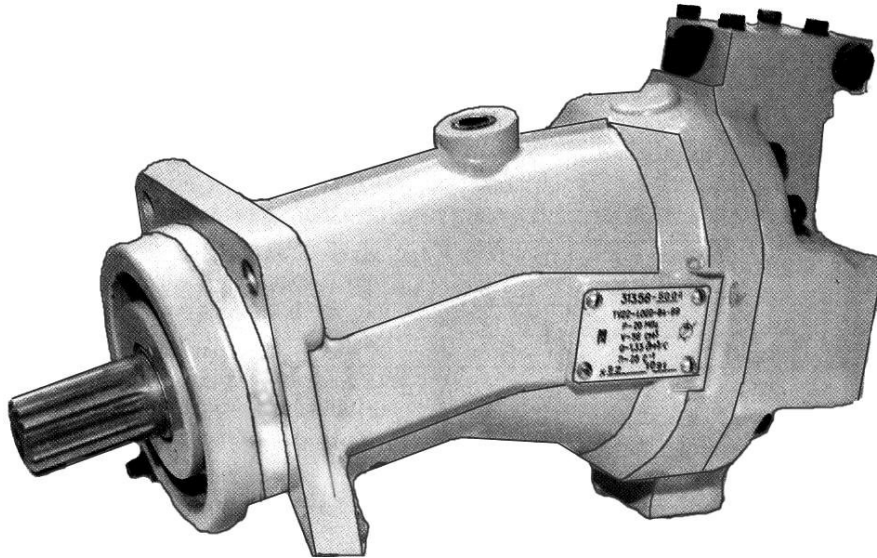


Рис. 2.18. Общий вид насоса типа 313...

Общий вид трехпоточного насоса типа 333... представлен на рис. 2.19.

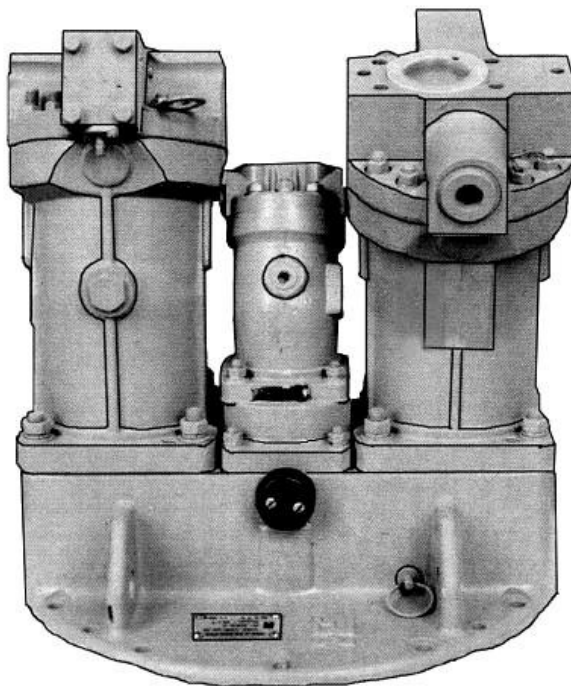


Рис. 2.19. Общий вид трехпоточного насоса типа 333...

Трехпоточный регулируемый насос 333.20 состоит из двух регулируемых качающих узлов с максимальным углом наклона блока цилиндров  $25^\circ$  и одного нерегулируемого качающего узла.

Регулирование рабочего объема достигается изменением угла наклона блока цилиндров с торцевым распределителем относительно оси вала.

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком обладают высокими эксплуатационными свойствами и следующими основными достоинствами: высокой всасывающей способностью, обеспечивающей работу насосов на самовсасывании при широком диапазоне температуры и вязкости рабочей жидкости (от  $8...10$  до  $1\ 000...1\ 200$  сСт); возможностью работы в насосном и моторном режимах; относительно меньшей чувствительностью к чистоте рабочей жидкости (могут работать при тонкости очистки до  $40$  мкм); высокими износостойкостью, надежностью, КПД.

## 2.9. Радиально-поршневые гидромашины

**Р**адиально-поршневой гидромашиной называют роторно-поршневую 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  $45^\circ$ .

Конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рис. 2.20. 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  $B$  – всасывающая и  $H$  – 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.

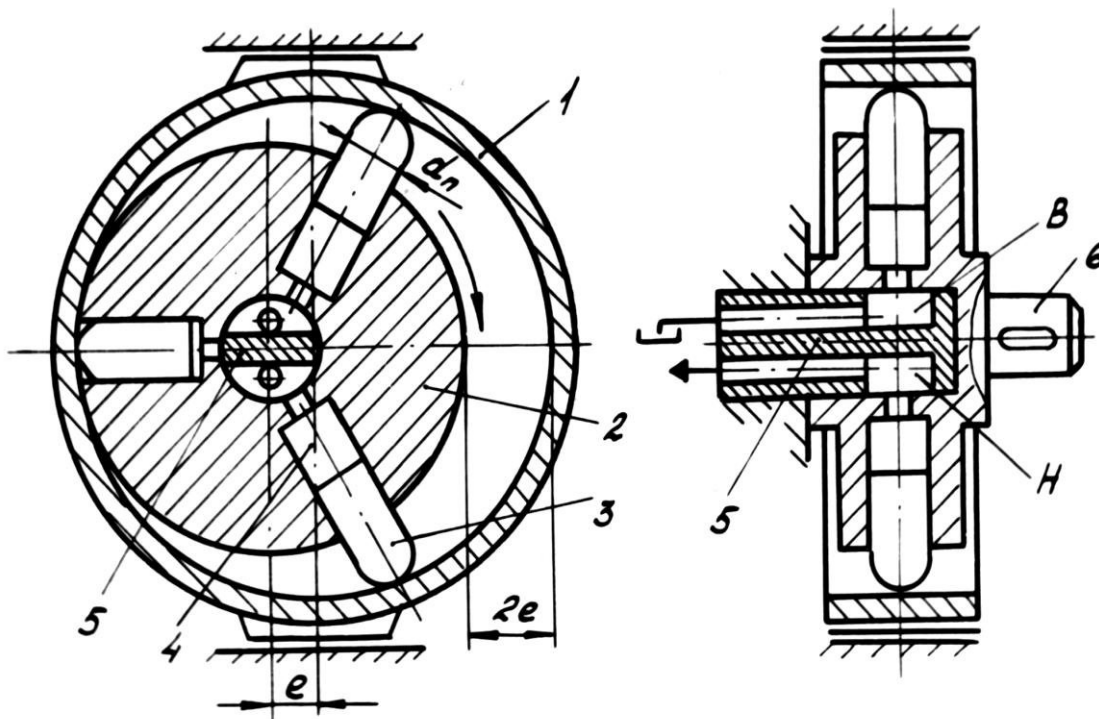


Рис. 2.20. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия:  
 1 – статор (корпус); 2 – блок цилиндров (ротор); 3 – поршень (вытеснитель);  
 4 – рабочая камера; 5 – цапфенный распределитель; 6 – приводной вал

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.

Число поршней в радиальном насосе нечетное, равно 5, 7, 9 и реже 11. Это необходимо потому, что при нечетном числе поршней зону перехода от всасывания к нагнетанию одновременно проходит один поршень, а при четном числе – два, что увеличивает неравномерность подачи.

Для увеличения рабочего объема и улучшения равномерности подачи радиально-поршневые насосы делают иногда многорядными. Поршни располагают в цилиндрах в нескольких параллельных плоскостях, но обычно не более трех.

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

$$q = \frac{\pi d_p^2}{4} z z_p h, \quad (2.27)$$

где  $d_p$  – 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 [формула (2.1)]. При возможности смещения статора в обе стороны от оси вращения ротора появляется возможность реверса направления потока рабочей жидкости. Мощность, КПД насоса определяют по формулам (2.7), (2.8) и (2.13). Коэффициент пульсации роторно-поршневого насоса определяют по формулам (2.25) и (2.26).

Роторно-радиальные гидромашины используются главным образом в качестве насосов регулируемой производительности и гидромоторов с большим крутящим моментом. На мобильных машинах эти гидромашины применяются редко вследствие их больших габаритов и массы. Поэтому они чаще всего используются в стационарных условиях и там, где габариты и масса не имеют решающего значения. Конструкция распределительного узла ограничивает давление, развиваемое насосом (до 25 МПа). Полный КПД радиально-поршневых насосов находится в пределах 0,7...0,9.

Недостатками радиально-поршневых гидромашин являются также большой момент инерции ротора, относительная тихоходность из-за больших окружных скоростей головок поршней.

## 2.10. Гидромоторы

**Г**идромоторы предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию вращения исполнительного органа различных машин и механизмов.

Основным требованием при выборе гидромотора является обеспечение исполнительным органом машины необходимого крутящего момента  $M_m$  и частоты вращения  $n_m$ .

Питание гидромотора производится либо от общей гидросистемы, либо индивидуальным насосом. Реверсирование направления движения (вращения) гидромотора осуществляется либо с помощью распределителя, либо реверсированием направления подачи насоса.

Скорость вращения вала гидромотора регулируется изменением количества поступающей к нему жидкости или изменением рабочего объема гидромотора, что видно из выражения

$$Q_M = q_M n_M, \quad (2.28)$$

где  $Q_M$  – расход жидкости через гидромотор, м<sup>3</sup>/с;  $q_M$  – рабочий объем гидромотора, м<sup>3</sup>;  $n_M$  – частота вращения вала гидромотора, с<sup>-1</sup>.

Обычно в качестве гидромоторов используются объемные роторные гидромашины. Гидромоторы конструктивно мало отличаются от роторных насосов.

По величине крутящего момента и частоты вращения вала гидромоторы можно разделить на две группы: низкомоментные и высокомоментные.

Низкомоментные гидромоторы характеризуются развитием небольшого крутящего момента (10...60 Н·м) и больших частот вращения (60...3 000 об/мин). Высокомоментные гидромоторы развивают большой крутящий момент (500...100 000 Н·м) при небольших частотах вращения (до 400 об/мин). Высокомоментные гидромоторы в основном предназначены для использования без промежуточного звена (редуктора) с целью уменьшения массы, габаритов машины, улучшения динамических характеристик объемного гидропривода.

В качестве низкомоментных гидромоторов в большинстве случаев используют аксиально-поршневые, реже шестеренные и пластинчатые гидромашины.

В качестве высокомоментных гидромоторов в основном используют радиально-поршневые, аксиально-поршневые гидромашины.

Для условного разграничения низкомоментных и высокомоментных гидромоторов часто используют так называемый коэффициент быстроходности:

$$k_{\delta} = \frac{q_M}{n_M}, \quad (2.29)$$

где  $k_{\delta}$  – коэффициент быстроходности;  $q_M$  – рабочий объем, см<sup>3</sup>;  $n_M$  – номинальная частота вращения вала гидромотора, об/мин.

Гидромоторы, у которых  $k_{\delta} > 1$ , как правило, относят к низкомоментным, а у которых  $k_{\delta} < 1$ , – к высокомоментным. Следует отметить, что коэффициент быстроходности является все же условной величиной.

Целесообразность применения в приводах вращательного движения низкомоментных или высокомоментных гидромоторов определяется в каждом конкретном случае отдельно, исходя из требований к приводу машины.

Основными выражениями, которые используются при расчете гидромотора, являются формулы (2.9), (2.10), (2.13) и (2.14). Если пренебречь потерями мощности ( $\eta = 1,0$ ), то из выражений (2.9) и (2.10) можно определить рабочий объем гидромотора:

$$q_m = \frac{M_m 2\pi}{\Delta p_m}. \quad (2.30)$$

По расчетному значению рабочего объема, номинальному давлению и остальным параметрам выбирается необходимый гидромотор.

Если решить выражение (2.30) относительно крутящего момента, развиваемого гидромотором, то получим следующее выражение:

$$M_m = \frac{q_m \Delta p_m}{2\pi}. \quad (2.31)$$

Из формулы (2.31) видно, что крутящий момент, развиваемый выбранным гидромотором, зависит от перепада давления на гидромоторе (при постоянном значении рабочего объема) и его можно изменять.

Каждый конструктивный вид гидромотора (шестеренный, поршневой, пластинчатый) имеют свои особенности и недостатки.

Шестеренные гидромоторы отличаются простотой и технологичностью, хорошими массовыми и габаритными показателями, могут работать при высокой (до 2 400 об/мин) частоте вращения.

Для работы шестеренных гидромоторов не требуется высокая степень очистки рабочей жидкости. К недостаткам следует отнести невысокий полный КПД (0,78...0,80), большие пусковые моменты, небольшой диапазон частот вращения, связанный с высоким нижним пределом (150...300 об/мин).

Отечественные заводы тракторных гидроагрегатов изготавливают шестеренные гидромоторы типа ГМШ-32, ГМШ-50 и ГМШ-100.

Пластинчатые гидромоторы, несмотря на отличные массовые и габаритные показатели, малый момент инерции, незначительную пульсацию момента, находят ограниченное применение, что связано с низким (до 6,3 МПа) давлением, высокой (100...150 об/мин) минимальной частотой вращения и низким КПД (~ 0,8). Последнее вызвано наличием трения скольжения основных рабочих элементов и трудностью уплотнения пластин.

Аксиально-поршневые гидромоторы отличаются от других типов возможностью надежного уплотнения рабочей камеры, что позволяет работать при высоком (до 32 МПа и выше) давлении и с высоким КПД ( $> 0,90$ ).

Аксиально-поршневой регулируемый гидромотор типа 303... (рис. 2.21) состоит из вала 1, корпуса 13, внутри которого расположен блок цилиндров (ротор) 4, шатуны 2, поршни (вытеснители) 3, цапфа 12, торцовый сферический распределитель 11. К корпусу 13 крепится корпус регулятора 8 с крышкой 6. В корпусе регулятора находятся золотник 7, палец 9, установочный поршень 10. Наклон блока цилиндров 4 осуществляется перемещением торцевого сферического распределителя 11, на который опирается блок цилиндров 4 по сферической направляющей. Такое конструктивное решение позволяет значительно уменьшить габариты регулируемой аксиально-поршневой гидромашины.

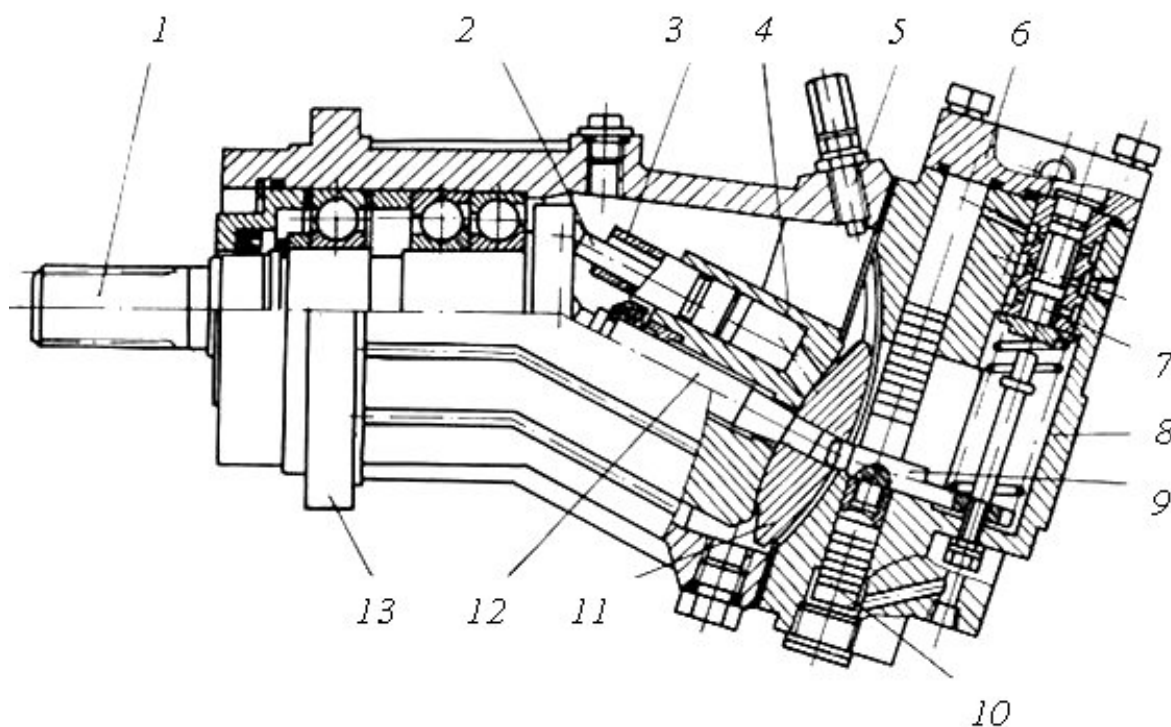


Рис. 2.21. Гидромотор аксиально-поршневой регулируемый типа 303...:

- 1 – вал; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров (ротор);
- 5 – ограничительный винт; 6 – крышка; 7 – золотник;
- 8 – корпус регулятора; 9 – палец; 10 – установочный поршень;
- 11 – распределитель; 12 – цапфа; 13 – корпус

Общий вид гидромотора типа 303... представлен на рис. 2.22.



Рис. 2.22. Общий вид гидромотора типа 303...

Высокомоментные гидромоторы типа МР работают при давлении до 25 МПа с высоким КПД ( $> 0,85$ ) и используются для привода поворотной части экскаваторов, кранов, ходовой части, а также рабочих органов, лебедок строительных, дорожных мелиоративных, коммунальных и других машин.

На рис. 2.23 показана конструкция радиально-поршневого гидромотора МР. В расточках корпуса 9 и крышки 10 на двухрядных роликовых подшипниках установлен эксцентриковый вал 11 со сферической поверхностью, на которую опираются пять полых поршней 2, перемещающихся в цилиндрах 1.

Поршни телескопически соединены с цилиндрами, имеющими также сферические поверхности, которыми они упираются в сферические сег-



менты 3. Сегменты установлены в крышках цилиндров 4, соединенных с корпусом 9. Центр сферы сегмента находится на геометрической оси цилиндра, проходящей через центр эксцентрикового вала. Поршень совершает возвратно-поступательное движение по направляющему стержню.

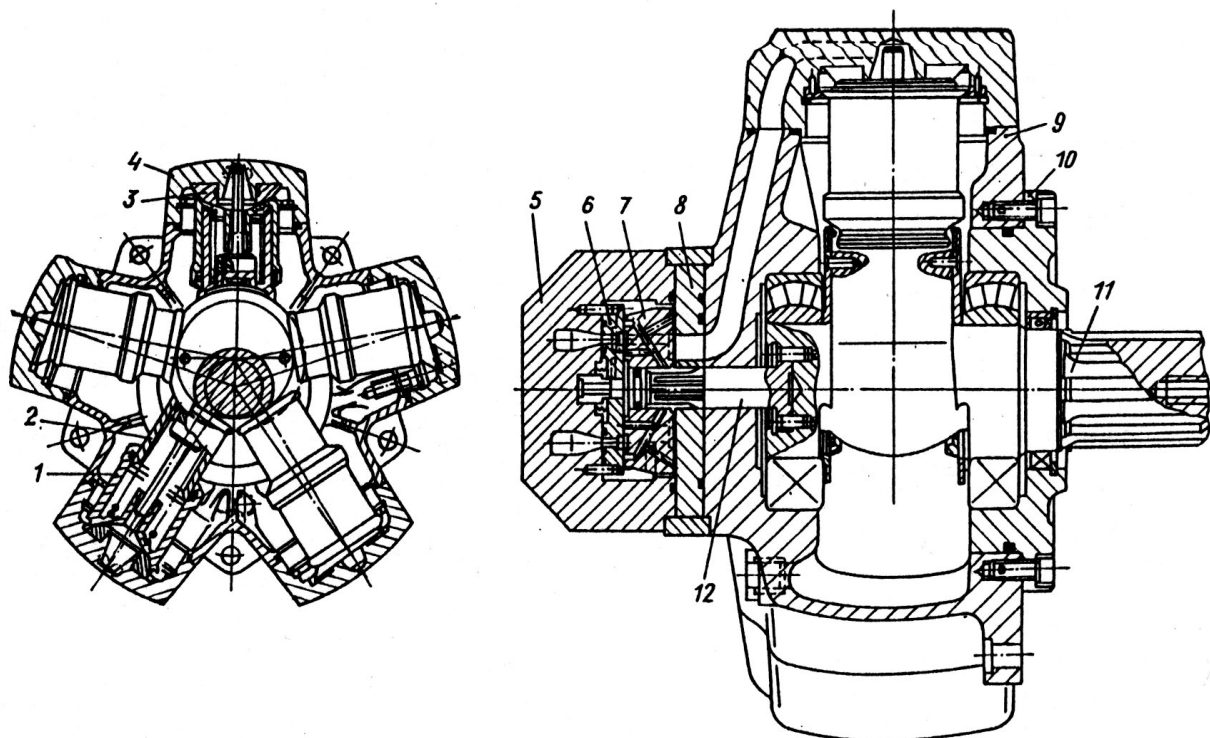


Рис. 2.23. Радиально-поршневой гидромотор типа МР:

- 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – сегмент сферический; 4 – крышка цилиндра;  
 5 – крышка распределителя; 6 – кольцо упорное; 7 – распределитель;  
 8 – тарелка распределителя; 9 – корпус гидромотора; 10 – крышка;  
 11 – вал эксцентриковый; 12 – валик поводковый

Предварительное прижатие поршня и цилиндра к сферическим опорам создается пружиной. Поршень и цилиндр уплотняются резиновым кольцом круглого сечения и антифрикционным ситаллофторопластовым кольцом.

Смещение цилиндропоршневой пары от рабочего положения ограничивается полукольцами, закрепленными в крышках цилиндров и кольцами, скользящими по рамкам поршня.

Распределительный узел установлен в крышке распределителя 5, прикрепленной к корпусу гидромотора. На шлицах поводкового валика 12, соединенного двумя штифтами с коленчатым валом, установлен распределитель 7 между упорным кольцом 6 и тарелкой распределителя 8.

Жидкость поступает в рабочие камеры цилиндров через каналы в крышке распределителя, отверстия упорного кольца, распределитель и каналы в корпусе гидромотора и крышках цилиндров.

Рабочая жидкость по цилиндрам распределяется серповидными каналами на торце распределителя, прилегающего к тарелке распределителя. Поскольку цилиндр и поршень имеют отверстия в днищах, давление рабочей жидкости передается непосредственно на сферическую поверхность коленчатого вала, создавая крутящий момент за счет эксцентриситета вала.

Направление вращения вала гидромотора (при наблюдении со стороны выходного вала) зависит от того, к какому из двух отверстий подводится рабочая жидкость.

Гидромоторы применяются в технике реже, чем электромоторы, однако в ряде случаев они имеют существенные преимущества перед последними. Гидромоторы в среднем в 3 раза меньше по размерам и в 15 раз по массе, чем электромоторы соответствующей мощности.

Диапазон регулирования частоты вращения вала гидромоторов существенно шире: при наибольшей частоте вращения 2 500 об/мин наименьшее значение частоты может составлять 20...30 об/мин, а у гидромоторов специального исполнения – до 1...4 об/мин и меньше, причем плавное регулирование частоты вращения во всем диапазоне регулирования легко осуществимо.

Время разгона и торможения вала гидромотора не превышает обычно нескольких сотых долей секунд; для гидромоторов не представляет опасности режим частых включений и выключений, реверсов и изменения частоты вращения.

## **2.11. Гидроцилиндры**

**Г**идравлические цилиндры (силовые гидроцилиндры) предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию поступательного движения выходного звена.

Гидравлические цилиндры (гидроцилиндры) – это гидродвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена. Благодаря своей конструктивной простоте, возможности реализации значительных усилий, малой стоимости, высоким удельным показателям и надежности гидроцилиндры являются самыми распространенными объемными гидродвигателями.

В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяются (рис. 2.24) на поршневые, плунжерные, телескопические и сильфонные.

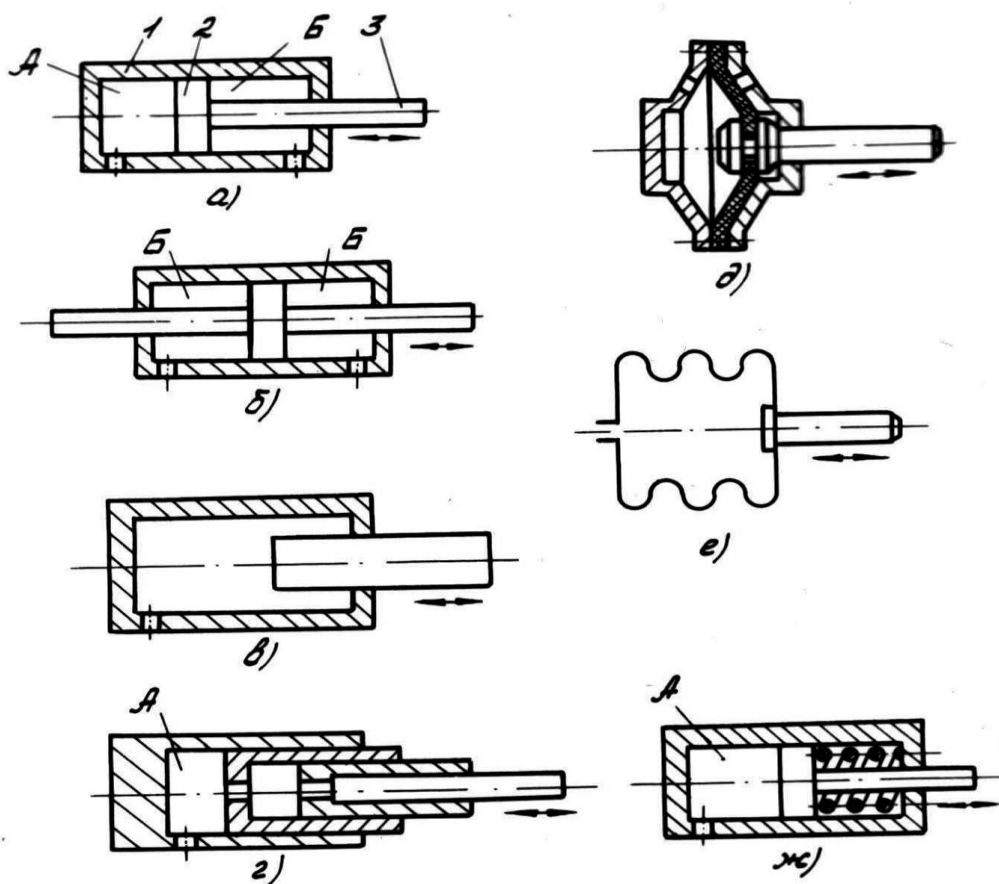


Рис. 2.24. Типы гидроцилиндров:

- a* – поршневой двустороннего действия с односторонним штоком:  
1 – цилиндр (корпус); 2 – поршень; 3 – шток;
- б* – поршневой двустороннего действия с двусторонним действием;
- в* – плунжерный; *г* – телескопический одностороннего действия;
- д* – мембранный двустороннего действия; *е* – сильфонный одностороннего действия; *ж* – поршневой одностороннего действия

Основным требованием при выборе гидроцилиндра является обеспечение исполнительным органом машины необходимого усилия  $F$  и скорости движения  $V$  выходного звена. Выходным звеном может быть как шток, так и корпус (гильза) гидроцилиндра.

В зависимости от направления действия рабочей среды гидроцилиндры бывают одностороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно только в одном направлении, и

двустороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно в двух взаимно противоположных направлениях.

Поршневой гидроцилиндр (см. рис. 2.24, *а, б, ж*) имеет цилиндр (корпус) 1 и поршень 2, жестко соединенный со штоком 3. Шток выходит наружу корпуса. Гидроцилиндр имеет две полости: поршневую *А* – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую *Б* – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в гидроцилиндре установлены уплотнения.

Принцип действия поршневого гидроцилиндра (см. рис. 2.24, *а*) заключается в следующем. При соединении поршневой полости *А* с напорной гидролинией поршень 2 вместе со штоком 3 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо (корпус 1 неподвижен). При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости *Б*.

При подводе рабочей жидкости в полость *Б* поршень со штоком перемещается в противоположном направлении. Скорость движения поршня со штоком зависит от диаметров поршня и штока. В отдельных случаях подвижным (выходным звеном) может быть корпус гидроцилиндра, а не шток с поршнем. Поршневые гидроцилиндры с двусторонним штоком (см. рис. 2.24, *б*) имеют одинаковую скорость движения поршня в обоих направлениях.

В поршневом гидроцилиндре одностороннего действия (см. рис. 2.24, *ж*) имеется лишь одна поршневая полость *А*, и движение поршня со штоком под действием силы давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. Движение поршня со штоком в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например, силы пружины сжатия, силы тяжести и т.д.

Плунжерные гидроцилиндры (см. рис. 2.24, *в*) имеют плунжер сплошного или трубчатого сечения. По сравнению с поршневыми они отличаются простотой изготовления, так как не требуется обработка внутренней поверхности корпуса. Однако плунжерные гидроцилиндры более громоздки по сравнению с поршневыми гидроцилиндрами.

Телескопические гидроцилиндры (см. рис. 2.24, *з*) имеют несколько концентрически расположенных поршней (цилиндров) или плунжеров, перемещающихся относительно друг друга, причем сумма их ходов равна ходу выходного звена. При подводе жидкости в поршневую полость *А* поршни (цилиндры) последовательно выдвигаются от большего к мень-

шему диаметру. Втягивание поршней (цилиндров) происходит в обратном порядке (от меньшего к большему).

Мембранные и сильфонные гидроцилиндры (см. рис. 2.24 *д, е*) имеют малый ход штока (выходного звена), что ограничивает их применение. Преимуществом этих гидроцилиндров является высокий объемный КПД из-за отсутствия перетечек и утечек, так как рабочая жидкость поступает в полость, где обеспечена хорошая герметичность. Мембранные гидроцилиндры выполняются с плоской или гофрированной мембраной.

Плоские мембраны изготавливаются из резиноканевых материалов и применяются при давлениях не выше 1 МПа. Сильфоны изготавливаются из металлов, а при небольших давлениях – из резины или различных пластиков.

Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые гидроцилиндры и, в частности, двустороннего действия с односторонним штоком.

Основными параметрами гидроцилиндров, определяющими их геометрические размеры и внешние характеристики, являются следующие: номинальное давление  $p_{ном}$ , диаметр поршня (гильзы)  $D$ , диаметр штока  $d$ , ход поршня  $L$ .

По этим параметрам определяются развиваемое на штоке усилие, скорость перемещения штока (при заданном расходе жидкости) или требуемый расход жидкости для обеспечения заданной скорости движения поршня со штоком.

На рис. 2.25 показаны расчетные схемы гидроцилиндров. Теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром (см. рис. 2.25, *а*) при выталкивании одностороннего штока (жидкость поступает в поршневую полость *А*) без учета сил инерции, тяжести и трения, определяется из условия равновесия всех сил, действующих на шток, по формуле

$$F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2, \quad (2.32)$$

где  $F_1$  – усилие на штоке, Н;  $p_1$  – давление в поршневой полости, Па;  $S_1$  – рабочая (эффективная) площадь поршневой полости,  $m^2$ ,  $S_1 = \pi D^2 / 4$ ;  $p_2$  – давление в штоковой полости, Па;  $S_2$  – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости,  $m^2$ ,  $S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ .

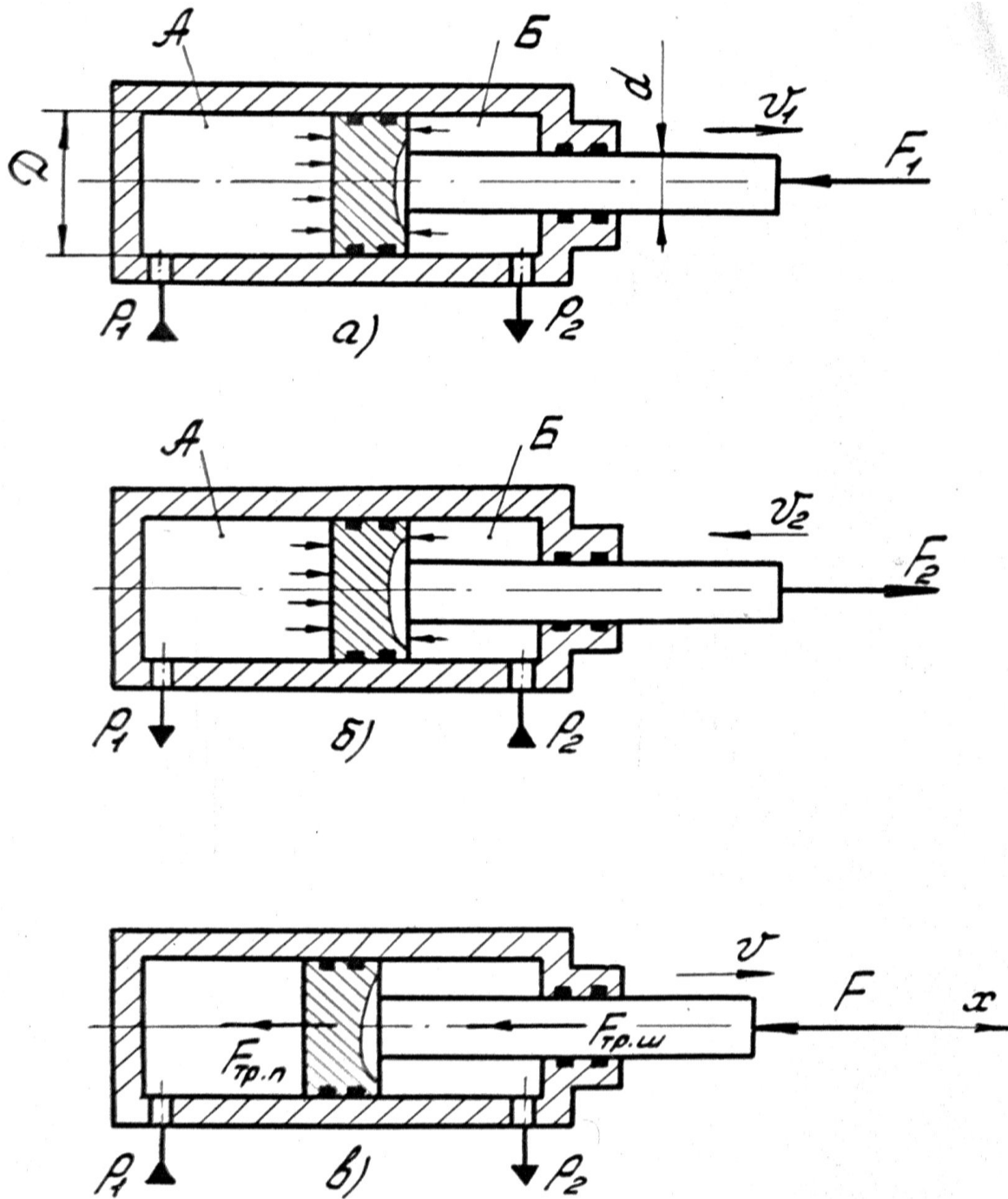


Рис. 2.25. Расчетные схемы гидроцилиндров:  
 а – с поршневой рабочей полостью; б – со штоковой рабочей полостью;  
 в – с поршневой рабочей полостью при динамическом расчете

Следует заметить, что сила, действующая на выходное звено (рабочий орган), по величине равна силе  $F_1$ , определяемой по формуле (2.32), но противоположна ей по направлению.

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 2.25, а) без учета утечек рабочей жидкости определяется из условия неразрывности потока по формуле

$$V_1 = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_1}, \quad (2.33)$$

где  $V_1$  – скорость движения штока, м/с;  $Q_{\text{ц}}$  – расход рабочей жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $S_1$  – рабочая площадь поршневой полости, м<sup>2</sup>,  $S_1 = \pi D^2 / 4$ .

При втягивании штока (см. рис. 2.25, б), когда жидкость подается в штоковую полость  $B$ , теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется по формуле

$$F_2 = p_2 S_2 - p_1 S_1. \quad (2.34)$$

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 2.25, б) определяется по формуле

$$V_2 = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_2}. \quad (2.35)$$

Из формул (2.33) и (2.35) видно, что  $V_1 < V_2$ , так как  $S_1 > S_2$ .

При подаче жидкости в поршневую полость и соединении штоковой полости с поршневой (рис. 2.26) получается дифференциальная схема включения гидроцилиндра. Жидкость, вытесненная из штоковой полости  $B$ , перетекает в поршневую  $A$ , складываясь с потоком от насоса. При подаче жидкости в штоковую полость для создания движения в противоположном направлении поршневую полость следует соединить со сливом.

При дифференциальном включении поршня можно получить одинаковые скорости движения штока в обоих направлениях. Для этого необходимо, чтобы

$$d = \frac{D\sqrt{2}}{2}. \quad (2.36)$$

Формулы (2.32), (2.33), (2.34) и (2.35) являются расчетными при определении геометрических параметров гидроцилиндров (диаметров поршня и штока), если заданы необходимые усилия на штоке, скорости движения выходных звеньев.

При проектировании гидроцилиндров задаются отношением диаметра штока к диаметру поршня, равным  $\varphi = d/D$ ,  $\varphi = 0,3 \dots 0,7$  (при давлении в

гидроприводе  $p < 1,5$  МПа рекомендуется принимать  $\varphi = 0,3$ ; при  $1,5 \text{ МПа} < p < 5,0 \text{ МПа}$  –  $\varphi = 0,5$ , а при  $5,0 \text{ МПа} < p < 30,0 \text{ МПа}$  –  $\varphi = 0,7$ ).

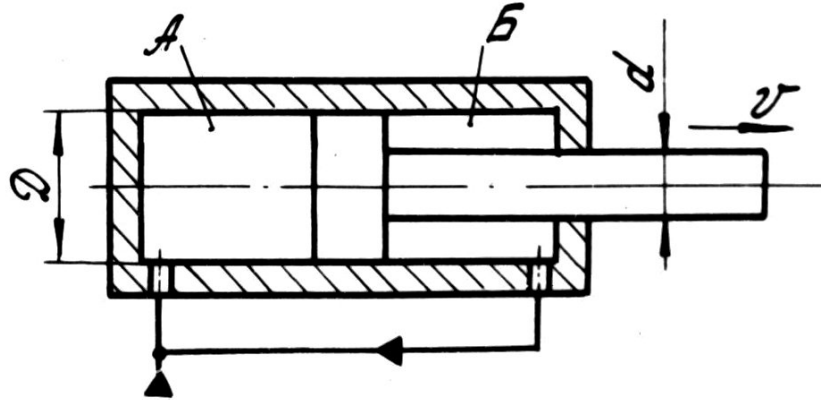


Рис. 2.26. Дифференциальная схема включения гидроцилиндра

В предварительных расчетах объемный и гидравлический КПД гидроцилиндров можно принимать равным 1, а механический КПД равным 0,92...0,98. Тогда фактическое усилие на штоке гидроцилиндра определяется по формуле

$$F = F_{1(2)} \eta_m, \quad (2.37)$$

где  $F$  – фактическое усилие,  $F = F_{1(2)} - F_{\text{тр}}$ , здесь  $F_{\text{тр}}$  – сила механического трения;  $\eta_m$  – механический КПД.

Полезная и потребляемая мощности гидроцилиндра, полный КПД определяются по формулам (2.11), (2.12), (2.13) и (2.14).

При динамическом расчете гидроцилиндра (см. рис. 2.25, в) записывается уравнение движения поршня, которое без учета сил тяжести имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{\text{соп}} - F_V - (F_{\text{тр.п}} + F_{\text{тр.ш}}) \text{sign} V, \quad (2.38)$$

где  $m$  – масса поршня и присоединенных к нему поступательно движущихся частей;  $x$  – перемещение поршня,  $0 \leq x \leq L$ , здесь  $L$  – ход поршня;  $p_1$ ,  $p_2$  – давления в поршневой и штоковой полостях соответственно;  $S_1$ ,  $S_2$  – рабочие площади поршневой и штоковой полостей,  $S_1 = \pi D^2 / 4$ ;  $S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ ;  $F_{\text{соп}}$  – сила полезного сопротивления;  $F_V$  – сила, обу-



словленная вязким трением,  $F_V = hV$ , здесь  $h$  – коэффициент вязкого трения;  $V$  – скорость поршня;  $F_{тр.п}, F_{тр.ш}$  – силы трения в уплотнениях поршня и штока соответственно.

Уравнение (2.38) решается совместно с уравнениями давлений и расходов в поршневой и штоковой полостях численными методами интегрирования.

Силы механического трения зависят от вида уплотнений. Для гидроцилиндра с резиновыми уплотнениями сила трения определяется по формуле

$$F_{тр} = f\pi Dbp_k Z, \quad (2.39)$$

где  $f$  – коэффициент трения,  $f = 0,1 \dots 0,2$ ;  $D$  – диаметр цилиндра или штока;  $b$  – ширина контактного пояса уплотнения;  $p_k$  – контактное давление;  $Z$  – количество уплотнений поршня или штока.

Давление на контактную поверхность зависит от давления предварительного сжатия уплотнения (монтажного давления)  $p_0$  и давления рабочей жидкости на уплотнение  $p$ , т.е.

$$p_k = p_0 + p. \quad (2.40)$$

Давление предварительного сжатия зависит от вида уплотнения (кольцо, манжета), относительного сжатия уплотнения, характеристик уплотняющего материала. Значения приведены в технической литературе.

Для уменьшения ударных воздействий поршня о крышки корпуса при его подходе к крайним положениям иногда в полостях гидроцилиндра предусматривают буферные устройства.

Принцип действия буферных устройств основан на запирании жидкости между крышкой и поршнем и последующим дросселировании ее через кольцевой профильный зазор или дроссель.

Толщины стенки, днища корпуса гидроцилиндра вычисляются по формулам:

$$\delta_{ст} \geq \frac{p_{max} D}{2[\sigma]}; \quad (2.41)$$

$$\delta_{дн} \geq 0,433D \sqrt{\frac{p_{max}}{[\sigma]}}; \quad (2.42)$$

где  $\delta_{ст}$ ,  $\delta_{дн}$  – толщины стенки, днища соответственно;  $p_{max}$  – максимальное давление в полостях гидроцилиндра;  $D$  – диаметр поршня;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение растяжения материала корпуса.

Корпуса гидроцилиндров (гильзы) изготавливаются обычно из стальных бесшовных горячекатаных труб по ГОСТ 8732-78, сталей 35 и 45 или легированных сталей 40ХН, 40Х, 30ХГСА и др. Внутренние поверхности корпусов должны иметь шероховатость не более  $R_{\alpha} = 0,1$  мкм и обрабатываться по посадке Н8. Наружные поверхности штока и поршня обрабатывают по посадке е8. Шероховатость поверхности штока  $R_{\alpha} = 0,05$  мкм, а поршня  $R_{\alpha} = 0,40 \dots 0,80$  мкм. Штоки изготавливаются из стальных поковок 45, 40Х, 45Х, 30ХГСА, поршни гидроцилиндров изготавливаются из сталей 35, 45, 40Х и др.

Основные параметры поршневых гидроцилиндров регламентируются ГОСТ 6540-68, телескопических гидроцилиндров – ГОСТ 16029-70, общие и технические требования к гидроцилиндрам – ГОСТ 16514-87.

В гидроприводах строительных и дорожных машин широко применяются поршневые гидроцилиндры двустороннего действия, рассчитанные на номинальные давления 10, 16, 25 и 32 МПа.

Для самоходных кранов применяются специальные гидроцилиндры на 16 МПа. Гидроцилиндры имеют очень много конструктивных исполнений.

Конструкции некоторых гидроцилиндров приведены на рис. 2.27, 2.28.

В корпусе 1 гидроцилиндра (см. рис. 2.28) расположен шток 4 с поршнем 2. Поршень на штоке крепится гайкой 10 и шплинтом 11. Подвижные соединения уплотняются резиновыми манжетами 3, расположенными на корпусе, и кольцами 6, обеспечивающими уплотнение штока на выходе из корпуса гидроцилиндра. Гайкой 7 крепится стакан 8 в корпусе. Неподвижные соединения уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения 5 и 9.

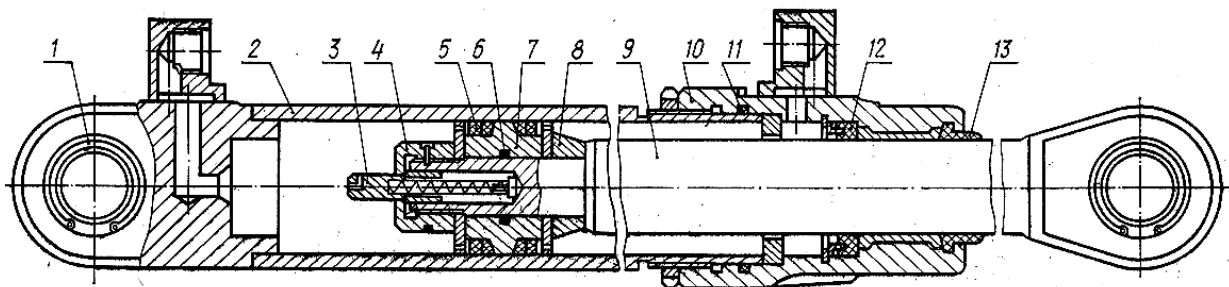


Рис. 2.27. Гидроцилиндр экскаватора ЭО-2621:

1 – проушина; 2 – цилиндр; 3 – демпфер; 4 – гайка; 5, 6, 11, 12 – уплотнения; 7 – поршень; 8 – упор; 9 – шток; 10 – передняя крышка; 13 – грязесъемник

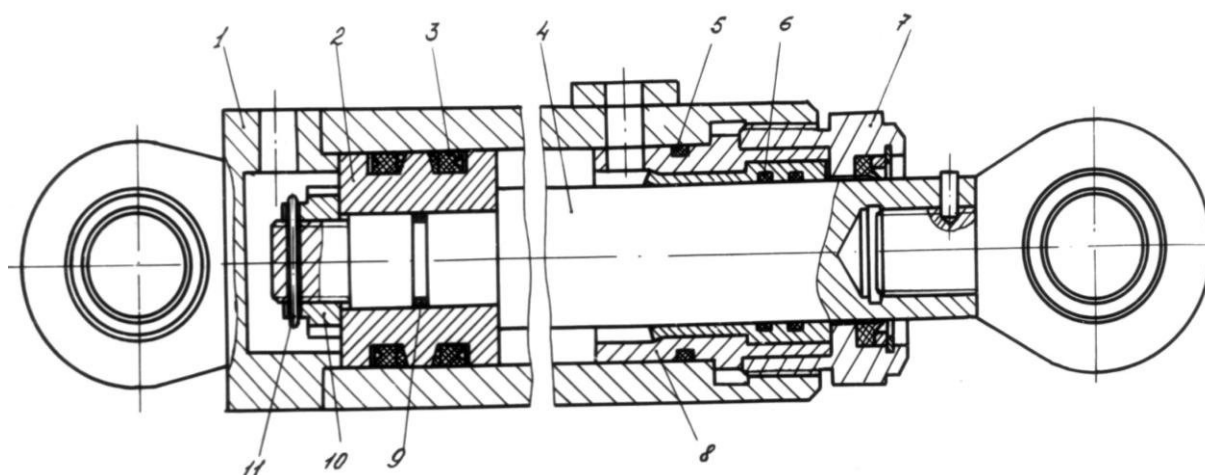


Рис. 2.28. Гидроцилиндр поршневой двустороннего действия с односторонним штоком:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – манжета; 4 – шток; 5, 6, 9 – уплотнения; 7, 10 – гайки; 8 – стакан; 11 – шплинт

## 2.12. Поворотные гидродвигатели

**П**оворотным гидродвигателем (квадрантом) называется объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного вала ограничен (до  $360^\circ$ ). Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяются гидроцилиндры, так как вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев. Поворотные гидродвигатели практически являются безынерционными гидродвигателями, их применяют при давлениях до 20 МПа.

Поворотные гидродвигатели (рис. 2.29) по конструкции рабочих камер подразделяют на пластинчатые (шиберные), поршневые, мембранные.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин подразделяются на одно-, двух- и трехпластинчатые. Однопластинчатый поворотный гидродвигатель (см. рис. 2.29, а) состоит из корпуса 1 и пластины (шибера) 2, жестко соединенной с валом. Гидродвигатель имеет две рабочие камеры А и Б, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Шибер может выполняться в виде детали фигурного профиля (см. рис. 2.29, в).

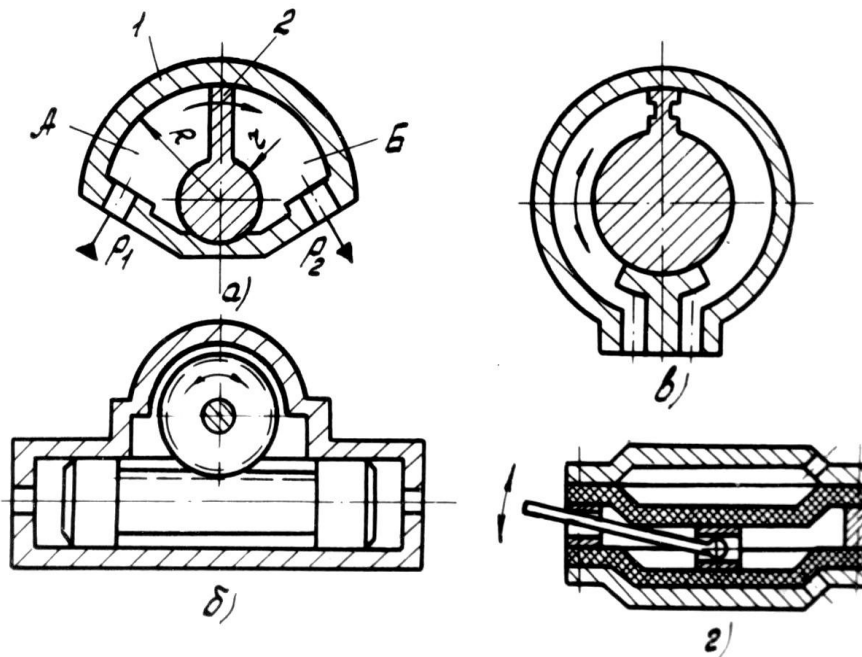


Рис. 2.29. Типы поворотных гидродвигателей:  
*а* – пластинчатый (шиберный); 1 – корпус; 2 – пластина (шибер);  
*б* – поршневой; *в* – фигурно-шиберный; *г* – мембранный

Для осуществления поворотного движения жидкость попеременно подают в рабочие камеры *A* и *B*.

Крутящий момент на валу однопластинчатого поворотного гидродвигателя определяется по формуле

$$M = F\ell = \Delta p S \ell = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2), \quad (2.43)$$

где  $M$  – крутящий момент, Н·м;  $F$  – сила давления на пластину,  $F = \Delta p S$ ;  $\Delta p$  – перепад давления, Па,  $\Delta p = p_1 - p_2$ , здесь  $p_1$  – давление на входе;  $p_2$  – давление на выходе;  $S$  – рабочая площадь пластины, м<sup>2</sup>,  $S = (R - r)b$ , здесь  $R$  и  $r$  – большой и малый радиусы;  $b$  – ширина пластины;  $\ell$  – плечо силы давления, м,  $\ell = (R + r)/2$ .

Угловую скорость поворота вала однопластинчатого гидродвигателя определяют по формуле

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)}, \quad (2.44)$$

где  $\omega$  – угловая скорость, с<sup>-1</sup> (рад/с);  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с.

Крутящий момент у двух- и трехпластинчатых поворотных гидродвигателей больше по сравнению с однопластинчатыми, однако угол поворота и угловая скорость при этом же расходе жидкости у них меньше:

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)Z}; \quad (2.45)$$

$$M = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2)Z, \quad (2.46)$$

где  $Z$  – число пластин.

Применение пластинчатых поворотных гидродвигателей ограничивается в гидроприводах высокого давления сложностью обеспечения герметизации рабочих камер, особенно по торцу пластин.

На рис. 2.30 показана конструкция однопластинчатого поворотного гидродвигателя. В корпусе 1 поворотного гидродвигателя расположена пластина 2, закрепленная на валу 6. Пластина и вал уплотняются резиновыми кольцами 3, 5. Подвод и отвод жидкости в поворотный гидродвигатель осуществляются через два штуцера 4.

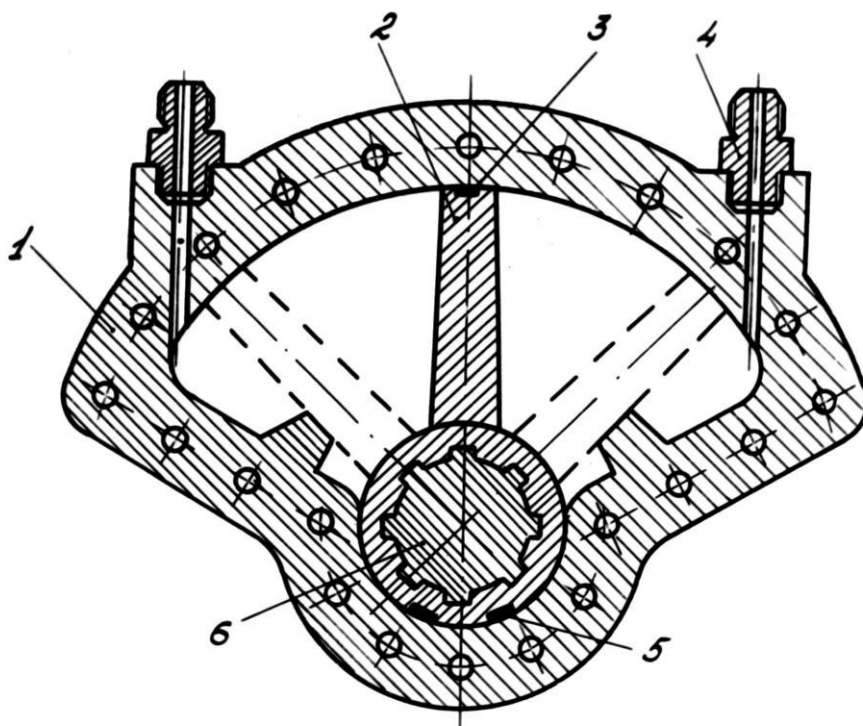


Рис. 2.30. Гидродвигатель поворотного действия:  
1 – корпус; 2 – пластина; 3, 5 – уплотнения; 4 – штуцер; 6 – вал

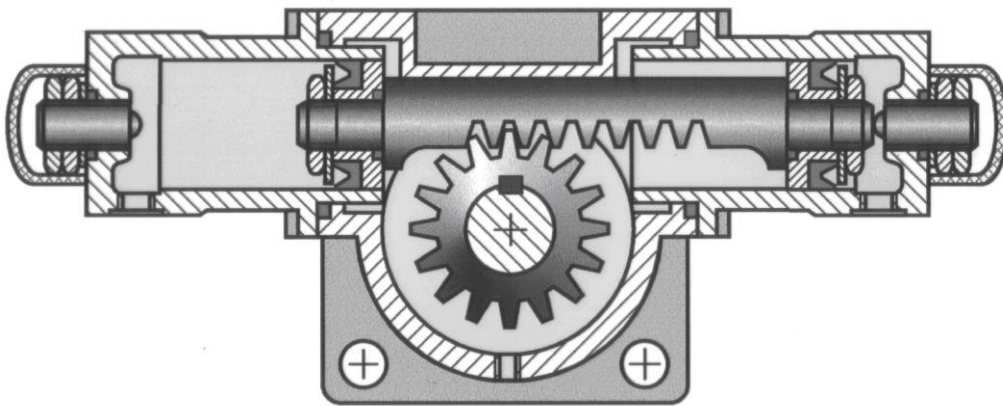


Рис. 2.31. Гидродвигатель поворотного действия поршневого типа

В поршневом (рис. 2.31) и мембранном (см. рис. 2.29, з) поворотных гидродвигателях вращательное движение осуществляется с помощью дополнительных устройств: реечной передачи (рейки с зубчатым колесом) в поршневом и коромысла со втулкой в мембранном гидродвигателях.

### *Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Дайте определение гидромашины.
2. В чем основное отличие гидронасоса от гидродвигателя?
3. В чем основное отличие гидроцилиндра от гидромотора?
4. В чем заключается принцип действия объемных насосов?
5. Какие бывают гидродвигатели в зависимости от характера движения выходного звена?
6. Из каких основных элементов состоят роторные насосы?
7. Что понимается под рабочим объемом насоса  $q_n$ ?
8. От каких параметров зависит рабочий объем шестеренного насоса?
9. От каких параметров зависит рабочий объем пластинчатого насоса?
10. От каких параметров зависит рабочий объем аксиально-поршневого насоса?
11. В чем отличие низкомоментных гидромоторов от высокомоментных?
12. Что понимается под номинальным давлением гидромашины?
13. Назовите основные параметры гидромашин.
14. Как определяется полный КПД гидромашины?

### 3. ГИДРОАППАРАТУРА

#### 3.1. Общие сведения, определения, классификация

**Г**идравлическим аппаратом называется устройство гидропривода, которое управляет потоком рабочей жидкости и выполняет хотя бы одну из следующих функций: изменяет направление потока рабочей жидкости, открывает или перекрывает поток рабочей жидкости, меняет параметры потока (расход, давление) или поддерживает их заданные значения.

Для любого гидроаппарата характерно наличие запорно-регулирующего элемента – подвижной детали (клапана, золотника, крана), при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение гидроаппарата.

Гидроаппараты в соответствии с ГОСТ 17752-81 подразделяются по следующим признакам:

- конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые и клапанные;
- принципу действия – клапаны и гидроаппараты неклапанного действия;
- способу внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент – регулируемые и нерегулируемые;
- характеру открытия рабочего проходного сечения – регулирующие и направляющие;
- назначению – распределители, дроссели, клапаны давления, обратные клапаны и т.д.

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты бывают следующих типов (рис. 3.1): золотниковые – с плоским (рис. 3.1, *а*) и цилиндрическим (рис. 3.1, *б*) золотниками; крановые – с плоским (рис. 3.1, *в*), цилиндрическим (рис. 3.1, *г*), коническим (рис. 3.1, *д*) и сферическим (рис. 3.1, *е*) кранами; клапанные – шариковые (рис. 3.1, *ж*), конические (рис. 3.1, *з*), поршневые (рис. 3.1, *и*).

Рабочее проходное сечение в золотниковом гидроаппарате (см. рис. 3.1, *б*) создаётся между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса 2 и цилиндрического пояса золотника 1. Площадь этого сечения изменяется при осевом смещении золотника относительно корпуса.

В крановом гидроаппарате (см. рис. 3.1, *г*) рабочее проходное сечение образуется между острыми кромками каналов корпуса 2 и крана 1, площадь его изменяется при повороте крана. В клапанном гидроаппарате

(см. рис. 3.1, *ж*) проходное сечение образуется между кромками корпуса 2 и клапаном 1, а его площадь меняется при осевом смещении клапана.

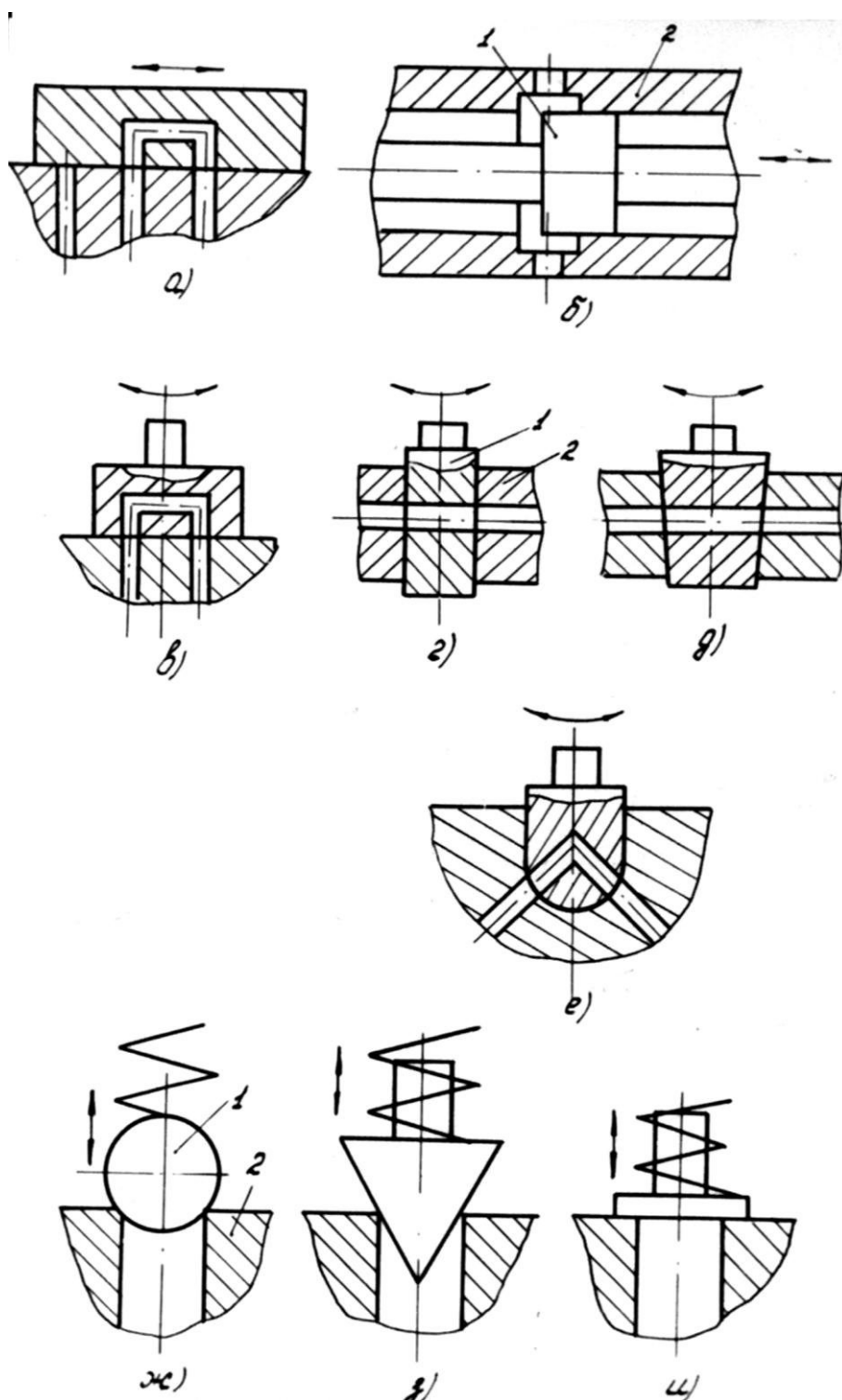


Рис. 3.1. Типы конструкций запорно-регулирующих элементов:  
*а, б* – золотниковые; *в, г, д, е* – крановые; *ж, з, и* – клапанные



Появление современных эластомеров и композиционных материалов, обладающих высокими физико-механическими свойствами, предопределило создание гидроаппаратов, где в качестве запорно-регулирующих элементов используют упругие, деформируемые оболочки, мембраны, кольца, пластины.

Схема, поясняющая принцип действия гидроаппаратов с упругим запорно-регулирующим элементом, приведена на рис. 3.2. В корпусе 1 устройства размещены упругий запорно-регулирующий элемент 4 и управляющая полость 2, а также сделаны каналы, которые соединяются с гидролиниями 3, 5 и 6.

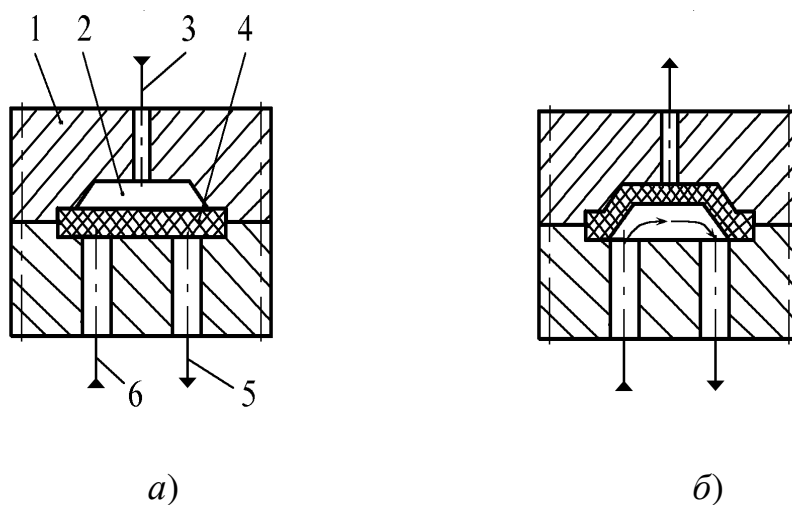


Рис. 3.2. Принцип действия гидроаппаратов с упругим запорно-регулирующим элементом:

- 1 – корпус; 2 – управляющая полость;
- 3 – гидролиния управляющей полости;
- 4 – упругий запорно-регулирующий элемент;
- 5 – отводящая гидролиния;
- 6 – подводящая гидролиния;
- а – в закрытом положении;
- б – в открытом положении

На рис. 3.2, а упругий элемент 4 показан в закрытом положении: под действием давления жидкости в управляющей полости 2 перекрываются гидролинии 5 и 6.

На рис. 3.2, б упругий элемент 4 показан в открытом положении, что происходит при соединении управляющей полости через гидролинию 3 со сливом. При этом давление в управляющей полости падает, упругий элемент деформируется, а гидролинии соединяются между собой.

Основные преимущества гидроаппаратов с упругими запорно-регулирующими элементами по сравнению с гидроаппаратами с традиционными запорно-регулирующими элементами заключаются в возможности их работы с жидкостями, потерявшими кондиционные показатели, нечувствительности к загрязнению рабочей жидкости, отсутствию облитерационного залипания и заклинивания запорно-регулирующих элементов, простоте изготовления и ремонта.

Клапаном (рис. 3.3) называется гидроаппарат, в котором степень открытия рабочего проходного сечения изменяется под воздействием потока жидкости, проходящей через гидроаппарат. Клапан является автоматическим гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на его запорно-регулирующий элемент.

Клапаны в зависимости от воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент бывают прямого и непрямого действия. В клапанах прямого действия размеры проходного сечения меняются в результате непосредственного воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент.

В гидроаппаратах неклапанного действия (распределителях, дросселях) степень открытия проходного сечения изменяется при помощи внешнего управляющего воздействия на их запорно-регулирующие элементы, например перемещением золотника, распределителя или поворотом крана вручную и т.д.

Регулирующие гидроаппараты управляют параметрами потока жидкости (давлением, расходом) и направлением потока, частично открывая рабочее проходное сечение и изменяя таким образом мощность потока. В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать бесчисленное множество промежуточных положений. К регулирующим гидроаппаратам относятся различные клапаны давления, дроссели, регуляторы потока, дросселирующие распределители и т.д.

Направляющие гидроаппараты управляют пуском, остановкой и направлением потока жидкости путём полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, практически не влияя на мощность потока. К этому типу гидроаппаратов относятся направляющие распределители, обратные клапаны, гидрозамки и т.д.

В регулируемых гидроаппаратах степень открытия рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить в процессе работы воздействием извне с целью получения заданного давления или расхода жидкости, например регулированием силы пружины в клапанах.

В настраиваемом гидроаппарате проходное сечение или силовое воздействие может быть изменено извне только в нерабочем состоянии гидроаппарата.

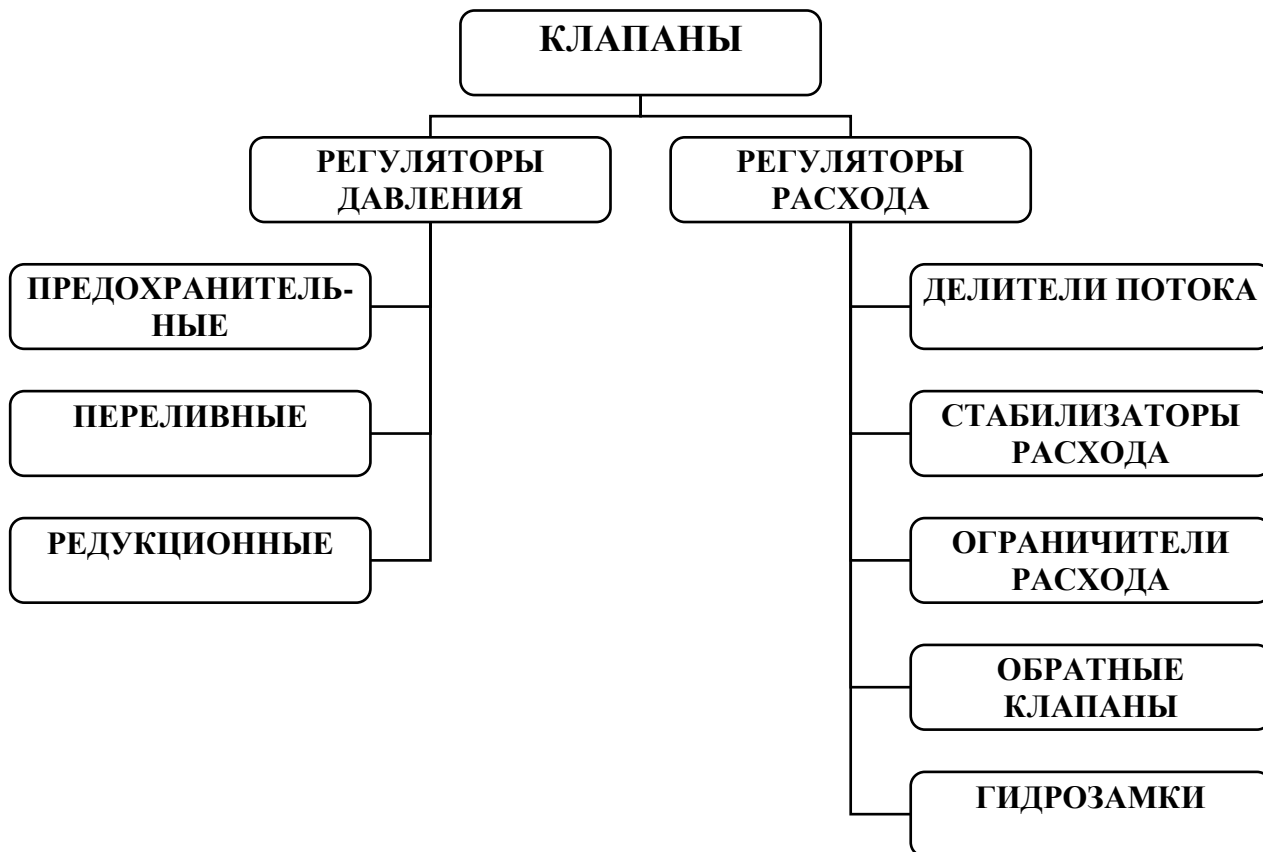


Рис. 3.3. Классификация клапанов

Условные графические обозначения гидроаппаратов на схемах устанавливает ГОСТ 2.782-96.

Основными параметрами гидроаппаратов являются условный проход  $d_y$ , номинальное давление  $p_{ном}$  и расход  $Q_{ном}$  рабочей жидкости, площадь рабочего проходного сечения  $S$ . По этим параметрам и выбирается гидроаппаратура.

Для некоторых гидроаппаратов (распределителей, фильтров и др.) в технической характеристике приводятся данные о величине гидравлических потерь  $\Delta p_{ном}$  при номинальном  $Q_{ном}$  (или максимальном  $Q_{max}$ ) расходе рабочей жидкости. Потери давления при движении жидкости через гидроаппарат для расходов  $Q$ , отличных от указанных, определяются в предположении линейной или квадратичной зависимости потери давления от расхода по формулам:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{НОМ}} \frac{Q}{Q_{\text{НОМ}}}; \quad (3.1)$$

$$\Delta p = \Delta p_{\text{НОМ}} \left( \frac{Q}{Q_{\text{НОМ}}} \right)^2. \quad (3.2)$$

Под условным проходом  $d_y$  понимается округлённый до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Рекомендуемые значения условного прохода согласно ГОСТ 16516-80 следующие: 2,5; 3,2; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм и др.

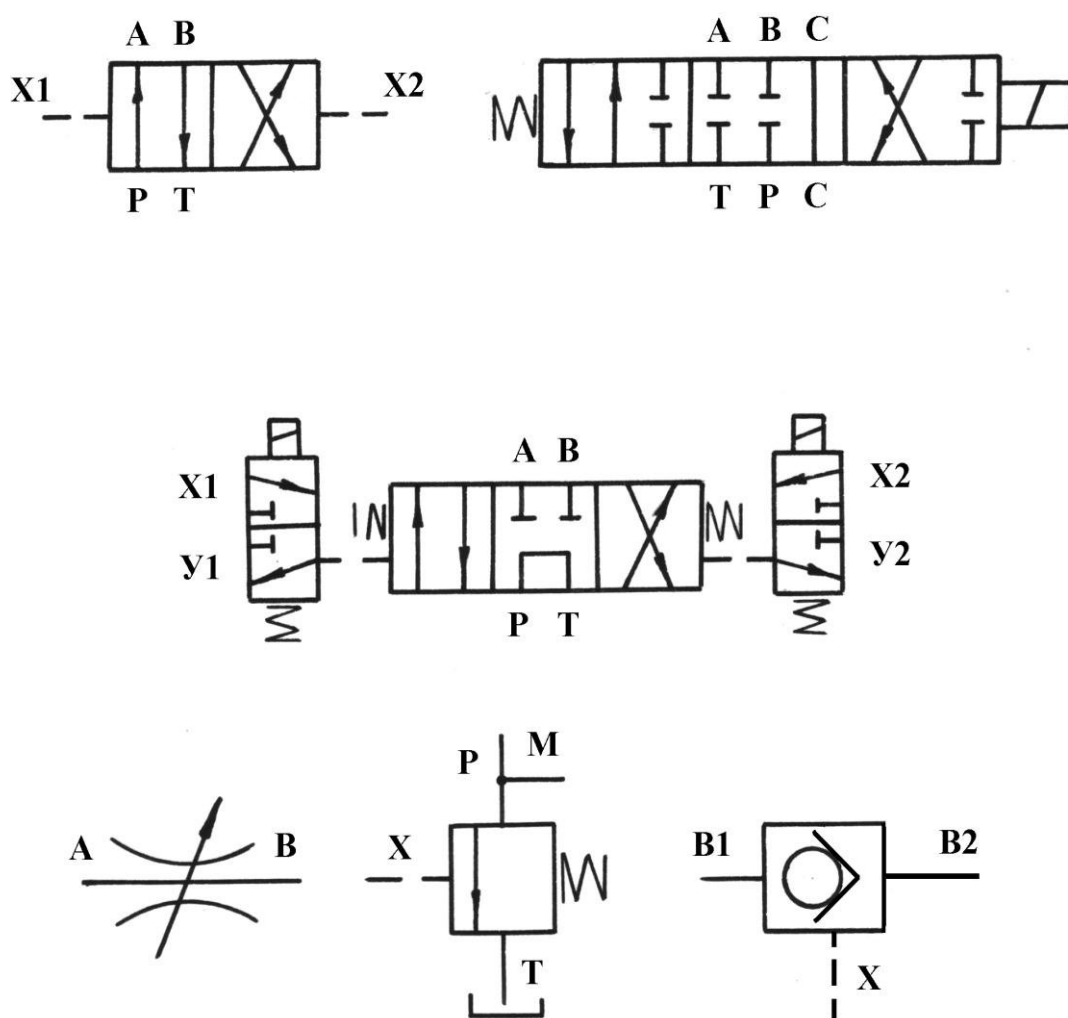


Рис. 3.4. Примеры обозначений присоединительных отверстий гидроаппаратов

Под характеристикой гидроаппарата понимается функциональная зависимость между определёнными параметрами. Так, основной гидравлической характеристикой дросселя является зависимость расхода от перепада давления, т.е.  $Q_{др} = f(\Delta p_{др})$ .

Присоединительные отверстия гидроаппаратов по ГОСТ 24242-80 должны иметь следующие буквенные обозначения:

А, В, С, Р, Т – отверстия основного потока;

Х, У – отверстия потока управления;

М – отверстие для манометра;

Л – дренажное отверстие.

Рекомендуемые обозначения отверстий основного потока:

Р – отверстие для входа рабочей жидкости под давлением;

А, В – отверстия для присоединения к другим гидроустройствам;

Т – отверстие для выхода рабочей жидкости в гидробак;

С – отверстие проточного канала специального гидрораспределителя.

Примеры обозначений присоединительных отверстий гидроаппаратов приведены на рис. 3.4.

При наличии в гидроаппарате нескольких отверстий одинакового назначения их следует обозначать буквами с добавлением порядкового номера справа.

## 3.2. Гидравлические распределители

**Г**идравлическим распределителем (гидрораспределителем) называется гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением движения потока жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Управление движением потока жидкости осуществляется с целью обеспечения включения, реверса и остановки гидродвигателей. Основными конструктивными элементами гидрораспределителей являются корпус и запорно-регулирующий элемент.

Гидрораспределители подразделяются по следующим признакам:

- конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые, клапанные;

- числу внешних гидролиний, поток в которых управляется распределителем, – двух-, трёх-, четырёхлинейные и т.д.;

- числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента – двух-, трёхпозиционные и т.п.;
- виду управления – распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным: электрогидравлическим, пневмогидравлическим и другим управлением;
- способу открытия проходного сечения – направляющие и дросселирующие.

Правила построения условных графических обозначений гидрораспределителей на схемах устанавливает ГОСТ 2.781-96. В обозначении гидрораспределителя (рис. 3.5) указываются следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления.

Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Условные графические обозначения не отражают конструкцию запорно-регулирующего элемента, т.е. они одинаковы для золотниковых, крановых и клапанных распределителей.

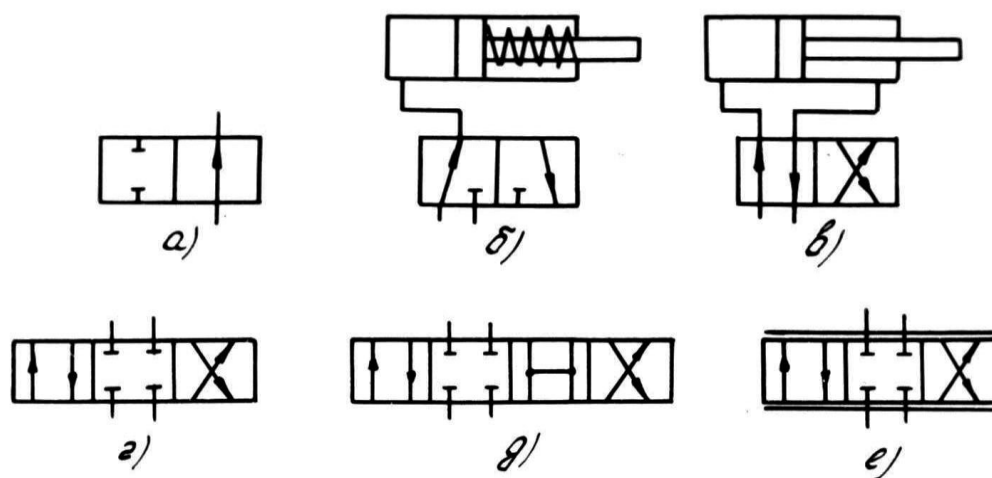


Рис. 3.5. Условное обозначение гидрораспределителей в схемах:

- a* – двухлинейный двухпозиционный; *б* – трехлинейный двухпозиционный; *в* – четырехлинейный двухпозиционный;
- г* – четырехлинейный трехпозиционный;
- д* – четырехлинейный четырехпозиционный;
- е* – дросселирующий четырехлинейный трехпозиционный

Двухлинейные двухпозиционные гидрораспределители (см. рис. 3.5, *a*) применяются для пропускания или перекрытия потока жидкости только в

одной гидролинии и используются, например, для блокировки (запирания) потока жидкости в системах автоматики.

Конструктивные схемы двухпозиционных гидрораспределителей приведены на рис. 3.6 – 3.8.

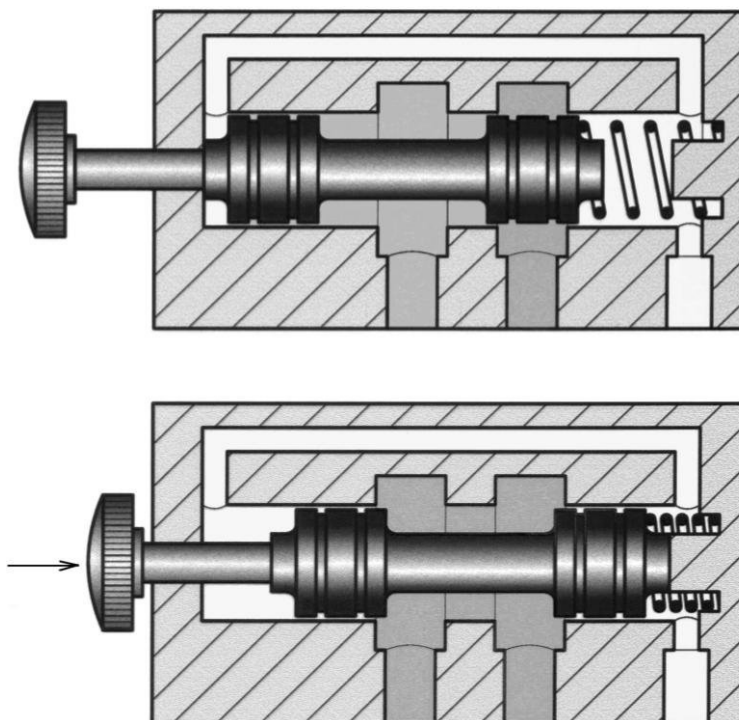


Рис. 3.6. Двухлинейный двухпозиционный гидрораспределитель (см. рис. 3.5, а)

Трёхлинейные двухпозиционные гидрораспределители (см. рис. 3.5, б) предназначены для управления гидроцилиндрами одностороннего действия.

Четырёхлинейные гидрораспределители (см. рис. 3.5, в–д), соединённые с четырьмя внешними гидролиниями (напорной, сливной и двумя исполнительными), используются для управления потоком жидкости в двух полостях, например у гидроцилиндра двухстороннего действия.

У четырехлинейных двухпозиционных гидрораспределителей (см. рис. 3.5, в) только две фиксированные позиции, у трёхпозиционных (см. рис. 3.5, г) – три (одна исходная – нейтральная и две рабочие), у четырёхпозиционных (см. рис. 3.5, д) – четыре (например, исходная, две рабочие и плавающая).

При плавающей позиции обе полости гидродвигателя соединены между собой и со сливной гидролинией. Направляющие гидрораспределители

тели предназначены для изменения направления, пуска и остановки потока рабочей жидкости в зависимости от наличия внешнего дискретного управляющего воздействия. Запорно-регулирующий элемент в направляющем распределителе всегда занимает крайние рабочие позиции, а параметры потока жидкости не изменяются.

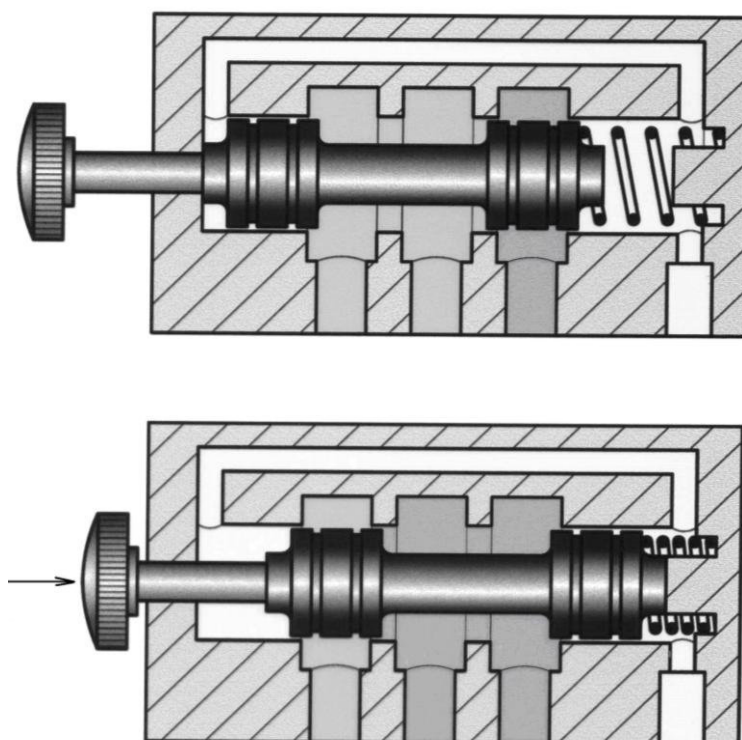


Рис. 3.7. Трехлинейный двухпозиционный гидрораспределитель (см. рис. 3.5, б)

Дросселирующие гидрораспределители не только изменяют направление потока рабочей жидкости, но и регулируют расход и давление жидкости в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия.

Запорно-регулирующий элемент дросселирующего распределителя может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя дросселирующие щели. Характер внешнего управляющего воздействия – непрерывный. Условное графическое обозначение дросселирующего распределителя приведено на рис. 3.5, е.

Широко применяются в гидроприводах гидрораспределители золотникового типа. Они обладают следующими достоинствами:



- простотой осуществления многопозиционности, т.е. способностью обеспечить все необходимые действия выходного звена гидродвигателя одним золотником;
- лёгкостью управления, что важно в системах с ручным управлением;
- высокой герметичностью;
- компактностью и сравнительной простотой конструкции;
- разгруженностью золотника от статических сил, создаваемых давлением рабочей жидкости.

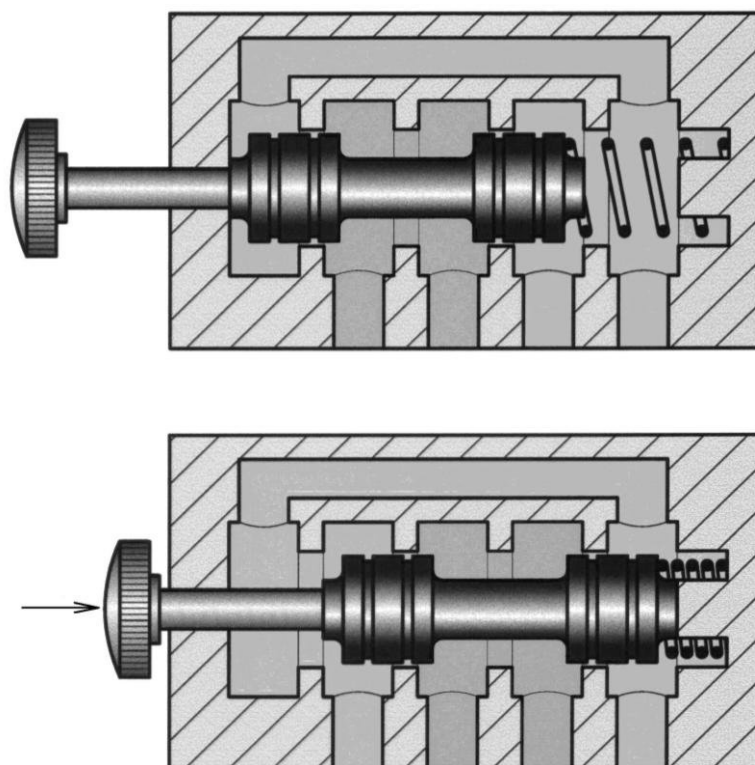


Рис. 3.8. Четырехлинейный двухпозиционный гидрораспределитель (см. рис. 3.5, в)

Недостатки золотниковых гидрораспределителей:

- высокие требования к чистоте рабочей жидкости;
- сложность изготовления и ремонта;
- возможность заклинивания;
- возможность облитерации (заращивание) щелей золотников;
- необходимость квалифицированного обслуживания.

На рис. 3.9 показана конструктивная схема гидрораспределителя золотникового типа. В корпус 1 распределителя вставлен цилиндрический золотник 2. Золотник имеет три цилиндрических пояска с острыми кромками, а в корпусе выполнено пять цилиндрических расточек.

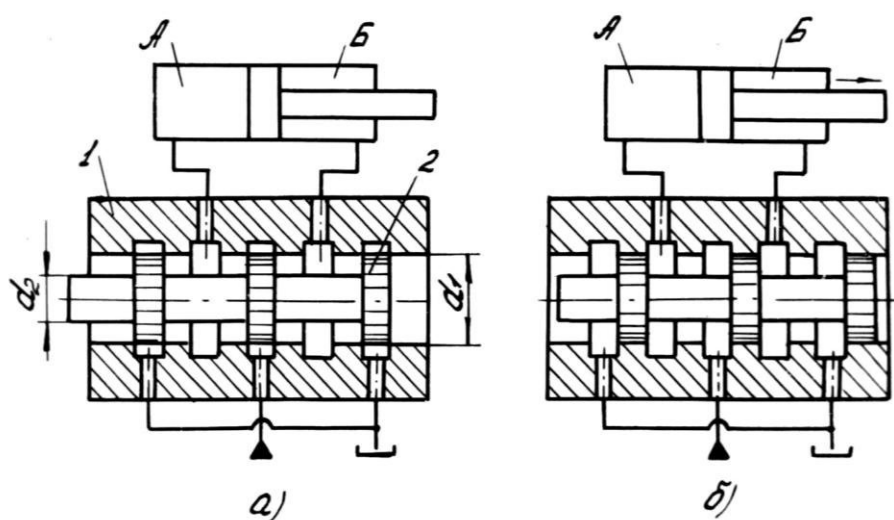


Рис. 3.9. Схема золотникового гидрораспределителя:  
1 – корпус; 2 – цилиндрический золотник

При положении золотника в исходной позиции (см. рис. 3.9, а) напорная, сливная и исполнительные гидрелинии перекрыты. При перемещении золотника из исходной позиции вправо (см. рис. 3.9, б) напорная гидрелиния соединяется с поршневой полостью А гидроцилиндра и поршень перемещается вправо.

При этом рабочая жидкость из штоковой полости В вытесняется в сливную гидрелинию. При перемещении золотника из исходной позиции влево рабочая жидкость из напорной гидрелинии поступает в штоковую полость В, а из поршневой полости А вытесняется в сливную гидрелинию. Условное обозначение распределителя (см. рис. 3.9) представлено на рис. 3.5, з.

Перемещение золотника в корпусе возможно лишь при наличии радиального зазора 4...10 мкм, по которому возможны утечки жидкости, определяемые по формуле [24]

$$Q_{\text{ут}} = 0,044 \frac{d_1 \delta^3 \Delta p \cdot 10^6}{\nu l}, \quad (3.3)$$

где  $Q_{\text{ут}}$  – утечки жидкости через радиальный зазор, см<sup>3</sup>/мин;  $d_1$  – диаметр золотника, мм;  $\delta$  – радиальный зазор между золотником и отверстием в корпусе, мкм;  $\Delta p$  – перепад давления на уплотняющем пояске, МПа;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости, сСт;  $l$  – ширина уплотняющего пояска (вдоль оси золотника), мм.

Для уменьшения утечек, как видно из формулы (3.3), необходимо уменьшать радиальный зазор, однако обеспечить его размер менее 5 мкм технологически трудно.

Кроме того, при малых зазорах снижается надёжность работы распределителя, так как деформации корпуса могут вызвать заклинивание золотника. Для снижения утечек можно также уменьшить диаметр золотника, что, однако, ведёт к нежелательному уменьшению площади проходного сечения, росту потерь давления, или увеличивать ширину уплотняющего пояса, что приводит к увеличению хода золотника и его габаритов.

По перекрытию рабочих окон золотником (рис. 3.10) различают распределители:

- а) с нулевым перекрытием (ширина цилиндрического пояса золотника  $h$  равна ширине цилиндрической расточки корпуса распределителя  $t$ , т.е.  $h = t$ );
- б) с положительным перекрытием ( $h > t$ );
- в) с отрицательным перекрытием ( $h < t$ ).

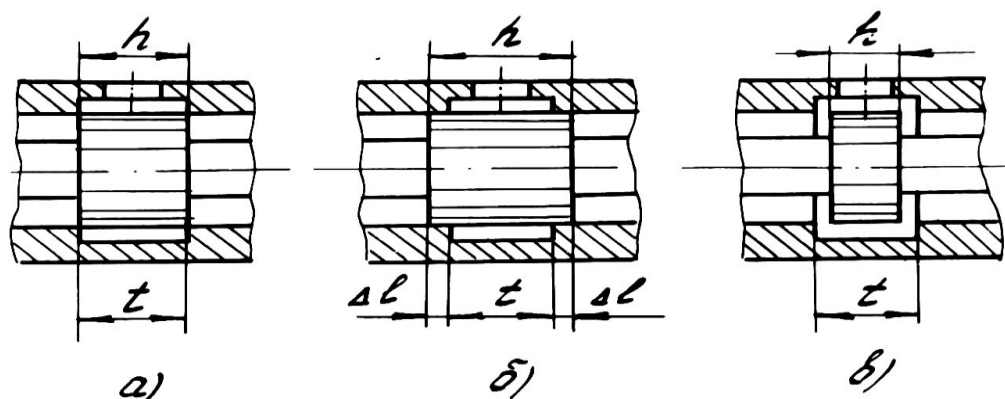


Рис. 3.10. Схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях:

*a* – с нулевым перекрытием; *б* – с положительным перекрытием; *в* – с отрицательным перекрытием

Внешняя расходная характеристика гидрораспределителя (рис. 3.11) определяет зависимость расхода рабочей жидкости  $Q$  от перемещения золотника  $x$ . Обычно её строят для нескольких перепадов давления на кромках золотника, а крутизну внешней расходной характеристики оценивают коэффициентом усиления по расходу:

$$k_Q = \frac{\Delta Q}{\Delta x}, \quad (3.4)$$

где  $k_Q$  – коэффициент усиления по расходу;  $\Delta Q$  – приращение расхода жидкости через распределитель;  $\Delta x$  – приращение перемещения золотника.

Коэффициент  $k_Q$  характеризует быстродействие распределительного устройства.

Распределители с положительным перекрытием имеют внешнюю характеристику (см. рис. 3.11, б) с зоной нечувствительности, равной перекрытию  $2\Delta\ell$ . На эту величину следует сдвинуть золотник и только тогда жидкость начнёт поступать к гидродвигателю.

Величину  $Q_{\max}$  называют расходом насыщения гидрораспределителя. Такие гидрораспределители широко применяются в гидросистемах мобильных машин, особенно в тех случаях, когда утечки в нейтральной позиции или в начале хода золотника должны быть минимальными, а жесткость (чувствительность к нагрузке) – высокой.

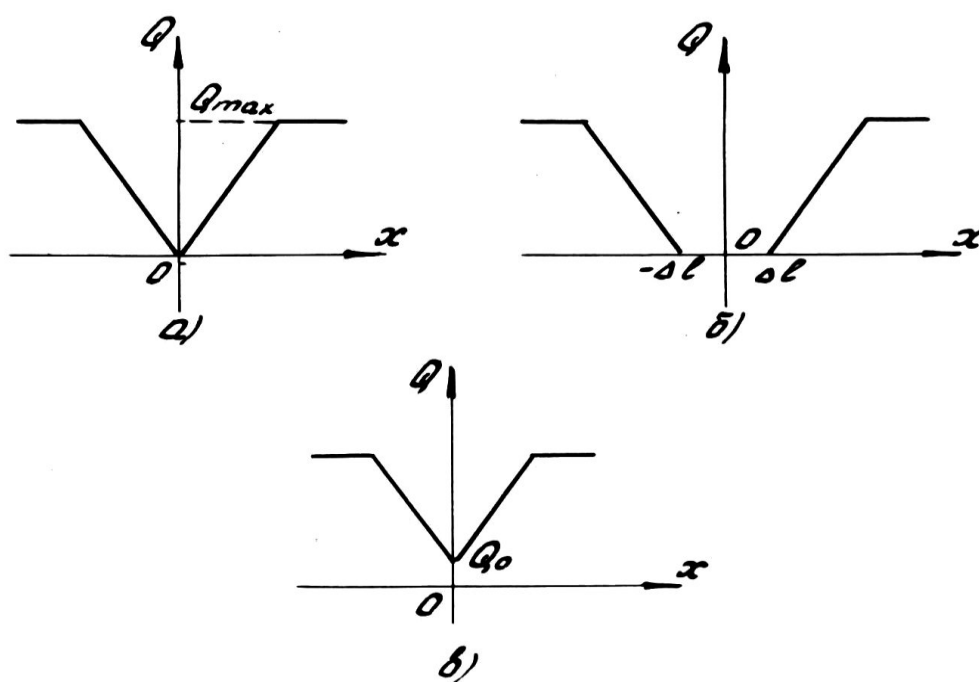


Рис. 3.11. Внешние характеристики золотниковых распределителей:  
 а – с нулевым перекрытием; б – с положительным перекрытием;  
 в – с отрицательным перекрытием

Распределители с отрицательным перекрытием (см. рис. 3.11, в) имеют повышенные утечки рабочей жидкости. Их рекомендуется применять в гидросистемах, для которых утечки не являются определяющими факторами, например для обеспечения разгрузки насоса и свободного («пла-

вающего») перемещения исполнительного механизма под действием внешней нагрузки и в других случаях. Недостатком этих распределителей являются потеря расхода и дросселирование рабочей жидкости при нейтральной позиции золотника.

Распределители с нулевым перекрытием рабочего окна (см. рис. 3.11, а) не имеют зоны нечувствительности, обладают высоким быстродействием, имеют линейную зависимость расхода жидкости от перемещения золотника. Они широко применяются в следящих гидроприводах и средствах гидроавтоматики.

Размеры золотника определяются в основном расходом и допустимой скоростью течения жидкости в его каналах, которая, в свою очередь, зависит от назначения золотника, рабочего давления в гидросистеме. Пропускные каналы золотника выбираются с учётом обеспечения требуемого расхода жидкости при допустимом сопротивлении её потоку. Размеры цилиндрических золотников с кольцевыми проточками в корпусе находят из соотношения

$$S = \pi d_1 x = \frac{Q}{V}, \quad (3.5)$$

где  $S$  – площадь рабочего проходного сечения,  $\text{м}^2$ ;  $d_1$  – диаметр золотника,  $\text{м}$ ;  $x$  – смещение золотника (величина открытия щели),  $\text{м}$ ,  $x < t$ , здесь  $t$  – ширина цилиндрической расточки корпуса золотника;  $Q$  – расход жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $V$  – скорость рабочей жидкости в каналах распределителя, принимается равной 10...15  $\text{м}/\text{с}$ .

Диаметр  $d_2$  шейки золотника (см. рис. 3.9) должен быть таким, чтобы обеспечивалось требуемое проходное сечение из условия

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) \geq \pi d_1 t. \quad (3.6)$$

Гидравлическая характеристика золотника определяется его гидравлическим сопротивлением  $\Delta p$  по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} V^2 = \xi \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{S} \right)^2, \quad (3.7)$$

где  $\Delta p$  – потери давления,  $\text{Па}$ ,  $\Delta p = p_1 - p_2$ , здесь  $p_1$  – давление на входе;  $p_2$  – давление на выходе;  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления

( $\xi = 2...4$  для гидравлических золотников);  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $V$  – скорость рабочей жидкости в каналах распределителя,  $\text{м/с}$ ,  $V = Q/S$ .

Поток жидкости в золотниковых распределителях вследствие возмущающего действия поворотов, сужений и расширений является преимущественно турбулентным, причём критическое число  $Re_{кр} = 100...200$ .

С учётом формул (3.5) и (3.7) можно получить выражение для расхода рабочей жидкости через золотниковый распределитель:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu \pi d_1 x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (3.8)$$

где  $\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$  – коэффициент расхода гидрораспределителя,  $\mu = 0,50...0,71$ .

На золотник гидрораспределителя в процессе его работы действуют следующие осевые силы: гидродинамические, инерции, трения, давления жидкости и усилия пружины.

Наибольшую величину имеют гидродинамические силы, возникающие вследствие резкого изменения направления и скорости течения жидкости в каналах распределителя. Осевая гидродинамическая сила направлена в сторону, противоположную направлению скорости потока жидкости, т.е. гидродинамическая сила стремится сместить золотник к нулевому положению.

Осевая гидродинамическая сила  $F_{гд}$  зависит от расхода жидкости  $Q$ , скорости жидкости  $V$  и угла  $\beta$ , под которым жидкость вытекает из окна распределителя, и определяется по формуле

$$F_{гд} = QV\rho \cos \beta, \quad (3.9)$$

где  $F_{гд}$  – осевая гидродинамическая сила,  $\text{Н}$ ;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $V$  – скорость жидкости,  $\text{м/с}$ ;  $Q$  – расход,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Для уменьшения гидродинамической силы выполняется профилирование каналов золотников, втулок и т.п.

Для управления гидродвигателями распределители могут иметь различные схемы соединения каналов: параллельную, последовательную и индивидуальную.

На рис. 3.12 изображена принципиальная гидравлическая схема объемного гидропривода возвратно-поступательного движения с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости и параллельной схемой соединения золотников гидрораспределителей.

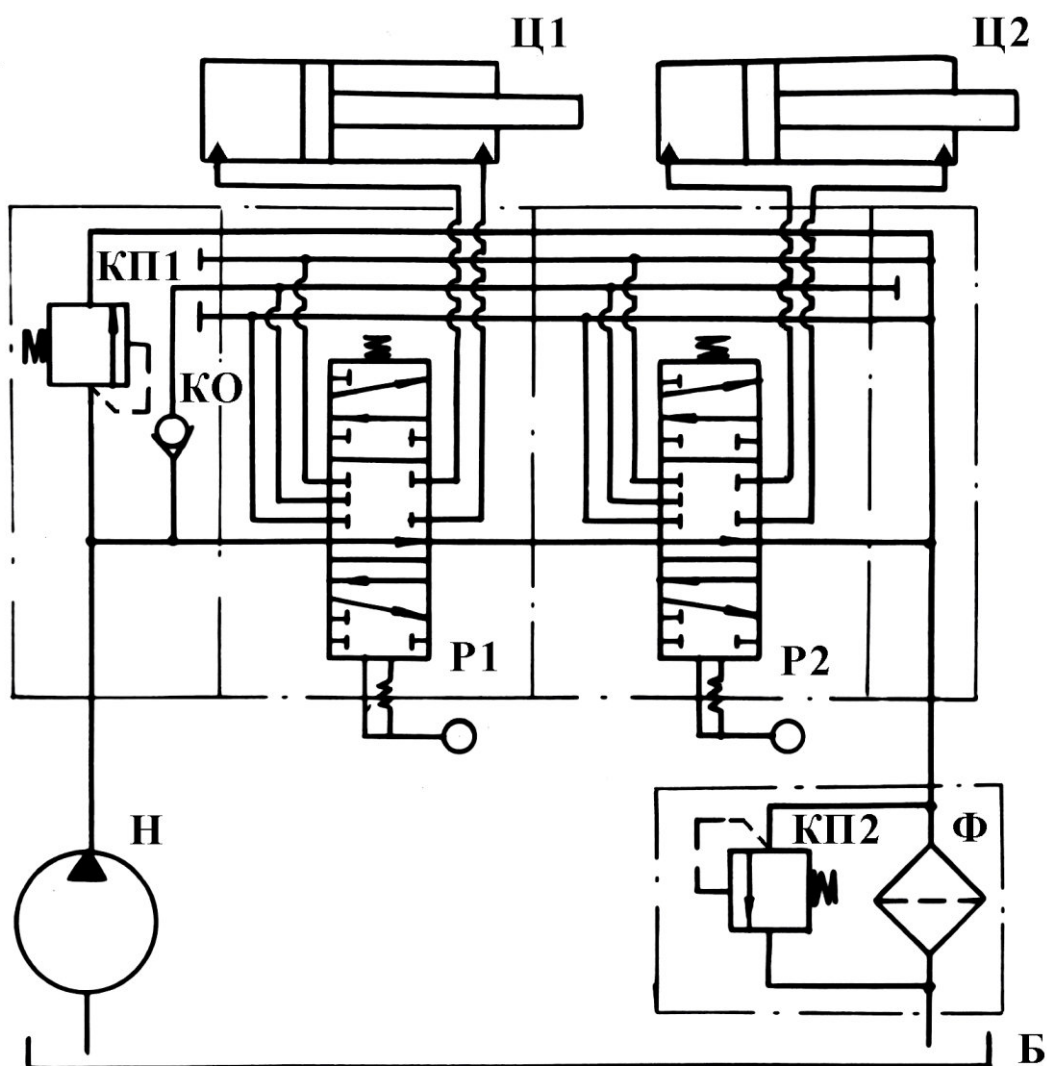


Рис. 3.12. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода возвратно-поступательного движения с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости и с параллельной схемой соединения золотников гидрораспределителей

При параллельной схеме соединения золотников секций  $P1$  и  $P2$  гидрораспределителя (см. рис. 3.12) поток жидкости от насоса может быть подан одновременно на несколько гидродвигателей (гидроцилиндры  $Ц1$  и  $Ц2$ ). При этом расход жидкости делится между гидродвигателями обратно пропорционально их внешним нагрузкам.

Рабочая жидкость из гидробака  $Б$  (см. рис. 3.12) по всасывающей гидролинии насосом  $Н$  подается в напорную гидролинию и поступает в трехпозиционные секции  $P1$  и  $P2$  гидрораспределителя с ручным управлением.

При нейтральном (исходном) положении золотников секций  $P1$  и  $P2$  распределителя (оно показано на схеме) напорная гидролиния соединяется со сливной гидролинией и рабочая жидкость через фильтр  $\Phi$  возвращается обратно в гидробак  $B$ . Параллельно фильтру  $\Phi$  установлен переливной клапан  $KП2$ , направляющий жидкость мимо фильтра в случае загрязнения фильтрующего элемента.

Исполнительные гидролинии соединяют секции  $P1$ ,  $P2$  гидрораспределителя с гидроцилиндрами  $Ц1$ ,  $Ц2$  соответственно. В исходном положении золотников исполнительные гидролинии перекрыты и штоки гидроцилиндров зафиксированы в определенном положении.

При установке, например, золотника секции  $P1$  гидрораспределителя в верхнее рабочее положение (т.е. его необходимо сместить вниз от исходного положения на одну позицию) жидкость от насоса  $H$  через обратный клапан  $КО$  будет поступать в поршневую (левую) полость гидроцилиндра  $Ц1$ , а из штоковой полости (правой) будет сливаться в гидробак. Шток гидроцилиндра  $Ц1$  перемещается вправо, т.е. работает на выталкивание.

При включении золотника распределителя  $P1$  в нижнюю рабочую позицию (т.е. его необходимо сместить вверх от исходного положения на одну позицию) жидкость от насоса  $H$  через обратный клапан  $КО$  будет поступать в штоковую полость гидроцилиндра  $Ц1$  и из поршневой полости будет сливаться в гидробак. В этом случае шток цилиндра  $Ц1$  перемещается влево, т.е. работает на втягивание.

Управление перемещением штока гидроцилиндра  $Ц2$  производится секцией  $P2$  гидрораспределителя аналогично.

Предохранительный клапан  $KП1$  предохраняет гидросистему от давления рабочей жидкости, превышающего установленное, путем слива жидкости в гидробак  $B$ . При установке в качестве гидродвигателей не гидроцилиндров, а гидромоторов будем иметь гидропривод вращательного движения, принцип действия которого аналогичен вышерассмотренному принципу действия гидропривода возвратно-поступательного движения.

При последовательной схеме соединения секций  $P1$  и  $P2$  золотников гидрораспределителя (рис. 3.13) несколько гидродвигателей (гидроцилиндры  $Ц1$  и  $Ц2$ ) также могут быть включены одновременно. Однако в этом случае весь поток жидкости от насоса поступает вначале в рабочую полость первого гидродвигателя, а из его сливной полости – в напорную полость второго двигателя и т.д. Отводящая гидролиния последнего из включенных гидродвигателей соединяется со сливной гидролинией.

Расход жидкости при такой схеме для каждого гидродвигателя является одинаковым, что обеспечивает одновременную работу нескольких



гидродвигателей с одинаковой скоростью. Но при такой схеме рабочее давление в каждом последующем гидродвигателе равно давлению на выходе из предыдущего, а давление на выходе из насоса определяется суммой перепадов давлений на гидродвигателях.

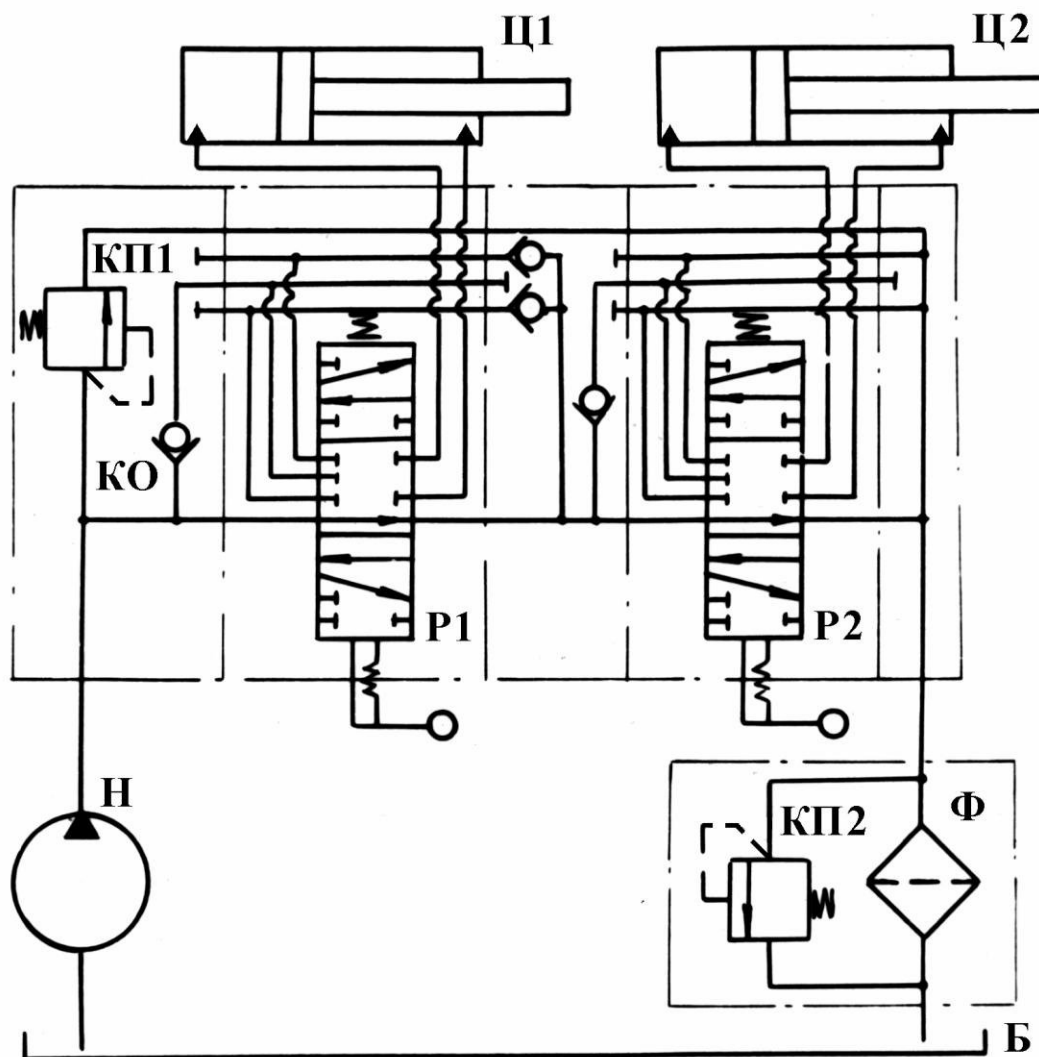


Рис. 3.13. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода возвратно-поступательного движения с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости и с последовательной схемой соединения золотников гидрораспределителей

При индивидуальной схеме соединения золотников секций P1 и P2 гидрораспределителя (рис. 3.14) поток рабочей жидкости от насоса поступает только к одному гидродвигателю, а из сливной полости направляется в сливную гидролинию. Причем при одновременном включении золотников

поток жидкости поступает к тому гидродвигателю, управляющий золотник которого находится ближе к напорной гидролинии насоса.

Подвод рабочей жидкости к следующим гидродвигателям перекрыт. Чтобы включить последующий гидродвигатель, необходимо отключить предыдущий гидродвигатель.

Многозолотниковые гидрораспределители по конструктивному исполнению корпуса разделяют на секционные и моноблочные. При секционном исполнении гидрораспределителя золотники расположены в отдельных рабочих секциях, которые соединяют в единый блок с напорной и сливной секциями с помощью стяжных винтов или шпилек. Предохранительный и обратный клапаны обычно расположены в напорной секции. При моноблочном исполнении все золотники расположены в одном корпусе.

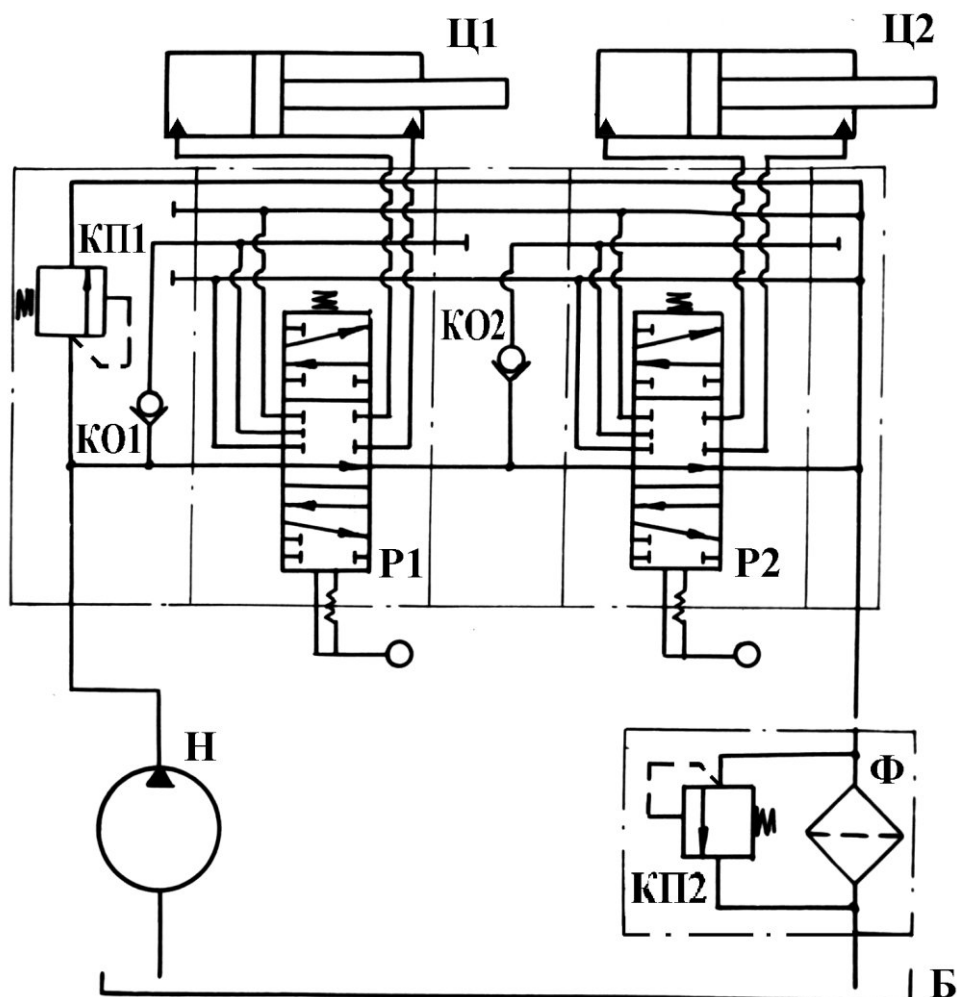


Рис. 3.14. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода возвратно-поступательного движения с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости и с индивидуальной схемой соединения золотников гидрораспределителей

Примеры условных обозначений напорных, рабочих, промежуточных и сливных секций секционных гидрораспределителей приведены на рис. 3.15. Здесь буквой *H* обозначается напорная гидролиния, а буквами *C1*, *C2* и *C3* – проточные каналы. Отверстие для подвода рабочей жидкости под давлением обозначается буквой *P*, а отверстие для выхода жидкости на слив – буквой *T*. Отверстия для внешнего соединения с гидродвигателями обозначаются буквами *A* и *B*.

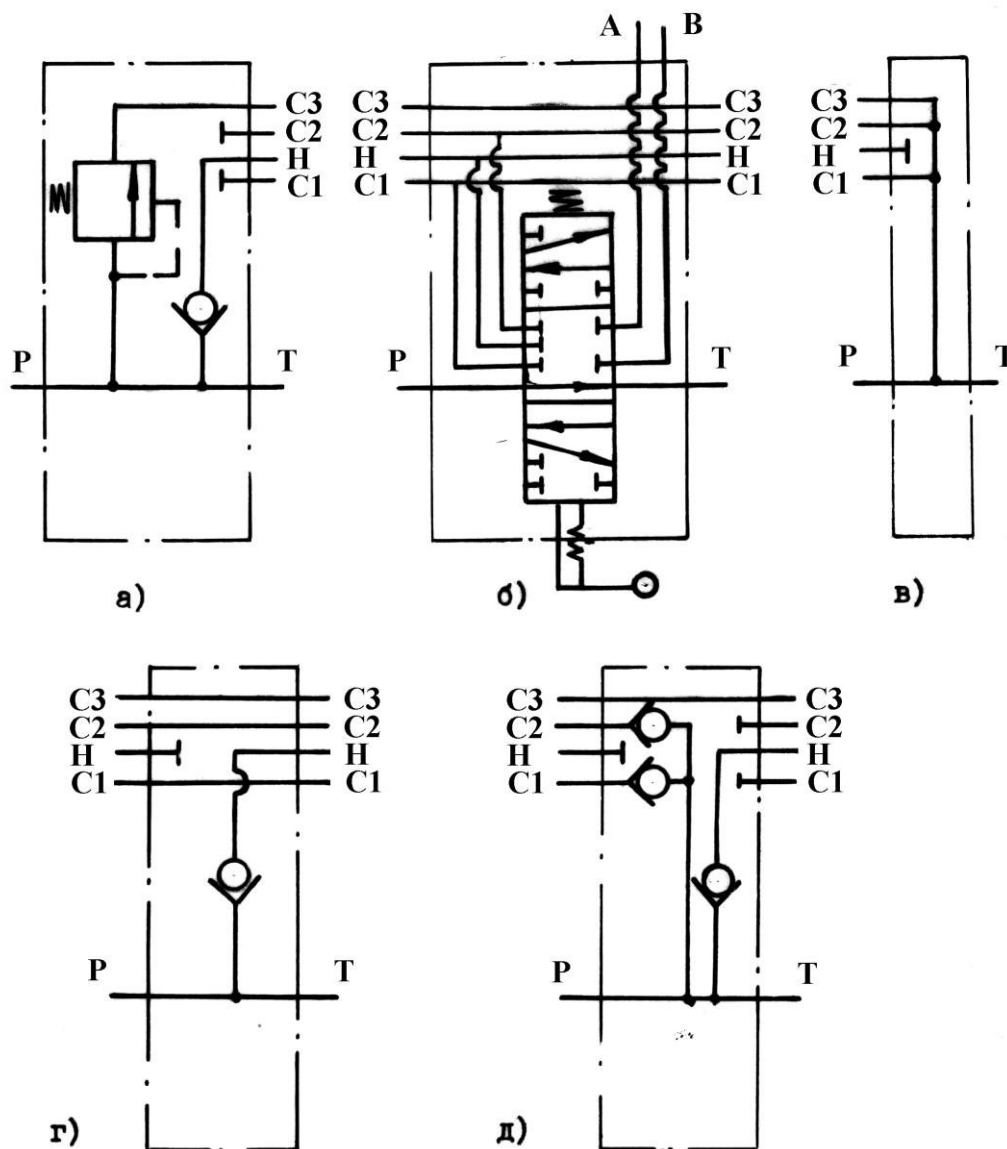


Рис. 3.15. Условные обозначения секций гидрораспределителя:  
*a* – напорная; *б* – рабочая трехпозиционная; *в* – сливная;  
*г, д* – промежуточные

Напорная секция (см. рис. 3.15, *а*) включает обратный клапан и предохранительный клапан прямого действия. Такая секция (обозначается цифрой 20) применяется для гидравлических систем, не требующих расположения предохранительного клапана непосредственно около насоса.

Рабочая трехпозиционная секция (см. рис. 3.15, *б*) применяется для управления гидроцилиндрами двустороннего действия и реверсивными гидромоторами. Рабочая секция (обозначается цифрами 01.1) имеет фиксацию золотника во всех трех позициях.

Сливная секция (см. рис. 3.15, *в*) используется для слива рабочей жидкости в гидробак (обозначается цифрами 30).

Промежуточная секция (см. рис. 3.15, *г*) включает обратный клапан и применяется для поочередного выполнения двух операций (обозначается секция цифрами 10.2).

Промежуточная секция (см. рис. 3.15, *д*) имеет три обратных клапана и применяется для совмещения двух технологических операций от одного потока рабочей жидкости при последовательном соединении гидродвигателей (обозначается цифрами 10.4).

Гидрораспределитель состоит из унифицированных секций: напорной, рабочих (в соответствии с количеством гидродвигателей), промежуточных и сливной.

Общий вид секционного гидрораспределителя ПУМ-500... представлен на рис. 3.16.

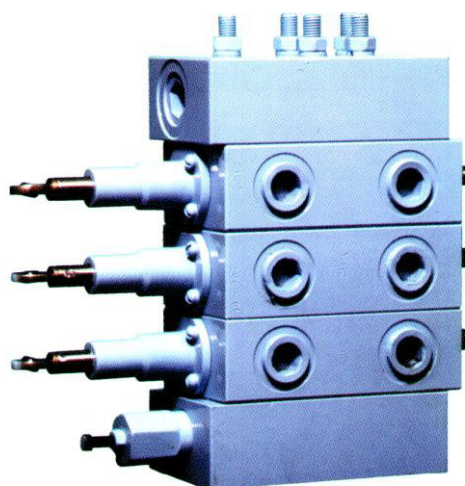


Рис. 3.16. Общий вид секционного гидрораспределителя ПУМ-500...

Гидрораспределитель моноблочный типа ГГ432Б (рис. 3.17) состоит из литого монолитного корпуса с рабочими отводами и подводами напора и слива.

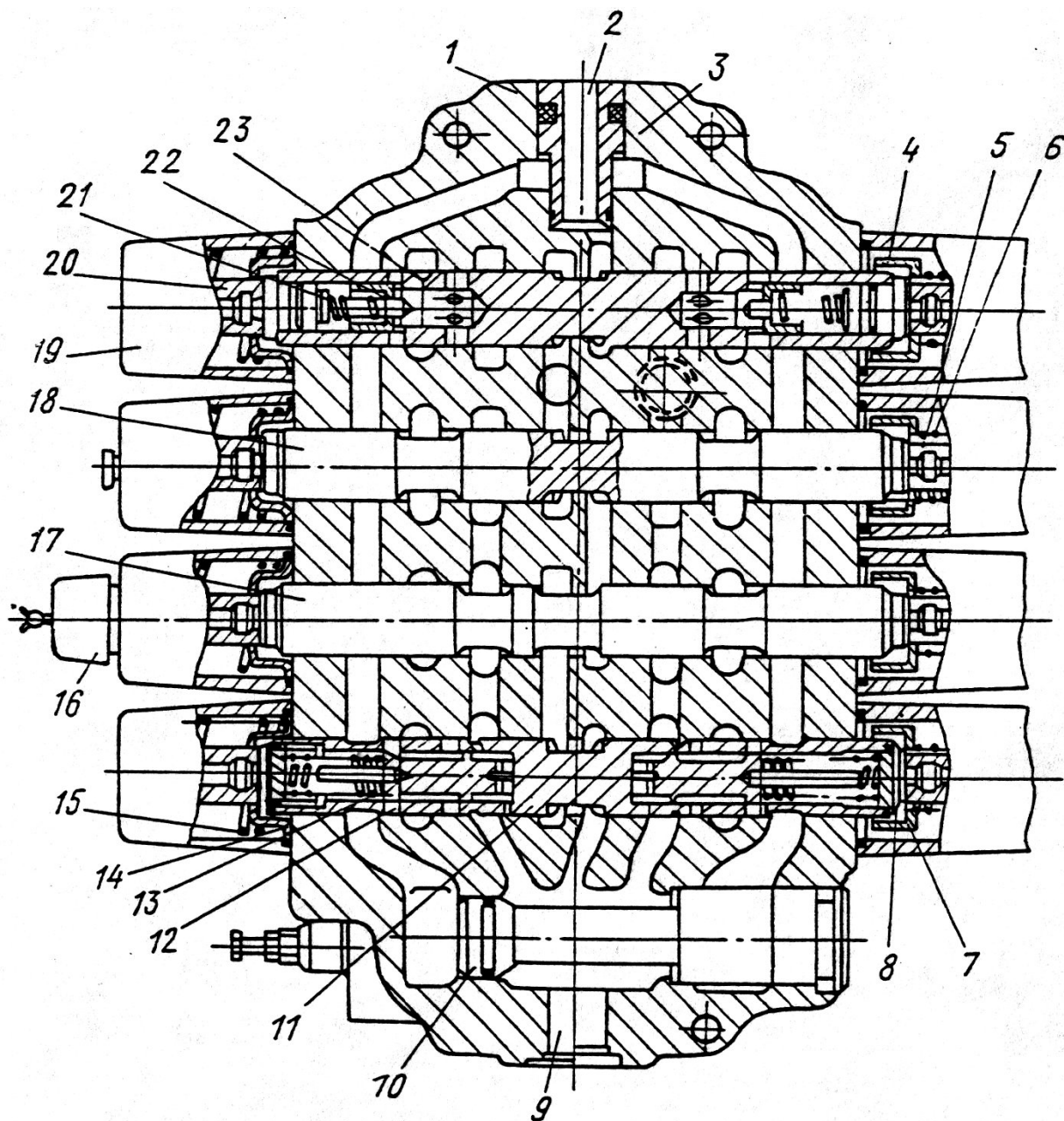


Рис. 3.17. Гидрораспределитель моноблочный ГГ432Б:

- 1 – корпус; 2 – сливной клапан (для переливного потока);
- 3 – сливной патрон (фланцевый); 4 – опора пружины (с проточкой);
- 5 – хвостовик пропорциональной пружины; 6 – пружина пропорциональная;
- 7 – опора пружины; 8 – палец; 9 – подвод от насоса; 10 – заглушка;
- 11 – золотник схемы; 12 – поршень; 13, 21 – пружина;
- 14 – опора возвратной пружины; 15 – пружина возвратная;
- 16 – ограничитель хода; 17, 18, 23 – золотники;
- 19 – крышка; 20 – хвостовик; 22 – клапан

В корпусе размещены золотники, предохранительный клапан, сливной патрон. На хвостовике золотника установлены пропорциональные и

возвратные пружины, удерживающие золотник в нейтральной позиции. Из нейтральной в рабочую позицию золотник перемещается под давлением управления, подводимым к крышкам золотника.

При перемещении золотника рабочие отводы поочередно соединяются с напорным или сливным каналом; переливной канал перекрывается, при этом площадь открытия переливного канала, определяющая величину потока, поступающего на слив, зависит от величины перемещения золотника, что в свою очередь определяется величиной давления управления.

### **3.3. Гидравлические клапаны давления**

**Г**идравлические клапаны (гидроклапаны) давления – регулирующие гидроаппараты – предназначены для управления давлением рабочей жидкости в гидроприводе.

К гидравлическим клапанам давления относятся напорные (предохранительные и переливные), редукционные клапаны, клапаны разности давления и другие.

Гидроклапаны давления, предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости, подразделяют по следующим признакам:

- назначению – напорные, редукционные, разности давлений и соотношения давлений;
- воздействию потока на запорно-регулирующий элемент – клапаны прямого и непрямого действия.

В клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. Увеличение номинального давления приводит к значительному увеличению размеров пружин клапанов прямого действия, а следовательно, габаритных размеров самих клапанов.

Поэтому в гидроприводах с высоким давлением (более 25 МПа) применяют клапаны непрямого действия (двухкаскадные), представляющие собой совокупность двух клапанов: основного и вспомогательного. В этих клапанах рабочее проходное сечение основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Напорным клапаном называют гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости.

В гидроприводе строительных и дорожных машин наибольшее распространение получили напорные клапаны, например, в гидроприводе полноповоротного экскаватора устанавливают от 8 до 14 напорных клапанов, в гидроприводе стрелового самоходного крана – от 4 до 12, в гидроприводе погрузчика – 4–5.

### **3.3.1. Предохранительные и переливные клапаны**

**Н**апорные клапаны предназначены для ограничения или поддержания давления в гидролиниях путем непрерывного или эпизодического слива рабочей жидкости. В зависимости от функционального назначения их принято делить на предохранительные и переливные клапаны, несмотря на идентичность конструкций.

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения гидропривода от давления рабочей жидкости, превышающего установленное, путем слива жидкости в моменты увеличения этого давления. Предохранительные клапаны являются клапанами эпизодического действия, т.е. при нормальных давлениях они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное.

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления путем непрерывного слива жидкости во время работы. Переливные клапаны широко применяются в гидроприводах с дроссельным регулированием.

Напорные клапаны различают по следующим признакам:

- конструкции запорно-регулирующего элемента – шарикового, конического и золотникового типов;
- воздействию на запорно-регулирующий элемент – прямого и непрямого действия.

Шариковые и конические переливные клапаны отличаются от предохранительных лишь характеристикой пружин.

В напорной камере моноблочного гидрораспределителя устанавливается первичный предохранительный клапан непрямого действия в виде легко заменяемого патрона.

На корпусе гидрораспределителя устанавливают дополнительные (вторичные) предохранительные клапаны. Эти клапаны предназначены для ограничения максимального давления в гидроцилиндрах, возникающего от реактивных или инерционных нагрузок при закрытых рабочих отводах гидрораспределителя. Вторичные предохранительные клапаны,

устанавливаемые на корпусе гидрораспределителя, могут быть прямого и непрямого действия.

Схемы напорного клапана прямого действия приведены на рис. 3.18. В корпусе 2 (см. рис. 3.18, *a*) имеются каналы для подсоединения клапана к гидролинии, в которой требуется обеспечить ограничение давления, а также канал для подсоединения к сливной гидролинии. В корпусе размещены запорно-регулирующий элемент 1 шарикового типа, пружина 3 и регулировочный винт 4.

Запорно-регулирующий элемент (шарик) 1 под действием усилия пружины 3 прижимается к седлу и закрывает рабочее окно клапана. При повышении давления в защищаемой клапаном гидролинии на шарик будет действовать сила давления жидкости, превышающая усилие пружины. Шарик отойдет от седла и пропустит часть жидкости на слив, ограничивая давление в гидролинии. Давление настройки клапана регулируется изменением усилия пружины 3 с помощью винта 4.

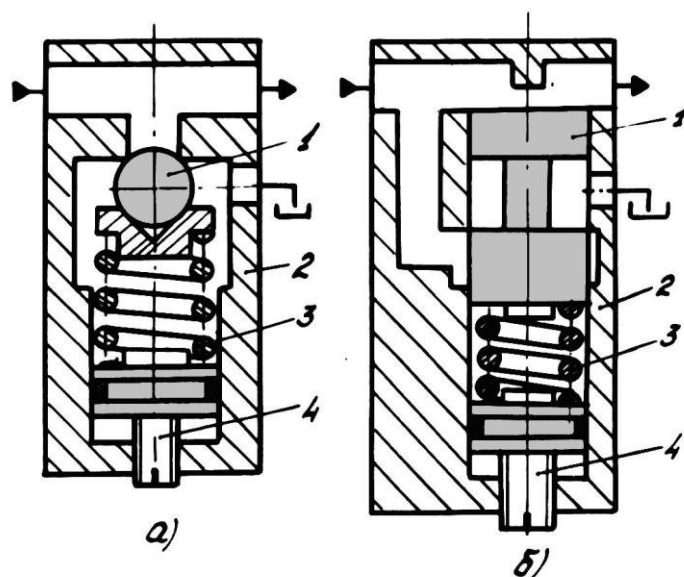


Рис. 3.18. Схемы напорного клапана прямого действия:

- a* – шарикового типа: 1 – шарик; 2 – корпус;  
3 – пружина; 4 – регулировочный винт;  
*б* – золотникового типа: 1 – золотник;  
2 – корпус; 3 – пружина;  
4 – регулировочный винт

Такая конструкция проста и надежна в работе, она не требует точной подгонки шарика к седлу, малочувствительна к загрязнению рабочей жидкости. Однако шариковые напорные клапаны применимы лишь при



относительно небольших давлениях и кратковременном действии, так как при длительной работе шарик вследствие вибрации неравномерно выработывает (разбивает) седло клапана. Поэтому такие напорные клапаны применяются в качестве предохранительных в гидросистемах низкого давления, так как в этом случае клапан работает эпизодически.

В качестве переливных клапанов по этой причине применяются, как правило, клапаны с запорно-регулирующим элементом золотникового типа, схема одного из которых приведена на рис. 3.18, б.

На рис. 3.19, а показана одна из схем напорного клапана непрямого действия. В корпусе 1 размещен основной клапан конического типа 7, выполненный вместе с поршнем 6.

Вспомогательный клапан, управляющий основным, содержит шарик 2, пружину 3 и регулировочный винт 4. Напорная полость А с помощью дросселя 8 соединяется с рабочей полостью В вспомогательного клапана и с полостью Г основного клапана для уменьшения усилия пружины 5. Полость В с помощью канала Д соединяется со сливной гидролинией.

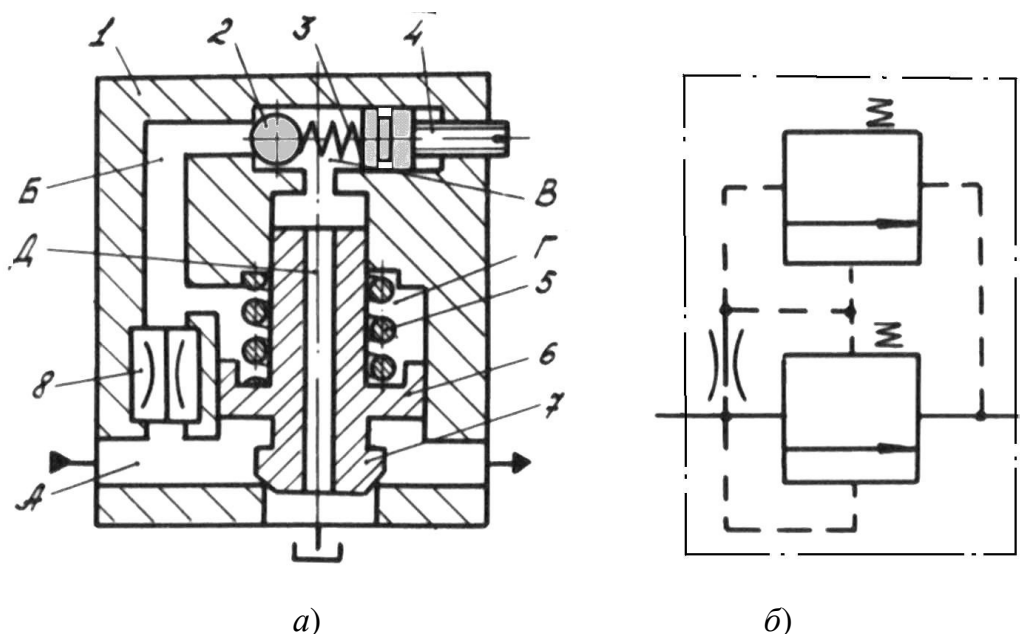


Рис. 3.19. Напорный клапан непрямого действия  
 а – схема: 1 – корпус; 2 – шарик; 3, 5 – пружины;  
 4 – регулировочный винт; 6 – поршень; 7 – клапан;  
 8 – дроссель; б – условное обозначение

При давлении в напорной гидролинии и полости А, меньшем давления настройки, шарик 2 усилием пружины 3 закрывает рабочее проходное сечение вспомогательного клапана. При этом давление в полости Г основного клапана равно давлению в полости А, а так как эффективные

площади поршня 6 со сторон полостей  $A$  и  $\Gamma$  выбираются равными, то суммарное усилие на клапан, создаваемое давлением жидкости, будет равно нулю. Рабочее проходное сечение основного клапана 7 под действием пружины 5 будет закрыто.

При давлении рабочей жидкости в полости  $A$  больше допустимого увеличивается давление в полости  $B$ . При этом открывается шариковый клапан 2 и рабочая жидкость через дроссель 8 и рабочее сечение клапана 2 поступает в полость  $B$  и по каналу  $D$  в сливную гидролинию.

Появление расхода жидкости через дроссель и вспомогательный клапан приведет к уменьшению давления в полости  $\Gamma$  основного клапана. Под действием давления в полости  $A$  поршень 6 сместится вверх и откроет рабочее окно основного клапана. При этом давление в напорной гидролинии и полости  $A$  упадет, поршень 6 смещается вниз и клапан 7 закрывается.

Величина давления настройки клапана непрямого действия определяется усилием пружины 3, которое изменяется регулировочным винтом 4.

Условное обозначение напорного клапана непрямого действия показано на рис. 3.19, б.

Важной характеристикой клапана является стабильность поддерживаемого им давления при изменении расхода рабочей жидкости, проходящей через клапан. Зависимость изменения давления настройки от расхода  $p = f(Q)$  является статической характеристикой клапана.

Статическая характеристика клапана (рис. 3.20), выражающая зависимость между входной и выходной величинами в установившемся режиме работы, в идеальном случае приближается к горизонтальной прямой, но у реальных клапанов имеет возрастающий характер, особенно у клапанов прямого действия (линия 1), где определяющим фактором является жесткость пружины.

На рис. 3.20 линией 2 показана статическая характеристика напорного клапана непрямого действия. Давление настройки клапана непрямого действия практически постоянно во всем диапазоне изменения расхода и практически не зависит от него.

Динамическая характеристика описывает переходный процесс, происходящий в клапане в период перемещения запорно-регулирующего элемента и изменения нагрузки, расхода и т.д. Динамические свойства клапана характеризуются превышением давления в момент срабатывания над давлением настройки – забросом давления и понижением давления вслед за превышением – завалом давления, возникающими вследствие инерционности подвижных частей клапана.

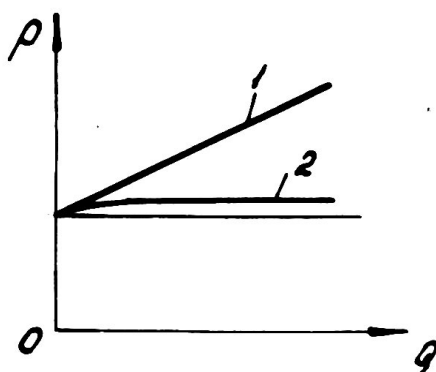


Рис. 3.20. Статическая характеристика напорного клапана:

- 1 – для клапана прямого действия;
- 2 – для клапана непрямого действия

Динамические свойства клапана характеризуются также амплитудой и частотой колебаний при переходных процессах открытия и закрытия и в установившемся режиме вследствие пульсации потока рабочей жидкости, подаваемой насосом. Динамические свойства клапана (их динамическая устойчивость) зависят от эффективности демпфирования, обеспечиваемого конструктивными элементами клапана.

К техническим характеристикам, определяющим эксплуатационные свойства напорного клапана, относятся также следующие:

- диапазон регулирования давления настройки, представляющий разность максимального и минимального давлений настройки;
- номинальный, максимальный и минимальный расходы жидкости через клапан;
- номинальное, максимальное и минимальное давления на входе в клапан;
- внутренняя герметичность;
- показатели надежности (ресурс, вероятность безотказной работы);
- диапазон кинематической вязкости рабочей жидкости, используемой в гидроприводе с клапанами;
- масса, габаритные размеры и др.

В зависимости от последовательности установки и срабатывания предохранительные клапаны условно разделяют на первичные и вторичные.

Первичные клапаны обычно устанавливают в напорной гидролинии или в напорной секции гидрораспределителя. Они предохраняют насос от сверхустановленных давлений, обеспечивают разгрузку насоса.

Вторичные клапаны устанавливают в гидрролинии после гидрораспределителя на корпусе гидрораспределителя к его рабочим отводам. Эти клапаны предохраняют гидродвигатели и другие гидроагрегаты (при закрытых рабочих отводах гидрораспределителя) от сверхустановленных давлений, возникающих от реактивных или инерционных нагрузок в гидродвигателях. Конструкции гидроклапанов давления отличаются большим разнообразием.

Общий вид клапана 510.20.00А приведен на рис. 3.21.

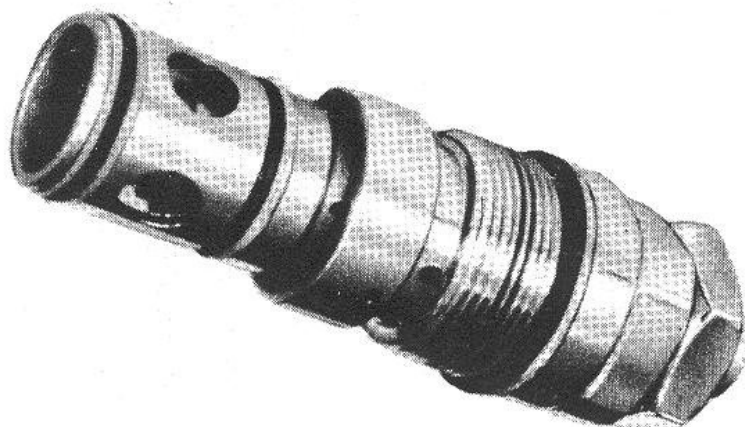


Рис. 3.21. Предохранительный клапан  
510.20.00.А

Для предохранения от перегрузок гидромоторов к корпусу гидрораспределителя прикрепляют специальные блоки, включающие в себя два предохранительных и два подпиточных клапана.

С помощью этих гидроаппаратов в процессе разгона или торможения гидромоторов часть потока рабочей жидкости из полости высокого давления отводится в полость низкого давления, предохраняя гидромоторы от перегрузок. Подпиточные (обратные) клапаны предназначены для восполнения объемных потерь жидкости и исключения разрыва сплошности потока в линиях гидромотора.

Расчет предохранительного клапана сводится к определению площади живого (проходного) сечения для прохода жидкости при заданном расходе и перепаде давления и выбору пружины.

### 3.3.2. Редукционные гидроклапаны

**Р**едукционный гидроклапан предназначен для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке.

Редукционные клапаны используются в случаях, когда к гидролинии, давление в которой выше, чем требуется потребителю, подключается один или несколько потребителей, работающих при разных давлениях. Редукционные клапаны применяются также для обеспечения постоянного перепада давления на регулируемых дросселях регулятора потока и в других случаях.

Схема редукционного клапана прямого действия показана на рис. 3.22, *а*. В корпусе 2 размещены запорно-регулирующий элемент 1 золотникового типа, пружина 3 и регулировочный винт 4. Клапан подключается в гидросеть последовательно.

Рабочая жидкость под давлением  $p_n$  подводится в полость *A*, затем дросселируется через рабочее проходное сечение клапана и через окно *B* отводится под редуцированным давлением  $p_{ред} < p_n$ . Понижение давления с входного  $p_n$  до выходного  $p_{ред}$  и поддержание последнего на постоянном уровне обусловлено динамическим равновесием сил, действующих на подвижный золотник 1, из которых усилие пружины 3 действует в сторону увеличения открытия рабочего проходного сечения, соединяющего полость *A* и окно *B*, а давление  $p_{ред}$  действует в сторону уменьшения рабочего проходного сечения.

При повышении редуцированного давления выше заданного золотник 1 клапана смещается вниз, сжимая пружину 3. При этом рабочее проходное сечение (дросселирующая щель) уменьшается, гидравлическое сопротивление увеличивается и давление снижается до заданного значения.

При понижении редуцированного давления ниже заданного значения золотник 1 переместится вверх под действием пружины 3. При этом рабочее проходное сечение увеличивается, гидравлическое сопротивление уменьшается и давление увеличивается до заданного значения.

Для обеспечения стабильности редуцированного давления следует устанавливать пружину с малой жесткостью. Для этих же целей применяются редукционные клапаны непрямого действия (рис. 3.22, *б*). В корпусе размещены основной клапан 5, вспомогательный шариковый кла-

пан 1, пружина 2, регулировочный винт 3, дроссель 6. Полость  $\Gamma$  соединена с полостью  $B$ , в которой расположена пружина 4, открывающая рабочее проходное сечение клапана 5 при давлениях на выходе редуционного клапана ниже заданных.

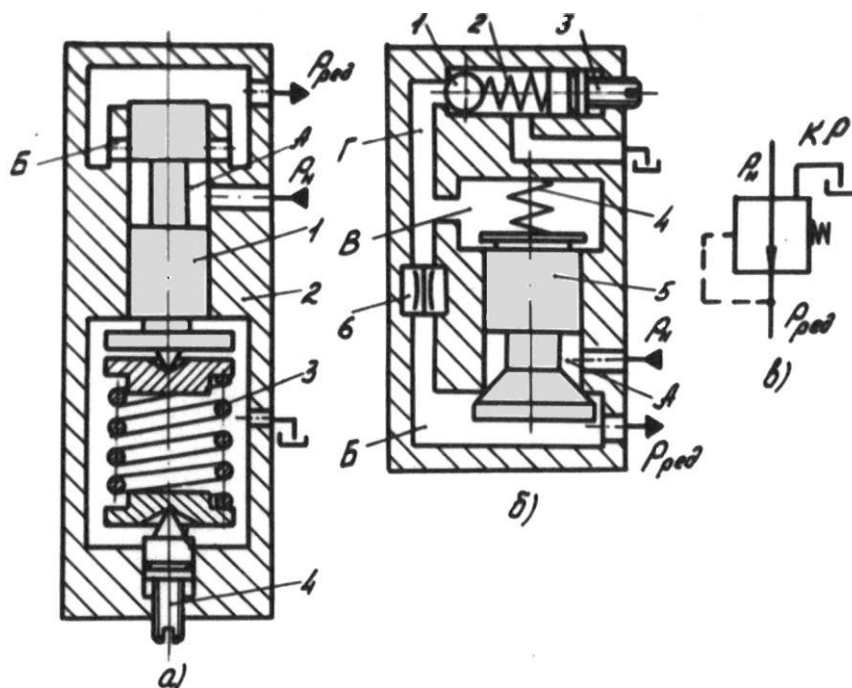


Рис. 3.22. Схемы редуционного клапана:  
 а – прямого действия: 1 – золотник; 2 – корпус; 3 – пружина;  
 4 – регулировочный винт; б – непрямого действия: 1 – шарик;  
 2, 4 – пружины; 3 – регулировочный винт; 5 – клапан;  
 6 – дроссель; в – условное обозначение

Рабочая жидкость под давлением  $p_n$  поступает в полость  $A$  и через рабочее проходное сечение – в полость  $B$ . При этом происходит дросселирование жидкости и понижение давления до редуцированного  $p_{ред} < p_n$ . При повышении редуцированного давления выше заданного давление в полости  $\Gamma$  также увеличивается, шариковый клапан 1 открывается и часть жидкости сливается в бак.

Под действием давления  $p_{ред}$  клапан 5 перемещается вверх, уменьшая рабочее проходное сечение и увеличивая гидравлическое сопротивление. Вследствие этого давление в полости  $B$  снижается до заданного значения. При понижении редуцированного давления клапан 5 под действием пружины 4 опускается, рабочее проходное сечение увеличивается, гидравли-

ческое сопротивление уменьшается и давление в полости  $B$  увеличивается до заданного значения.

Таким образом, давление  $p_{ред}$  автоматически поддерживается постоянным независимо от изменения нагрузки на выходе клапана.

Условное изображение редукционного клапана показано на рис. 3.22, в.

Клапаны разности давлений предназначены для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Клапаны разности давлений можно считать разновидностью редукционных клапанов. Клапаны разности давлений получили применение в гидроприводах с объемным регулированием как подпиточные клапаны.

### **3.4. Гидравлические дроссели и регуляторы потока**

**Г**идродроссель – регулирующий аппарат, устанавливающий определенную связь между перепадом давления на самом дросселе и расходом жидкости через него. Дроссели, представляющие собой гидравлические сопротивления, разделяют на регулируемые и нерегулируемые.

Регулируемые дроссели применяются, например, в гидроприводах для регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей.

По принципу действия различают следующие типы дросселей: дроссель вязкостного сопротивления, потери давления в котором определяются сопротивлением потоку жидкости в канале большой длины; дроссель вихревого сопротивления, потери давления в котором определяются в основном деформацией потока жидкости и вихреобразованием в канале малой длины.

Дроссели первого типа получили название линейных, так как потери давления в них обусловлены трением при ламинарном режиме течения жидкости, т.е. потери давления являются практически линейной функцией скорости течения жидкости.

Поскольку потери давления в таком дросселе изменяются прямо пропорционально вязкости жидкости, гидравлическая характеристика его  $\Delta p = f(Q)$  зависит от температуры. Линейные дроссели применимы только при малых скоростях течения жидкости, т.е. при малых значени-

ях потерь давления (обычно меньше 0,3 МПа) и в условиях достаточно стабильной температуры.

В дросселях второго типа изменения давления происходят практически пропорционально квадрату скорости потока жидкости, ввиду чего такой дроссель называют квадратичным. Характеристика такого дросселя практически не зависит от вязкости жидкости.

На рис. 3.23 показана конструктивная схема линейного дросселя, в котором гидравлическое сопротивление регулируется изменением длины дроссельного канала однозаходного винта путем ввинчивания или вывинчивания винта 2 в корпусе 1.

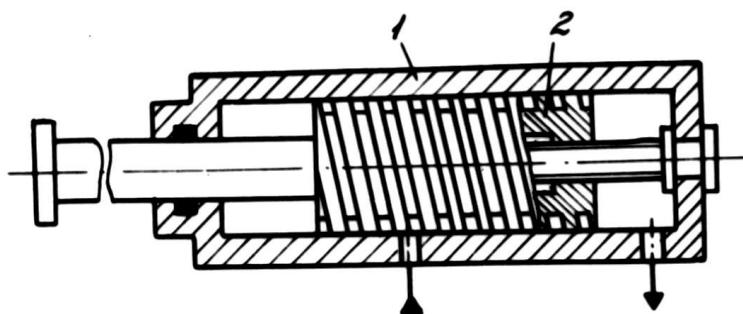


Рис. 3.23. Схема линейного дросселя:  
1 – корпус; 2 – винт

Дроссельный канал можно рассматривать как трубку прямоугольного или треугольного, в зависимости от профиля резьбы, сечения и расчет потерь давления в первом приближении можно вести по общим формулам гидравлики для расчета путевых потерь в трубопроводах.

На рис. 3.24 показаны конструктивные схемы квадратичных (турбулентных) дросселей. Широко применяются в гидроавтоматике простые дроссели в виде тонкой шайбы с круглым отверстием и острыми кромками (рис. 3.24, а). Дросселирующие свойства отверстий в таких шайбах обусловлены в основном потерями энергии при внезапном сужении и расширении потока жидкости.

При разработке гидросистем часто требуется дроссель, обладающий высоким гидравлическим сопротивлением (большим перепадом давления) и стабильной расходной характеристикой. Обеспечить подобные требования одной дроссельной шайбой не представляется возможным, поскольку размер ее отверстия при этом может быть столь малым, что возможно засорение его загрязнениями жидкости. Поэтому применяются многоступенчатые дроссели из нескольких последовательно располо-



женных дроссельных шайб (рис. 3.24, б), принцип действия которых также основан на многократном сужении и расширении потока жидкости.

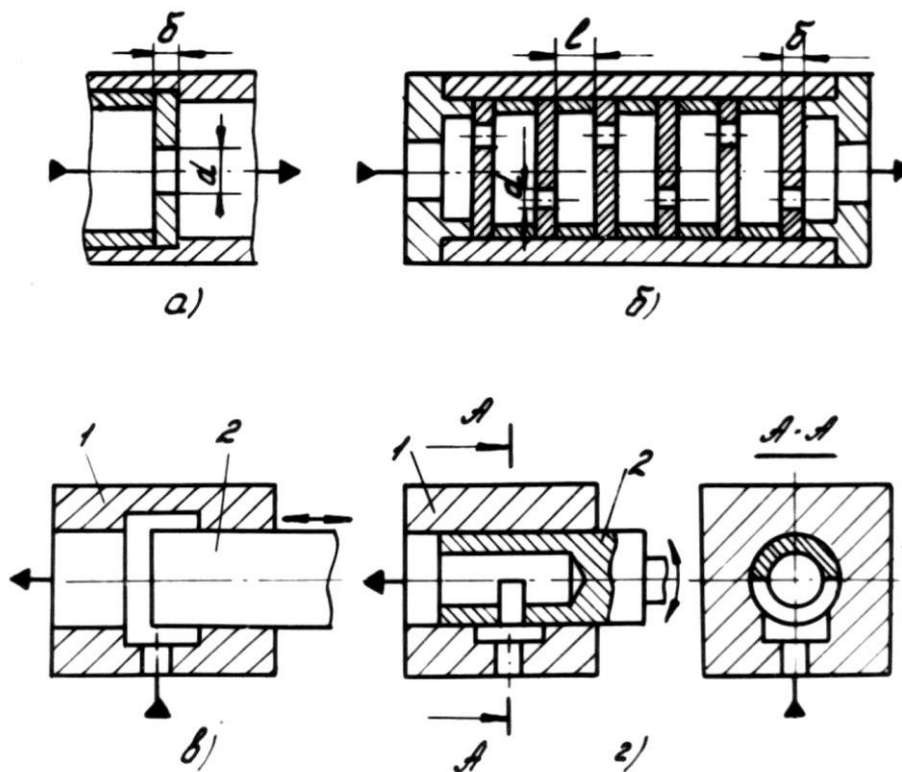


Рис. 3.24. Схемы квадратичных (турбулентных) дросселей:  
 а – дроссельная шайба; б – пакет шайб; в – золотниковый дроссель;  
 г – крановый дроссель

Сопротивление такого дросселя регулируется при данном размере отверстия подбором количества шайб. Практика показывает, что на расходные характеристики такого дросселя влияют расстояние  $l$  между шайбами, которое должно быть не меньше  $(3...5)d$ , где  $d$  – диаметр отверстия, а также толщина  $\delta$  дросселирующей шайбы, которая обычно выбирается не более  $(0,4...0,5)d$ . Диаметр  $d$  отверстий в шайбах должен быть не менее 0,3 мм, чтобы исключить возможность их засорения.

На рис. 3.24, в показана конструктивная схема регулируемого золотникового дросселя, в котором рабочее проходное сечение создается кромками расточки корпуса 1 и золотника 2. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо перемещать золотник в осевом направлении. Дроссель с обратным клапаном показан на рис. 3.25.

В крановом дросселе (рис. 3.24, г) рабочее проходное сечение создается между расточкой корпуса 1 и узкой щелью, выполненной в полом

кране 2. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо повернуть кран в ту или иную сторону.

Широкое применение в регулирующей гидроаппаратуре в системах гидроавтоматики и следящем гидроприводе находят регулируемые гидравлические дроссели типа «сопло–заслонка». Регулируемые дроссели «сопло–заслонка» представляют собой устройства, состоящие из сопла и плоской заслонки, которая перемещается вдоль оси сопла и изменяет площадь кольцевой щели между торцом сопла и заслонкой, что приводит к изменению гидравлического сопротивления дросселя.

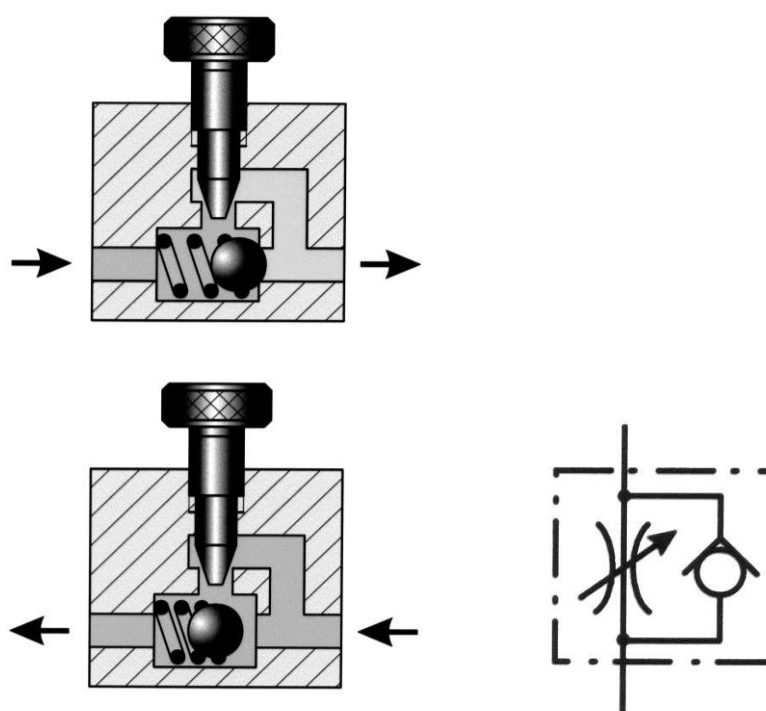


Рис. 3.25. Дроссель с обратным клапаном

Расход жидкости через квадратичный дроссель определяется по формуле

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}, \quad (3.10)$$

где  $Q_{др}$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $\mu$  – коэффициент расхода,  $\mu = 0,6 \dots 0,7$ ;  $S_{др}$  – площадь рабочего проходного сечения дросселя м<sup>2</sup>;  $\Delta p_{др}$  – перепад давления, Па,  $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$ , здесь  $p_1$  – давление на входе в дроссель;  $p_2$  – давление на выходе из дросселя;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Регулятором потока называется регулирующий аппарат, предназначенный для поддержания заданного значения расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

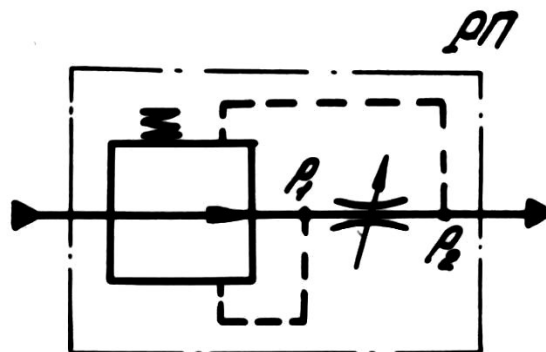


Рис. 3.26. Условное обозначение регулятора потока

Конструктивно регулятор потока представляет собой модуль, состоящий из регулируемого дросселя и редукционного клапана. На рис. 3.26 в условных изображениях показана схема регулятора потока. Независимость расхода от давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости обеспечивается за счет стабилизации перепада давления  $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$  на регулируемом дросселе с помощью редукционного клапана, т.е. за счет  $\Delta p_{др} = \text{const}$ .

### 3.5. Гидравлические клапаны соотношения расходов

**В**о многих случаях требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев гидродвигателей, питающихся от одного насоса. При этом для синхронизации действия нескольких гидродвигателей обычно требуется обеспечить равенство скоростей их выходных звеньев от изменения нагрузки на гидродвигателях.

Применяются следующие способы синхронизации работы гидродвигателей:

- при помощи жесткой механической связи штоков или валов гидродвигателей;
- при помощи клапанов соотношения расходов (синхронизаторов расхода);

- с помощью последовательного соединения полостей гидродвигателей;
- с помощью питания от индивидуальных насосов;
- с помощью специальных систем следящего действия и др.

Клапаны соотношения расходов предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных потоках. Клапаны соотношения расходов в зависимости от назначения подразделяются на делители и сумматоры потоков.

Делители потоков предназначены для разделения одного потока рабочей жидкости на два или более потоков. Сумматоры потоков устанавливаются в гидросистемах для соединения двух или более потоков рабочей жидкости в один поток.

Наиболее распространенными являются делители потока, построенные на объемном или дроссельном принципе работы. Простыми делителями потока объемного типа являются спаренные (связанные валами) гидромоторы, преимущественно аксиально-поршневых типов. Гидромоторы в такой схеме являются расходомерными устройствами (дозаторами), пропускающими через себя за один оборот вала жидкость в объеме, равном рабочему объему гидромотора (без учета утечек жидкости в гидромоторе).

При равных рабочих объемах гидромоторов деление расхода жидкости, поступающей от насоса, между гидродвигателями будет произведено на две равные части.

На рис. 3.27 приведены схемы дроссельных делителей потока. Делитель потока (см. рис. 3.27, *a*) состоит из плавающего поршня 2, способного перемещаться в осевом направлении относительно корпуса 3 и двух упоров 1 и 4. В доньшках поршня 2 выполнены дроссели *B* и *Д*.

Подводимый по гидролинии *A* расход жидкости  $Q$  делится на два равных расхода  $Q_1$  и  $Q_2$  в гидролиниях *Г* и *В*. Если расход жидкости, например, в гидролинии *Г* превысит по какой-либо причине расход в гидролинии *В*, возникает разница в сопротивлениях дросселей: потеря давления на дросселе *Д* превысит потерю давления на дросселе *Б*. В результате чего давление  $p_2$  превысит давление  $p_1$ . Под действием неуравновешенной силы, обусловленной создавшимся перепадом давлений  $\Delta p = p_2 - p_1$ , плавающий поршень 2 переместится в положение, в котором равенство  $p_2 = p_1$  восстановится, благодаря чему обеспечится равенство  $Q_1 = Q_2 = Q/2$ .

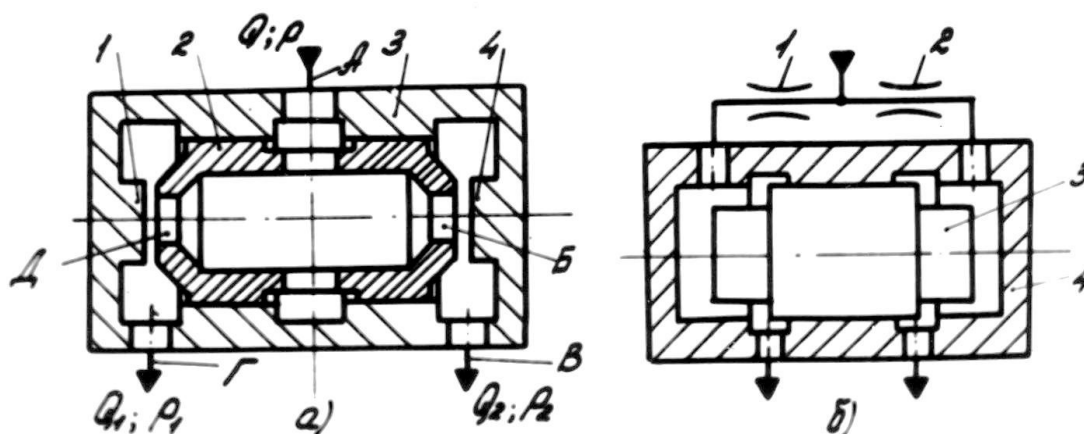


Рис. 3.27. Схемы делителей потока:  
 а – 1, 4 – упоры; 2 – поршень; 3 – корпус;  
 б – 1, 2 – дроссели; 3 – золотник; 4 – корпус

Для разделения потока на два неравных потока необходимо диаметры соответствующих дросселей выполнить в отношении, которое требуется от соотношения разделяемых потоков.

В тех случаях, когда к разделяемым потокам предъявляются высокие требования по точности соотношения, применяют делители потока, схема одного из которых приведена на рис. 3.27, б.

Он состоит из двухщелевого золотникового распределителя 3 и двух постоянных дросселей 1 и 2, которые монтируются обычно в корпусе 4. При изменении одного из разделяемых потоков в торцевой полости золотникового распределителя 3 изменяется и давление в этой полости. Золотник 3 при этом перемещается в сторону торца с меньшим давлением, выравнивая эти давления и расходы жидкости с высокой погрешностью, достигающей 2...3 %.

Для получения постоянного соотношения двух неравных потоков необходимо установить постоянные дроссели 1 и 2 с разным гидравлическим сопротивлением в отношении, равном требуемому соотношению разделяемых потоков.

### 3.6. Гидравлические обратные клапаны и гидрозамки

**Обратные клапаны** относятся к направляющим гидроаппаратам и предназначены для свободного пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и запираения в обратном направлении. Обратные кла-

паны должны быть герметичными в закрытом положении и обладать минимальным гидравлическим сопротивлением в открытом положении.

Применяются обратные клапаны с различными запорно-регулирующими элементами, например в виде шарика или конуса (рис. 3.28). Обратный клапан (см. рис. 3.28, а) состоит из корпуса 1, шарика 3 и пружины 2. При движении жидкости в прямом направлении запорно-регулирующий элемент отжимается от седла и поток с минимальными потерями проходит через рабочее окно клапана.

При обратном направлении потока жидкость прижимает запорно-регулирующий элемент к седлу. Движение жидкости в этом направлении прекращается. Пружины предназначены лишь для преодоления сил трения при посадке запорного элемента на седло. Так как пружины приводят к увеличению перепада давления на клапане при прохождении потока в прямом направлении, а допустимая величина перепада давления на обратных клапанах составляет 0,01...0,03 МПа, то жесткость пружин обычно выбирают минимальной.

Условное изображение обратных клапанов показано на рис. 3.28, в.

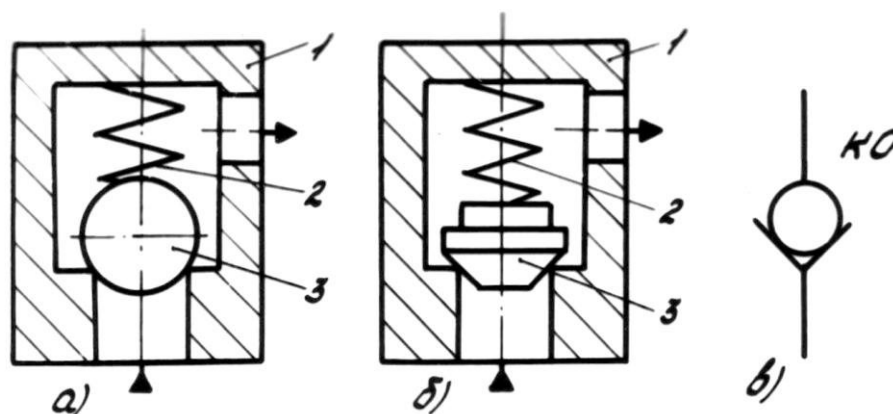


Рис. 3.28. Схемы обратных гидроклапанов:  
 а – шарикового типа: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – шарик;  
 б – конусного типа: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – конус;  
 в – условное обозначение

Обратные клапаны могут изготавливаться как в отдельном исполнении, так и встроенными в узлы и агрегаты. На корпусах обратных клапанов наносят стрелку, указывающую направление движения рабочей жидкости через клапан.

Общий вид обратного клапана 530.25.00 приведен на рис. 3.29, а клапана 531.20.00 – на рис. 3.30.



Рис. 3.29. Общий вид обратного клапана типа 530.25.00

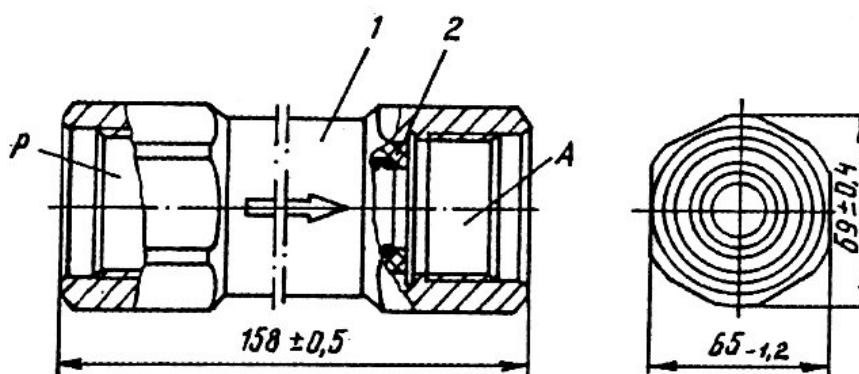


Рис. 3.30. Общий вид обратного клапана типа 531.20.00

Обратные клапаны используются в следующих случаях:

- гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости как подпиточные клапаны;
- гидроприводах, состоящих из нескольких насосов, для исключения взаимного влияния при их одновременной работе;
- блоках фильтрации, устанавливаемых в реверсивных гидролиниях, для обеспечения движения жидкости через фильтр только в одном направлении;
- гидролиниях, где требуется однонаправленное движение жидкости.

Гидравлическим замком называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении и запираания потока жидкости в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – для пропускания жидкости в обоих направлениях.

Гидрозамки широко применяются в гидроприводах для автоматического запираания рабочей жидкости в полостях гидродвигателей с целью стопорения их выходных звеньев в заданных положениях.

Гидрозамки подразделяются по следующим признакам:

- числу запорно-регулирующих элементов – односторонние и двухсторонние;
- конструкции запорно-регулирующих элементов – шариковые, конические;
- виду управляющего воздействия – с гидравлическим, пневматическим, электромагнитным и механическим управлением.

На рис. 3.31, *a* показана конструктивная схема одностороннего гидрозамка. В корпусе 1 размещен запорно-регулирующий элемент (шарик) 3, который с помощью пружины 2 поджат к седлу. В правой цилиндрической заточке корпуса 1 размещен плавающий поршень 6 с толкателем 5. Под действием усилия пружины 4 поршень 6 находится в крайнем правом положении и толкатель 5 не касается шарика. Корпус гидрозамка имеет полость управления *B* – для создания управляющего воздействия на поршень 6.

Полость *B* служит для соединения с напорной или со сливной гидролиниями, а полость *A* – для соединения с рабочей полостью гидродвигателя. При отсутствии управляющего воздействия на поршень 6 (давления в полости *B*) гидрозамок работает в режиме обратного клапана. При прямом движении потока шарик 3 отжимается от седла и жидкость из полости *B* поступает в полость *A*. При изменении направления потока запорно-регулирующий элемент прижимается к седлу и движение жидкости из полости *A* в полость *B* прекращается.

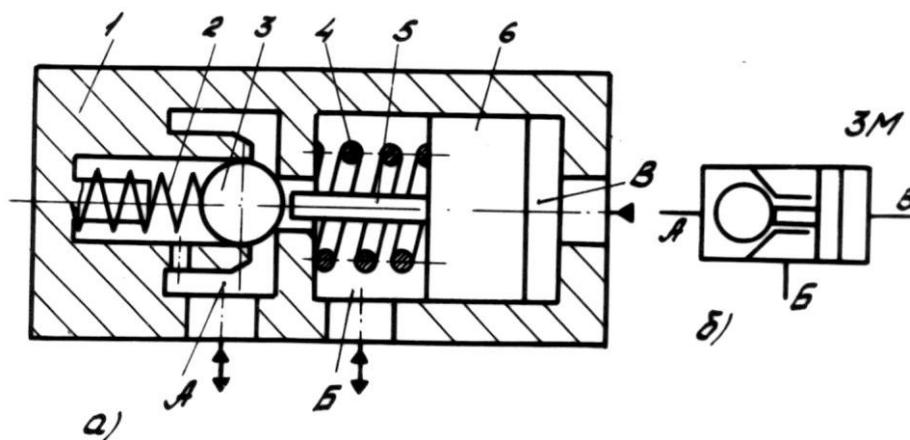


Рис. 3.31. Односторонний гидрозамок:  
*a* – схема: 1 – корпус; 2,4 – пружины; 3 – шарик; 5 – толкатель;  
 6 – поршень; *b* – упрощенное обозначение



При наличии управляющего воздействия в полости *B* поршень 6 с толкателем 5 переместятся влево. При этом толкатель будет проходить через открытое рабочее окно независимо от направления движения, т. е. при наличии управляющего воздействия гидрозамок работает в режиме клапанного распределителя. Упрощенное изображение одностороннего гидрозамка, поясняющее принцип его действия, показано на рис. 3.31, б.

Конструкция гидрозамка автомобильного крана представлена на рис. 3.32.

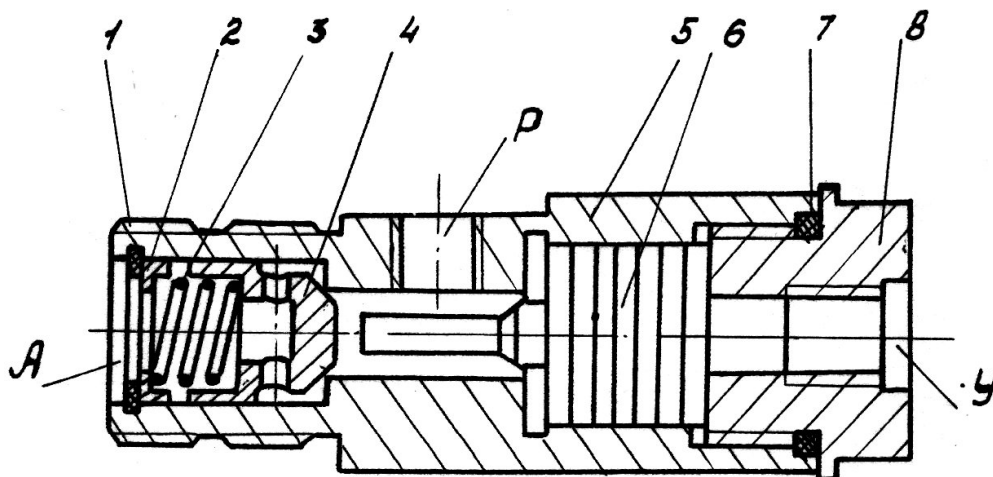


Рис. 3.32. Гидрозамок:

- 1 – стопорное кольцо; 2 – шайба; 3 – пружина; 4 – клапан;
- 5 – корпус; 6 – поршень; 7 – кольцо уплотнительное;
- 8 – штуцер; *P* – подвод рабочей жидкости;
- A* – отвод рабочей жидкости; *У* – управление

Общий вид гидрозамков приведен на рис. 3.33.

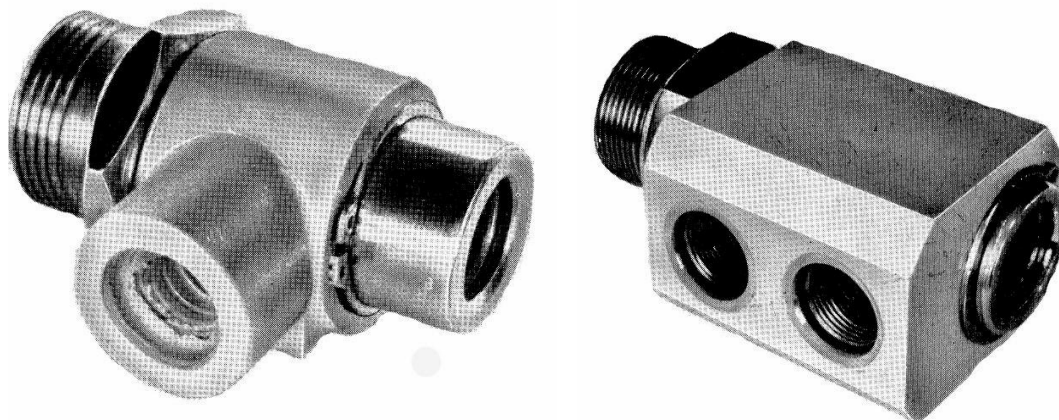


Рис. 3.33. Общий вид гидрозамков 541.08 (слева) и 541.12 (справа)

На рис. 3.34 показана конструктивная схема двухстороннего гидрозамка. Гидрозамок имеет два запорно-регулирующих элемента 2 и 6 в виде шариков, которые под действием пружин прижимаются к седлам. В корпусе 1 помещен плавающий поршень 4 с двумя толкателями 3 и 5 и пружинами. Корпус 1 гидрозамка имеет четыре гидравлические полости: полости *A* и *Г* соединены с рабочими полостями гидродвигателя, полости *Б* и *В* – с напорной или сливной гидролинией (через гидрораспределитель).

При отсутствии подвода и отвода рабочей жидкости к полостям *Б* и *В* поршень 4 с толкателями под действием усилий пружин находится в среднем положении. При этом клапаны 2 и 6 под действием давления жидкости в полостях *A* и *Г* закрыты, и полости *A* и *Г* гидрозамка и рабочие полости гидродвигателя заперты. При соединении полости *Б* гидрозамка с напорной гидролинией, а полости *В* со сливной поршень 4 смещается вправо с толкателем 5 и открывает клапан 6. Клапан 2 при этом работает в режиме обратного клапана (пропускает жидкость только из полости *Б* в полость *A*), а клапан 6 – в режиме клапанного распределителя (соединяет полости *Г* и *В*).

При соединении полости *В* с напорной гидролинией, а полости *Б* со сливной гидролинией гидрозамок работает аналогично, но в обратном направлении.

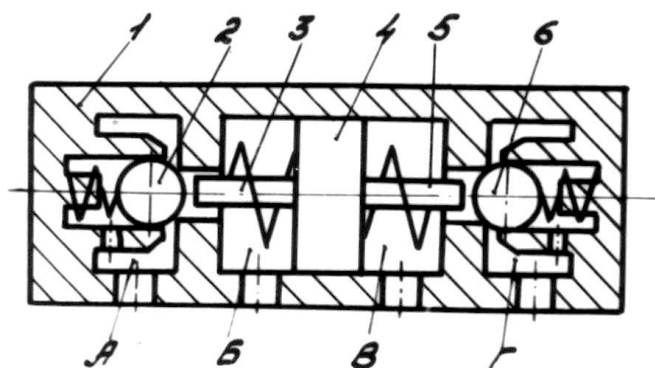


Рис. 3.34. Двухсторонний гидрозамок:  
1 – корпус; 2, 6 – шарики; 3, 5 – толкатели; 4 – поршень

Обычно гидрозамки устанавливают между гидрораспределителем и гидроцилиндром для надежной фиксации и предотвращения самопроизвольного движения рабочих органов машины из-за перетечек рабочей жидкости в гидрораспределителе.

Имеются два конструктивных исполнения гидрозамков: односторонний гидрозамок – с одним запорно-регулирующим элементом и двухсто-

ронный гидрозамок – с двумя запорно-регулирующими элементами. Гидрозамки включают в себя обратные клапаны и цилиндры управления для принудительного открытия гидрозамков.

Односторонние гидрозамки перекрывают одну гидролинию, а двухсторонние – обе гидролинии, идущие от гидрораспределителя к гидроцилиндру. В гидросистемах мобильных машин наибольшее применение получили односторонние гидрозамки с условными проходами 16, 20, 25 и 32 мм.

Типовые схемы применения гидрозамков приведены на рис. 3.35. Односторонние гидрозамки перекрывают одну гидролинию, например гидролинию поршневой полости гидроцилиндра Ц (см. рис. 3.35, а), или гидролинии штоковых полостей гидроцилиндров Ц1 и Ц2 (см. рис. 3.35, б).

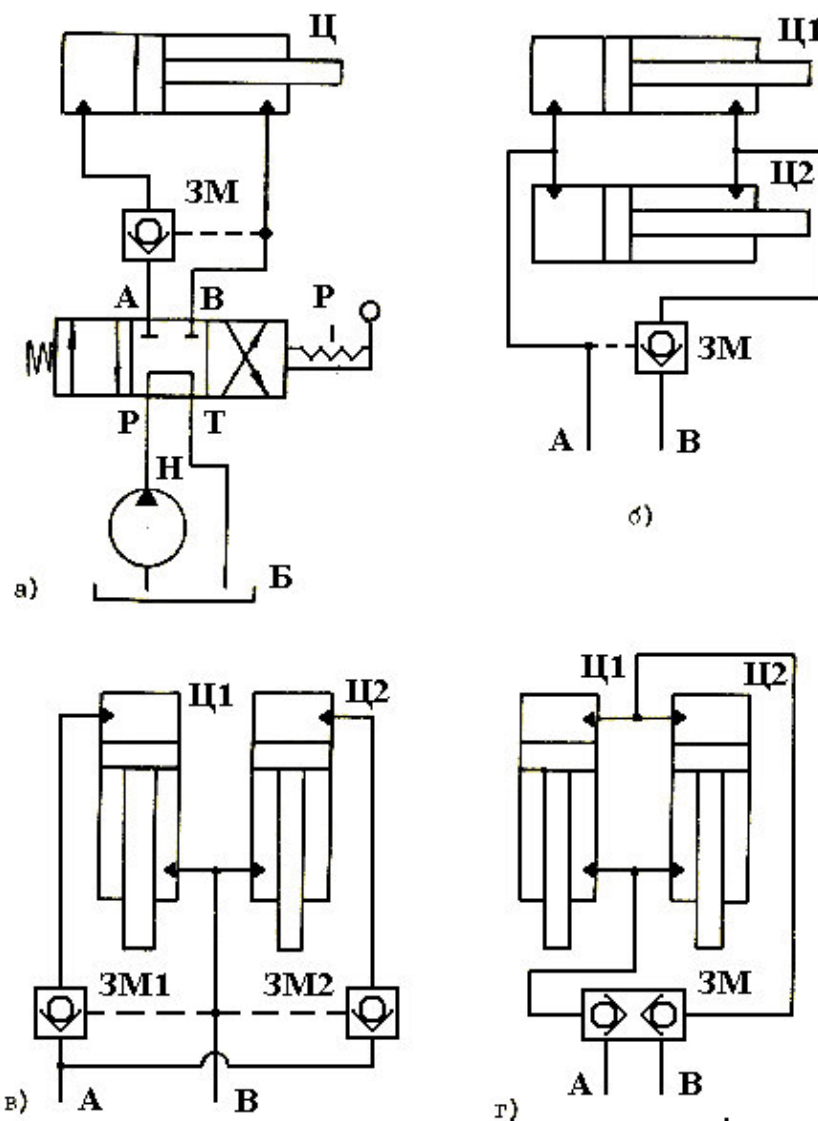


Рис. 3.35. Типовые схемы применения гидрозамков:  
а, б, в – одностороннего; г – двухстороннего

Гидрозамки 3М1 и 3М2 (см. рис 3.35, в) установлены на поршневых полостях гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Двухсторонние гидрозамки защищают две гидролинии (см. рис. 3.35, з).

*Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Что называется гидроаппаратом?
2. Для чего служит запорно-регулирующий элемент в гидроаппарате?
3. Какими бывают запорно-регулирующие элементы в гидроаппаратах?
4. По каким признакам подразделяются гидроаппараты?
5. Какой гидроаппарат называется клапаном?
6. Какие гидроаппараты относятся к регулирующим?
7. Какие гидроаппараты относятся к направляющим?
8. Какие параметры являются основными для гидроаппаратов?
9. Что понимается под условным проходом?
10. Какие обозначения имеют присоединительные отверстия гидроаппаратов?
11. Какие функции выполняет гидроаппаратура?
12. Назовите примеры гидроаппаратов.
13. По каким основным параметрам выбирается гидроаппарат?
14. Для чего предназначен гидрораспределитель?
15. По каким признакам подразделяются гидрораспределители?
16. Какими преимуществами и недостатками обладают золотниковые гидрораспределители?
17. От каких параметров зависят размеры золотника?
18. От каких параметров зависит расход рабочей жидкости в гидрораспределителе?
19. В чем разница между направляющими и дросселирующими гидрораспределителями?
20. Как изображается на гидравлических схемах гидрораспределитель?
21. Для чего предназначен предохранительный клапан?
22. В чем отличие предохранительного клапана от переливного?
23. Для чего предназначен обратный клапан?
24. Для чего предназначен гидрозамок?
25. Как изображается на гидравлических схемах обратный клапан?
26. Как изображается на гидравлических схемах дроссель?
27. Как изображается на гидравлических схемах гидрозамок?

## **4. КОНДИЦИОНЕРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ, ГИДРОЕМКОСТИ, ГИДРОЛИНИИ**

### **4.1. Рабочие жидкости гидросистем**

**В** гидроприводе жидкость выполняет функции рабочего тела, поэтому ее называют рабочей жидкостью. С помощью рабочей жидкости энергия передается от источника (насоса) к исполнительным гидродвигателям.

Кроме того, рабочая жидкость является смазочным материалом для многочисленных пар трения, охлаждающим агентом пар трения, средой, удаляющей из пар трения продукты изнашивания и обеспечивающей при длительной эксплуатации защиту деталей от коррозии. Поэтому одной из функций жидкости является снижение трения и устранение износа элементов гидросистемы, изготовленных из различных конструкционных материалов.

Не менее важной функцией, выполняемой рабочей жидкостью в гидросистеме, является отвод тепла от различных участков системы.

Нагрев элементов гидропривода вызывается трением подвижных частей в гидромашинах и гидроаппаратах, потерями энергии на трение и вихреобразование при течении жидкости в трубопроводах, распределителях, дросселях и других элементах гидропривода.

Для обеспечения защиты деталей элементов гидросистемы от коррозии при длительной эксплуатации машины рабочая жидкость не должна содержать воду, для чего в некоторые жидкости вводятся специальные присадки – ингибиторы коррозии.

Перечисленные функции рабочей жидкости играют важную роль в обеспечении надежного функционирования гидропривода. По своей основе все рабочие жидкости подразделяются на две группы: нефтяные и синтетические. Рабочие жидкости на нефтяной основе называются маслами.

Рабочие жидкости на нефтяной основе на 85...98 % состоят из базового масла, свойства которого улучшают введением различных присадок. Присадки способствуют сохранению химических свойств масел при повышенных температурах, уменьшают пенообразование, улучшают антикоррозийные, противоизносные свойства масел.

Синтетические рабочие жидкости обладают высокотемпературными свойствами, негорючие. Один из основных недостатков синтетических жидкостей – высокая стоимость, поэтому их применяют крайне редко –

при необходимости обеспечить пожаробезопасную работу гидропривода при высоких температурах (до 350°).

При выборе рабочей жидкости необходимо учитывать большое число факторов, характеризующих как условия ее эксплуатации (температуру окружающей среды, режим работы, нагрузки и др.), так и ее основные свойства (плотность, вязкость, сжимаемость и др.).

В гидроприводе рекомендуется применять рабочую жидкость малой плотности, так как плотность рабочей жидкости характеризует ее инерционность и потери давления при течении через гидролинии, местные сопротивления, элементы гидропривода.

Плотность жидкости зависит от температуры, давления и количества нерастворенного в ней воздуха. Однако в рабочем диапазоне изменений этих параметров плотность жидкости изменяется незначительно и при практических расчетах этим изменением обычно пренебрегают.

Вязкость масла является наиболее важным свойством рабочей жидкости, определяющим большинство эксплуатационных показателей, таких как утечки, пусковые характеристики, трение и др.

Вязкость рабочей жидкости оценивают коэффициентом динамической вязкости  $\mu$  или коэффициентом кинематической вязкости  $\nu$ , связанными между собой через плотность  $\rho$  следующим соотношением:  $\nu = \mu / \rho$ .

Вязкость рабочей жидкости зависит от давления и в значительной степени от температуры (рис. 4.1). С уменьшением температуры она резко возрастает. С увеличением вязкости жидкости повышается гидравлическое сопротивление дросселей, рабочих окон гидрораспределителей, гидролиний и других элементов гидропривода.

При очень высокой вязкости нарушается сплошность потока жидкости, происходит незаполнение рабочих камер насоса, возникает явление кавитации, снижаются подача и ресурс насоса.

Вязкость рабочей жидкости оказывает также существенное влияние на величину утечек жидкости в уплотнениях насосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры, гидролиний и др. С уменьшением вязкости утечки жидкости возрастают.

Поскольку вязкость рабочей жидкости характеризует ее смазывающую способность, то, как правило, с уменьшением вязкости ухудшаются условия смазки скользящих поверхностей элементов и узлов гидравлических систем. Обычно вязкость ограничивает диапазон рабочих температур гидропривода.

Для обеспечения пуска насосов при низких температурах максимальная вязкость масла должна быть не более 4 000...5 000 сСт (в зависимости от конструктивной схемы насоса), а нормальное функционирование гидроавтоматики возможно при максимальной вязкости не более 1 500 сСт. Минимальная вязкость по условиям сохранения смазочной пленки и допустимому уровню утечек должна быть не менее 3 сСт.

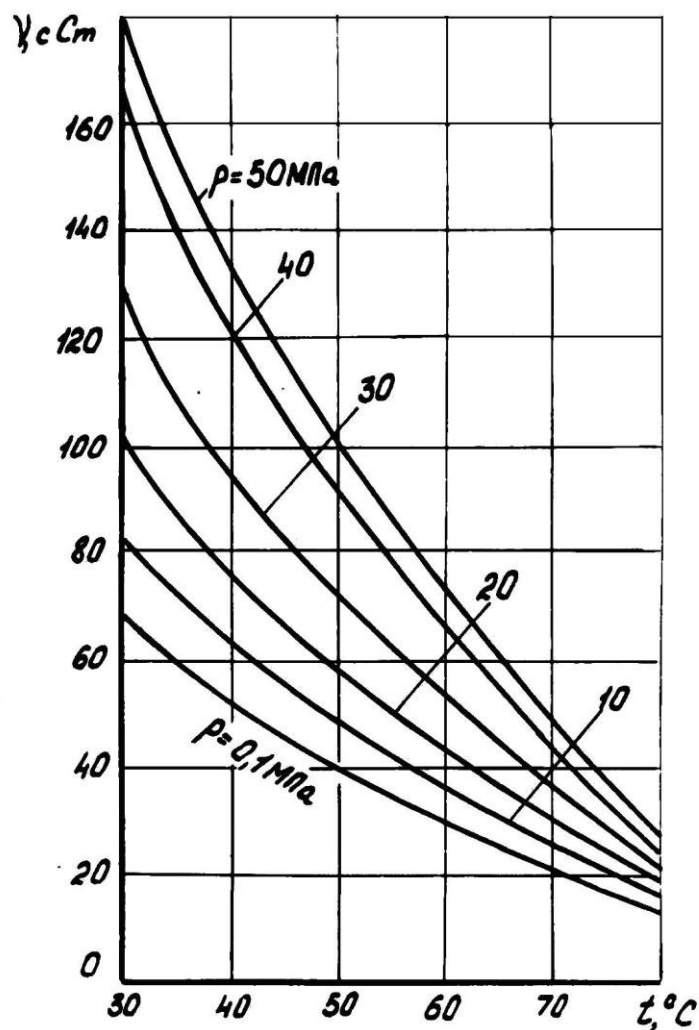


Рис. 4.1. Зависимость коэффициента кинематической вязкости масла МГ-30 от температуры при различных значениях давления

Для оценки постоянства вязкости жидкости применяют критерий индекса вязкости (ИВ). Индекс вязкости характеризует степень постоянства вязкости жидкости при изменении температуры. Чем выше индекс вязкости, тем более пологой является кривая зависимости вязкости от темпе-

ратуры (рис. 4.2). Наилучшей жидкостью является жидкость со стабильной вязкостью во всем интервале рабочих температур.

Индекс вязкости (ИВ) определяют, сравнивая кривую  $\nu = \nu(t)$  исследуемого масла с кривыми  $\nu_1 = \nu_1(t)$ ;  $\nu_2 = \nu_2(t)$  двух эталонных масел с одинаковой вязкостью  $\nu_{100}$  при  $t = 100^\circ\text{C}$ . Первое из этих масел (кривая 1) имеет пологую характеристику и ИВ = 100, а второе – крутую характеристику (кривая 2) и ИВ = 0. Обычно для промышленных масел ИВ = 70...100, для загущенных ИВ = 120...180. Практически ИВ определяют по номограммам.

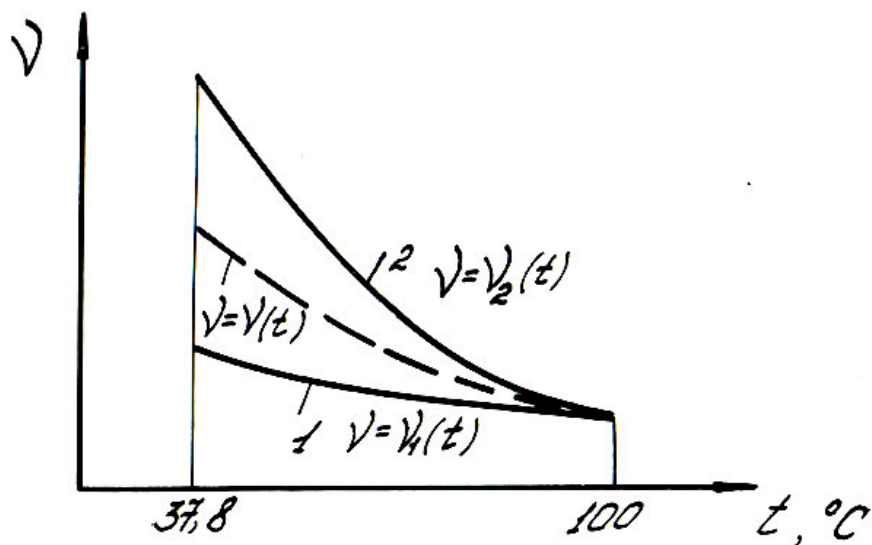


Рис. 4.2. Зависимость кинематического коэффициента вязкости от температуры

В обозначении рабочей жидкости принято указывать кинематическую вязкость в сСт при температуре  $50^\circ\text{C}$ ; например, у масла МГ-30 кинематическая вязкость равна 30 сСт, у масла АМГ-10 – 10 сСт.

Существенное значение при выборе рабочей жидкости имеет ее сжимаемость. Сжимаемость жидкости характеризуется модулем объемной упругости  $E$ .

Различают адиабатический и изотермический модули объемной упругости жидкости. Адиабатический модуль упругости по величине больше изотермического и применяется при исследовании быстропротекающих (динамических) процессов, т.е. когда отсутствует теплообмен из-за инерционности тепловых свойств жидкости.



Изотермический модуль упругости является статическим показателем и используется при изучении статических и динамических низкочастотных процессов, когда температура жидкости очень медленно изменяется при медленном сжатии жидкости или остается постоянной:  $E_{ад} \cong 1,5E_{из}$ .

Учитывая, что в гидроприводах гидромеханические процессы протекают быстрее, чем тепловые, на практике обычно учитывают адиабатический модуль объемной упругости.

Для обеспечения кинематических связей и высоких динамических качеств рабочая жидкость гидропривода должна иметь большой модуль объемной упругости  $E$ . Модуль объемной упругости минеральных масел, применяемых в гидроприводах, находится в пределах 1 350...1 750 МПа (для синтетических жидкостей  $E = 600...1 500$  МПа), а для воды  $\sim 2 000$  МПа.

Заметим, что для конструкционных сталей модуль упругости  $E_c = 2 \cdot 10^5$  МПа, что более чем в 100 раз превышает модуль объемной упругости минеральных масел.

Величина модуля объемной упругости зависит от типа рабочей жидкости, давления и температуры. С увеличением давления модуль объемной упругости увеличивается по линейному закону, в общем случае  $E = A\rho + B$ , здесь  $A$  и  $B$  коэффициенты;  $p$  – давление.

Модуль объемной упругости уменьшается с увеличением температуры. Однако изменение модуля объемной упругости жидкости в рабочем диапазоне изменения температур и давлений не превышает 10 %, этим изменением на практике обычно пренебрегают.

На величину модуля объемной упругости рабочей жидкости существенное влияние оказывает наличие нерастворенного газа, приводящее к его значительному снижению.

Данные о количественном содержании нерастворенного газа (воздуха) в гидросистемах пока что не однозначны. Принято считать, что в рабочей жидкости действующей гидросистемы содержится от 0,5 до 5 % (чаще 1,5...2,5 %), а в отдельных случаях – до 10...15 % нерастворенного газа от общего объема жидкости. Количество нерастворенного газа в жидкости зависит от времени работы гидросистемы после ее включения. Если до включения гидросистемы нерастворенный газ отсутствует, то через несколько минут работы его количество может составлять 2...6 % от объема жидкости и выше.

Для определения модуля объемной упругости газожидкостной смеси используются различные формулы, которые приводятся в технической литературе.

Наличие в жидкости нерастворенного газа заметно снижает выходные параметры гидрооборудования и гидропривода в целом:

- подачу насосов из-за недозаполнения их рабочих камер;
- быстродействие из-за увеличения времени срабатывания исполнительных механизмов;
- мощность гидроприводов из-за дополнительных затрат мощности, необходимых для сжатия рабочей жидкости;
- точность позиционирования и равномерность перемещения исполнительного гидродвигателя и др.

Помимо этого газ (воздух) усиливает высокочастотные колебания давления в каналах гидрооборудования и гидролиниях, что усиливает кавитационную эрозию деталей насосов и гидроаппаратуры, значительно повышает шум и вибрацию элементов гидропривода. Все это говорит о необходимости учета содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости гидроприводов при их проектировании, расчете или исследовании.

К показателям качества рабочей жидкости относятся также температуры застывания и вспышки.

Температура вспышки – эта та минимальная температура, при которой пары нагреваемого масла образуют с воздухом воспламеняющуюся смесь при поднесении к ней пламени. Температура вспышки является показателем, позволяющим судить о пожарной безопасности жидкости.

Температура застывания – такая температура, при которой масло загустевает настолько, что практически нарушается его текучесть. Температура застывания рабочей жидкости должна быть на 10...20 °С ниже наименьшей температуры окружающей среды. Максимальная температура рабочей жидкости в гидросистеме не должна превышать 70...80 °С.

Под стойкостью рабочих жидкостей понимается их способность сохранять свои свойства в условиях эксплуатации и хранения.

В процессе эксплуатации гидросистем на рабочие жидкости воздействуют высокие и низкие температуры, давление, вибрация, происходит многократная деформация (мятие) жидкости при прохождении ее через щелевые зазоры, каналы, дроссели и другие элементы гидропривода.

Все эти факторы вызывают старение рабочей жидкости, которое сопровождается изменением физических свойств и химического состава жидкости (эти явления называют деструкцией). В результате происходит изменение вязкости (снижается до 50 % от своего первоначального зна-

чения), плотности, температуры вспышки, ухудшаются смазывающие свойства рабочей жидкости и т.д.

Химическое разложение жидкости происходит в результате окисления ее кислородом воздуха, каталитическое действие при этом оказывает температура. При повышении температуры рабочей жидкости на каждые  $10^{\circ}\text{C}$  скорость ее окисления увеличивается в 2–3 раза.

Физическая стабильность жидкости – способность ее длительно сохранять свои первоначальные физические свойства (вязкость, плотность, смазывающую способность) при работе на высоких давлениях.

Механическая стабильность – способность жидкости работать при значительной вибрации без расслоения на компоненты.

Химическая стабильность жидкости – устойчивость жидкости к окислению кислородом воздуха. При окислении из жидкости выпадает осадок в виде смолы и коксоподобных веществ, которые, попадая в зазоры гидроаппаратов, парализуют их работу. Заращивание щелей гидроаппаратов называется облитерацией.

Для увеличения срока эксплуатации рабочей жидкости при проектировании гидросистем необходимо:

- применять гидросистему с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости;
- обеспечивать надежную фильтрацию жидкости;
- уменьшать количество нерастворенного воздуха, стремиться к уменьшению контакта воздуха с жидкостью в гидробаке;
- стремиться к уменьшению рабочей температуры жидкости и т.д.

Для снижения механической деструкции рабочей жидкости необходимо стремиться к уменьшению количества щелевых зазоров, капиллярных каналов, дросселей, а также вибрационных воздействий на гидросистему.

К рабочим жидкостям гидропривода предъявляются следующие основные требования:

- минимальная зависимость вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур, высокий индекс вязкости;
- высокий модуль объемной упругости;
- высокая химическая, физическая, механическая стабильность при эксплуатации и хранении;
- хорошие смазывающие свойства;
- высокая температура вспышки (пожаробезопасность) и низкая температура застывания;

- хорошая теплопроводность и малый коэффициент теплового расширения;
- длительный срок службы;
- отсутствие механических примесей, воды, воздуха;
- низкая стоимость.

Единой системы классификации и обозначения рабочих жидкостей не существует. Распространено обозначение рабочих жидкостей по области применения. Чаще их называют маслами гидравлическими, вводя в обозначение буквы МГ с дополнительным уточнением назначения: для гидросистем общепромышленного назначения – масла индустриальные гидравлические – ИГ, для авиационной техники – АМГ, для мобильных машин – МГЕ, ВМГЗ.

Для гидроприводов строительных и дорожных машин рекомендуются к применению два сорта рабочей жидкости – ВМГЗ, МГ-30 и МГ-30у.

Всесезонное масло ВМГЗ – основной зимний сорт для гидросистем строительных и дорожных машин. Оно допускает работу при температуре окружающей среды от  $-40$  до  $+50$  °С, рабочая температура до  $+90$  °С. В связи с интенсивным использованием строительных и дорожных машин масло, как правило, заменяют каждый сезон. Летом заправляют маслом МГ-30.

В табл. 4.1 приведены основные характеристики наиболее распространенных рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах мобильных машин.

ГОСТ 17216-71 устанавливает 19 классов чистоты рабочих жидкостей гидроприводов, которые должны указываться в технических условиях на гидравлическое оборудование. Для каждого класса чистоты установлены предельные нормы загрязнений частицами определенного гранулометрического состава, при этом загрязнениями считаются все посторонние частицы, включая продукты смолообразования и органические частицы.

Частицы загрязнений размером более 200 мкм (не считая волокон) в маслах не допускаются. К волокнам относятся частицы не более 30 мкм при длине, превышающей толщину не менее чем в 10 раз.

Практическая чистота рабочей жидкости в гидроприводах общемашиностроительного применения соответствует 10–14 классам чистоты, для строительных и дорожных машин она чаще соответствует 12–14 классам чистоты. Параметры классов чистоты в соответствии с ГОСТ 17216-71 приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.1

**Основные характеристики масел для мобильных машин**

Марка масла	Обозначение по ГОСТ 17479.3-85	Плотность при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>	Индекс вязкости	Вязкость при 50 °С, сСт
ВМГЗ	МГ-15-В (с)	865	130...160	10
МГ-30	МГ-46-Б	885	–	27...33
МГ-30 у (МГЕ-46В)	МГ-46-В	890	85	25
МГЕ-10А	МГ-15-В	834	–	10
АМГ-10	МГ-15-Б	850	–	10
АУ	МГ-22-А	890	55	12...14
АУП	МГ-22-Б	Не указана	–	Не указана
И-20А	–	890	85	17...23
И-30А	–	890	85	28...33

Таблица 4.2

**Классы чистоты жидкости (ГОСТ 17216-71)**

Класс чистоты жидкости	Число частиц загрязнений в объеме жидкости 100 ± 0,5 см <sup>3</sup> , не более, при размере частиц, мкм						Масса загрязнений, %, не более
	свыше 5 до 10	свыше 10 до 25	свыше 25 до 50	свыше 50 до 100	свыше 100 до 200	волокно	
10	16 000	8 000	8 000	100	25	5	0,0008
11	31 500	16 000	16 000	200	50	10	0,0016
12	63 000	31 500	31 500	400	100	20	0,0032
13	Не	63 000	63 000	800	200	40	0,005
14	нормируется	125 000	125 000	1 600	400	80	0,008

Критериями, определяющими необходимую степень чистоты рабочей жидкости в гидроприводе, являются величина зазоров между сопрягаемыми поверхностями в элементах гидропривода и величина рабочего давления.

ВНИИгидропривод рекомендовал для гидроприводов общемашиностроительного применения мощностью до 50 кВт обеспечивать 12 класс чистоты рабочей жидкости, а при мощности 50...150 кВт – 13 класс, при этом контроль класса чистоты при эксплуатации обязателен [21].

Для гидроприводов большой мощности (более 150 кВт) с большими зазорами в сопрягаемых парах устанавливается 14 класс чистоты. В этом случае проведение контроля загрязнения рекомендуется, учитывая возможность увеличения долговечности гидропривода и его элементов, при своевременной очистке или замене жидкости.

Вопросы защиты масла от загрязнений требуют комплексного подхода к выполнению определенных конструктивных решений гидросистемы, перевозке и хранению масла, изготовлению и монтажу элементов гидропривода, эксплуатации гидросистемы.

При конструировании бака целесообразно дно выполнять наклонным, чтобы в его нижней части собирались загрязнения. Для их слива необходимо предусмотреть пробку. Внутренние поверхности бака после очистки должны быть защищены от коррозии маслостойким покрытием.

Разделительная перегородка, предусмотренная в баке, будет способствовать осаждению частиц загрязнений. Конструкция бака должна предусматривать установку сапуна (воздушного фильтра) для очистки поступающего в бак воздуха от пыли.

Для заливки или доливки в бак масла должен быть предусмотрен специальный заливной фильтр тонкой очистки.

Требуется тщательно герметизировать все места стыковки трубопроводов в зонах возможного образования вакуума, чтобы исключить подсос запыленного воздуха.

Конструкция гидроцилиндров должна предусматривать наличие грязеъемника. Для повышения надежности гидропривода при его эксплуатации масло должно постоянно очищаться от загрязнений. С этой целью в гидросистему встраиваются фильтры, в зависимости от места установки они делятся на всасывающие (приемные), сливные и напорные.

Зарубежные масла, рекомендуемые в качестве заменителей отечественных масел, приведены в табл. 4.3 [21].

**Зарубежные рабочие жидкости, рекомендуемые в качестве  
заменителей отечественных**

Отечественные масла	Зарубежные масла
ВМГЗ	Shell Tellus 17; Mobil fluid 93; Esso Univisj 43; BP Energol HL 50EP; HLP 20
АУ; АУП	Aeroshell Fluid 7; Shell Vitrea 21; Mobil Avrex 903; Esso Univis 40; BP Energol HL 50
МГЕ-46В	Shell Tellus 29; Vactra Heavy Medium Esstic 45; Energol Hydraulic 80; HLP 36
В-30А	Vitrea Oil 31; Energol CS 100

Обозначение гидравлических масел по ГОСТ 17479.3-85 состоит из групп знаков, первая из которых обозначается буквами МГ (минеральное гидравлическое); вторая группа знаков – цифрами и характеризует класс кинематической вязкости; третья обозначается буквами и указывает на принадлежность масла к группе по эксплуатационным свойствам.

В зависимости от величины кинематической вязкости при температуре 40 °С гидравлические масла делят на классы, указанные в табл. 4.4 .

Таблица 4.4

**Классы вязкости гидравлических масел**

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при температуре 40 °С мм <sup>2</sup> /с (сСт)
5	4,14 – 5,06
7	6,12 – 7,48
10	9,00 – 11,00
15	13,50 – 16,50
22	19,80 – 24,20
32	28,80 – 35,20
46	41,40 – 50,60
68	61,20 – 74,80
100	90,00 – 110,00
150	135,00 – 165,00

В зависимости от эксплуатационных свойств гидравлические масла делят на группы А, Б, В, указанные в табл. 4.5.

Таблица 4.5

**Группы гидравлических масел**

Группа масла по эксплуатационным свойствам	Состав гидравлических масел	Рекомендуемая область применения
А	Минеральные масла без присадок	Гидросистемы с шестеренными, поршневыми насосами, работающими при давлении до 15 МПа и температуре масла в объеме до 80 °С
Б	Минеральные масла с антиокислительными и антикоррозийными присадками	Гидросистемы с насосами всех типов, работающие при давлении до 25 МПа и температуре масла в объеме более 80 °С
В	Минеральные масла с антиокислительными, антикоррозийными и противоизносными присадками	Гидросистемы с насосами всех типов, работающие при давлении свыше 25 МПа и температуре масла в объеме более 90 °С



Допускается добавление в гидравлические масла всех групп загущающих и антипенных присадок.

Пример обозначения гидравлических масел:

МГ – 15 – В,

где МГ – минеральное гидравлическое масло; 15 – класс вязкости; В – группа масла по эксплуатационным свойствам.

## 4.2. Фильтры, теплообменные аппараты

**М**обильные машины работают на открытом воздухе в условиях повышенной запыленности, особенно в летнее время. Абразивные частицы (песок и др.) проникают в гидросистему через сапун и уплотнения штоков гидроцилиндров, а также при дозаправке рабочей жидкости и ремонте.

Рабочая жидкость гидросистем в процессе эксплуатации непрерывно загрязняется продуктами износа деталей гидроагрегатов, продуктами окисления и прочих физико-химических процессов в самой жидкости, внесением загрязнений извне. Таким образом, в рабочей жидкости всегда присутствуют твердые механические примеси, которые приводят к преждевременному выходу из строя гидроагрегатов.

Одной из самых распространенных причин отказа гидросистем является попадание механических частиц или каких-либо других загрязнений в элементы, имеющие проходные сечения, или в зазоры трущихся пар.

Для очистки рабочей жидкости от механических и других загрязнений применяют различные способы очистки и фильтры, которые отличаются принципом действия и конструкцией.

Существуют следующие способы очистки рабочей жидкости: механический, магнитный, центробежный, гравитационный, электростатический и ультразвуковой.

Отделители твердых частиц, в которых очистка рабочей жидкости осуществляется силовым способом (например, под действием магнитного поля, центробежных сил и т.д.), называются сепараторами.

Наибольшее распространение получил механический способ очистки, при котором жидкость пропускается через пористую среду или поверхность с отверстиями или щелями (фильтроэлементы), при этом происходит задержание загрязняющих частиц.

Фильтры механической очистки в зависимости от конструкции фильтрующих элементов делятся на щелевые, сетчатые и пористые. На-

именование фильтра обычно соответствует наименованию фильтрующего элемента, входящего в него.

К основным параметрам фильтров относятся тонкость фильтрации, номинальное давление, номинальный расход жидкости, условный проход, допустимый перепад давления и ресурс работы фильтрующего элемента.

Тонкость фильтрации оценивается минимальным размером частиц, задерживаемых фильтром. Различают абсолютную и номинальную тонкость фильтрации. Абсолютная тонкость фильтрации характеризуется минимальным размером частиц, полностью задерживаемых фильтрующим элементом. Под номинальной тонкостью фильтрации понимается минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром, число которых составляет 90...95 % частиц такого же размера, находящихся в неотфильтрованной жидкости.

ГОСТ 14066-68 устанавливает следующий ряд значений номинальной тонкости фильтрации в мкм: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63, 80, 100, 125, 160, 200 и 250.

В зависимости от размера пропускаемых частиц фильтры условно делятся на фильтры грубой (более 100 мкм), нормальной (от 10 до 100 мкм), тонкой ( $\approx 5$  мкм) и особо тонкой ( $\approx 1$  мкм) очистки.

Степень загрязненности рабочей жидкости может быть оценена по ГОСТ 17216-71, который устанавливает 19 классов чистоты жидкости: 00, 0, 1, 2, ..., 17 (наименьший класс чистоты соответствует наиболее чистой жидкости).

Каждый класс чистоты ограничивает допустимое число частиц загрязнений в  $100 \text{ см}^3$  пробы для каждого из интервалов размеров частиц. Весь диапазон размеров загрязняющих частиц от 0,5 до 200 мкм разбит на восемь интервалов. При этом масса загрязнений начинает нормироваться лишь с 6-го по 17-й классы (от 0,0002 до 0,063 % соответственно).

Жидкости классов 0–2 рекомендуется использовать в прецизионных приборах контрольных и исследовательских стендов; жидкости классов 3–12 применяются в ответственных гидросистемах летательных аппаратов, испытательных стендах; жидкости классов 13–17 используются в гидросистемах общего машиностроения.

Материал фильтрующих элементов должен обеспечивать необходимую тонкость фильтрации. Площадь фильтрующих элементов должна обеспечивать заданный расход жидкости при заданном перепаде давления на фильтре, при этом размеры фильтра должны быть минимальными.

Гидравлическая характеристика фильтра определяет зависимость перепада давления от расхода жидкости через фильтр:

$$\Delta p = \frac{Q\mu}{kS}, \quad (4.1)$$

где  $\Delta p$  – перепад давления на фильтре, Па;  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с;  $k$  – удельная пропускная способность единицы площади фильтрующего материала (расход через единицу площади фильтра при перепаде давлений 1 Па и вязкости 1 Па·с), м;  $S$  – площадь фильтрующего элемента, м<sup>2</sup>.

Для уменьшения потерь давления, как видно из формулы (4.1), необходимо увеличивать площадь фильтрующего элемента. Для больших расходов фильтрующие элементы гофрируют, что позволяет уменьшать объем и габариты фильтра. Конструкция фильтра должна обеспечивать легкую замену или очистку фильтрующих элементов при минимальной потере рабочей жидкости. С целью предохранения фильтрующих элементов от разрушения применяют фильтры со встроенными пропускными клапанами.

Щелевые фильтры – это фильтры, в которых очистка происходит при прохождении жидкости через щели (зазоры) в фильтрующих элементах. В зависимости от конструкции фильтрующих элементов различают пластинчатые и проволочные щелевые фильтры.

Пластинчатые фильтры, представляющие набор пластин, обеспечивают фильтрацию 80...120 мкм. Проволочный фильтрующий элемент получают намоткой проволоки на стакан, на котором нарезана мелкая резьба для улучшения намотки. Тонкость фильтрации (40...100 мкм) определяется в основном шагом резьбы и диаметром проволоки.

В сетчатых фильтрах фильтрование происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки фильтрующего элемента. Для изготовления фильтрующего элемента применяются металлическая проволока или текстильные материалы.

Сетчатые фильтры (рис. 4.3) часто выполняют с несколькими (двумя и тремя) слоями фильтрующих сеток с постоянными во всех сетках размерами ячеек или сетками, размер ячеек которых изменяется (уменьшается) от слоя к слою по потоку жидкости.

Применение фильтров с многослойными сетками значительно повышает эффективность и тонкость очистки. Тонкость фильтрации этими фильтрами зависит от размера ячейки сетки в свету, минимальное значе-

ние которого для сеток простого переплетения равно 80...100 мкм. Фильтрующие сетки сложного переплетения (саржевого и пр.) могут отфильтровывать частицы размером 2...3 мкм. Эти сетки состоят из нескольких (5–10) слоев витой проволоки, между которыми проложены элементы из плетеной проволоки. Диаметр проволоки равен нескольким микрометрам.

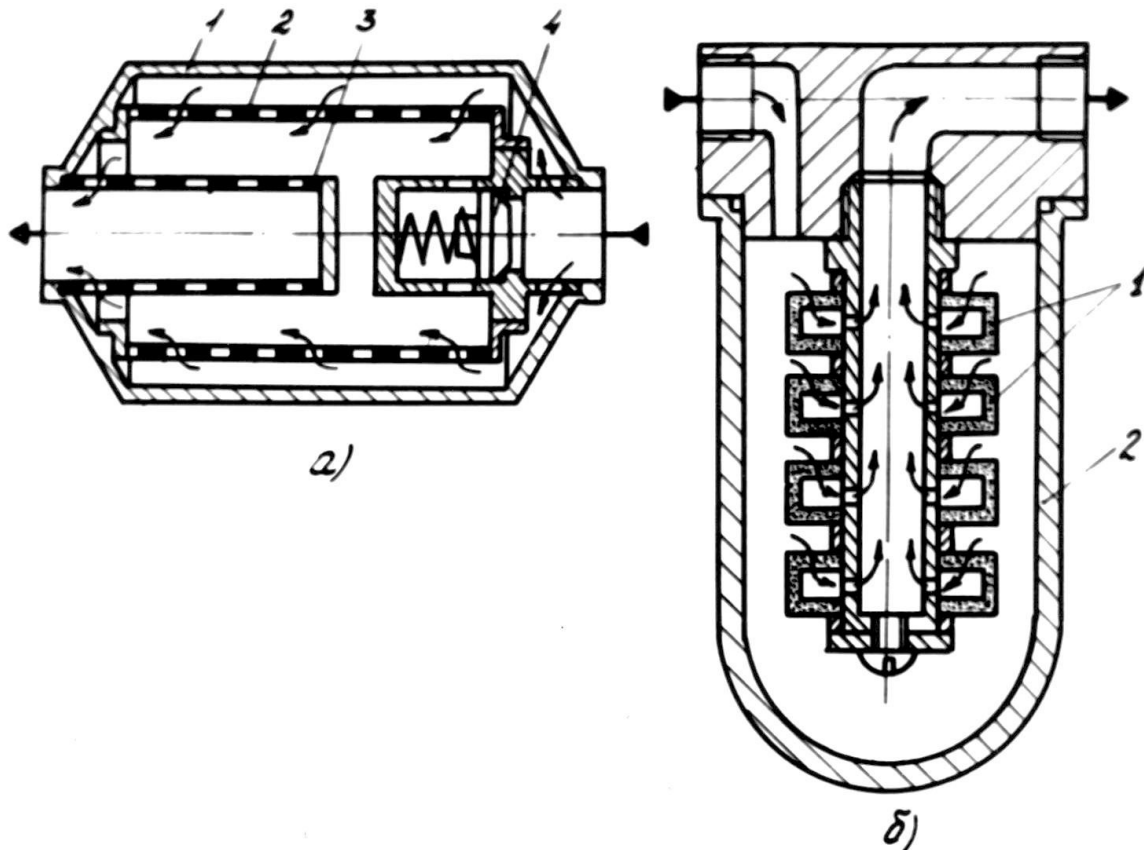


Рис. 4.3. Схемы фильтров:

- a* – сетчатый комбинированный: 1 – корпус; 2, 3 – фильтрующие элементы тонкой и грубой очистки; 4 – перепускной клапан;  
*б* – пористый фильтр: 1 – фильтрующие элементы; 2 – корпус

Для того чтобы исключить возможность попадания в гидросистему в случае открытия перепускного клапана нефильтрованной жидкости, применяют комбинированный фильтр (рис. 4.3, *a*), состоящий из фильтрующих элементов тонкой 2 и грубой 3 очистки рабочей жидкости, которые размещены в общем корпусе 1. До открытия перепускного клапана 4 жидкость последовательно проходит через оба фильтрующих элемента 2 и 3. При засорении элемента тонкой очистки 2 открывается перепускной

клапан 4 и жидкость через элемент грубой очистки 3 поступает к выходному штуцеру, минуя элемент тонкой очистки.

В пористых фильтрах (рис. 4.3, б) очистка рабочей жидкости происходит при ее прохождении через поры фильтрующих элементов 1, размещенных в корпусе 2. Пористые фильтрующие элементы подразделяются на поверхностные, когда загрязняющие частицы задерживаются на поверхности элемента, и глубинные – частицы задерживаются в капиллярах материала. В первом случае в качестве фильтрующего материала применяются бумага, картон, реже ткани, во втором – керамика, металлокерамика, пористая пластмасса.

Пористые фильтрующие элементы из керамики и металлокерамики обеспечивают тонкость фильтрации 0,5 мкм и ниже. Бумажные и тканевые фильтрующие элементы задерживают за один проход значительную (75 %) часть твердых включений размером более 4...5 мкм.

При выборе фильтров учитывают необходимый расход, требуемую тонкость фильтрации, давление рабочей жидкости и место установки фильтра в гидросистеме.

Практика показывает, что фильтр может эффективно защищать только тот элемент гидросистемы, который установлен непосредственно после него, остальные элементы получают лишь частичную защиту.

Различают фильтры местные и линейные. К местным относят фильтры, встраиваемые в отдельные элементы гидроагрегатов для защиты их от попадания загрязнений. Линейные фильтры выполняются обычно в отдельном корпусе и устанавливаются в какой-либо гидролинии (всасывающей, напорной, сливной и т.д.).

Некоторые возможные схемы установки фильтров в гидросистемах представлены на рис. 4.4.

Для предохранения насоса (см. рис. 4.4, а), который наиболее чувствителен к загрязнениям, фильтр  $\Phi$  желательно устанавливать на всасывающей гидролинии насоса. Однако по мере загрязнения фильтра увеличивается сопротивление во всасывающей гидролинии и ухудшаются условия всасывания насосом жидкости, поэтому этот способ установки фильтра в гидросистемах с самовсасывающим насосом не распространен.

Для фильтра  $\Phi$ , включенного в напорную гидролинию после насоса (см. рис. 4.4, б) для защиты высокочувствительных к загрязнению элементов гидросистемы (распределителя  $P$  и цилиндра  $L$ ), характерна работа при максимальном давлении рабочей жидкости. В связи с этим ужесточаются требования к прочностным характеристикам корпуса фильтра и увеличивается масса фильтра.

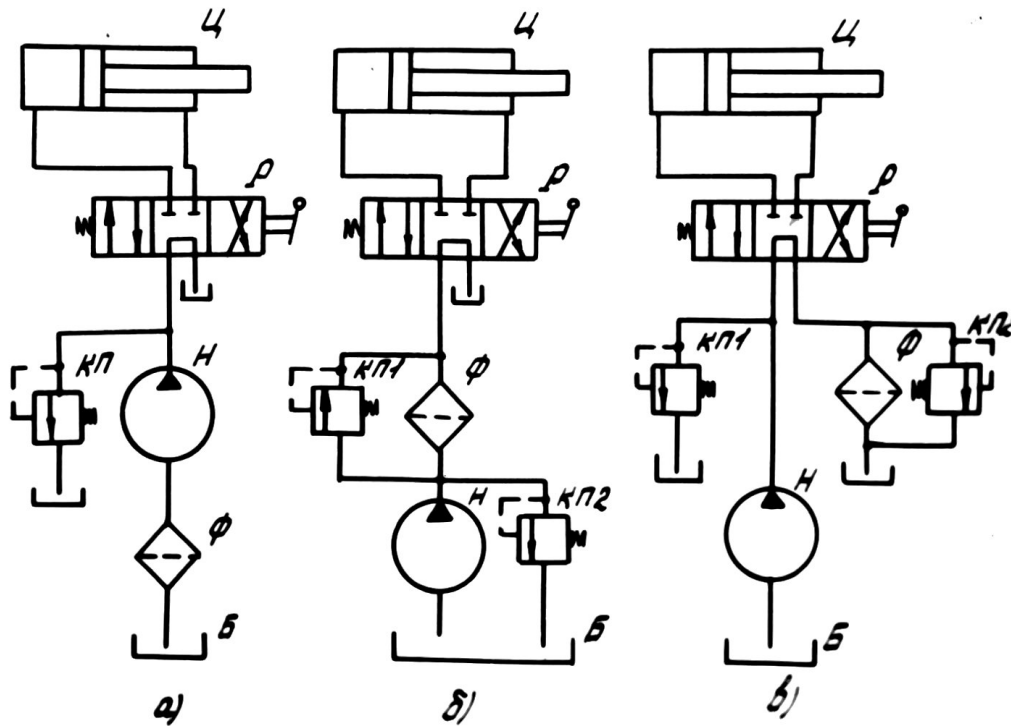


Рис. 4.4. Схемы установки фильтров:  
 а – во всасывающей гидрролинии; б – в напорной гидрролинии;  
 в – в сливной гидрролинии

Включение фильтра  $\Phi$  в сливную гидрролинию (см. рис. 4.4, в) не создает нежелательного сопротивления во всасывающей гидрролинии насоса, кроме того, в этом случае фильтр не подвержен большому давлению.

Фильтры, изображенные на рис. 4.4, включены последовательно в гидросистему и обеспечивают фильтрацию всего потока рабочей жидкости (полнопоточную фильтрацию). Для фильтрации части потока жидкости фильтр устанавливается в гидросистеме параллельно.

Фильтрацию части потока обычно применяют в том случае, когда предъявляются требования особенно тщательной очистки жидкости, поступающей в ответственные гидроаппараты. Для фильтрации части потока обычно применяются глубинные фильтры тонкой очистки. В некоторых случаях целесообразно применять одновременно обе схемы включения фильтров: параллельную и последовательную.

В гидроприводах строительных и дорожных машин в основном применяются линейные фильтры с номинальной тонкостью фильтрации 25 и 40 мкм, которые устанавливаются в сливных гидрролиниях с давлением не выше 0,63 МПа. Линейные фильтры изготавливаются в двух исполнениях фильтрующих элементов: с сетчатыми дисками (исполнение 1) и с ци-

линдрическими бумажными стаканами (исполнение 2). В крышках линейных фильтров смонтированы перепускные клапаны.

Теплообменные аппараты предназначены для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости гидропривода. Теплообменные аппараты по назначению подразделяются на охладители и нагреватели жидкости. В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, так как при нагреве ухудшаются ее характеристики.

Охлаждение жидкости может быть воздушным или водяным. При воздушном охлаждении рабочая жидкость, проходящая через теплообменные трубки, охлаждается потоком воздуха, который создается вентилятором. Воздух может также направляться на корпус насоса или гидромотора.

Нагреватели устанавливаются иногда для обеспечения запуска и работы гидропривода в условиях низких температур рабочей жидкости.

### 4.3. Гидробаки

**Г**идробаком называется гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Гидробаки должны также обеспечивать охлаждение рабочей жидкости, осаждение загрязнений и температурную компенсацию изменения объема рабочей жидкости. Гидробаки могут находиться под атмосферным и избыточным давлением. Общие технические требования к гидробакам установлены ГОСТ 16770-71.

Наиболее простым баком является гидробак под атмосферным давлением (открытого типа), схема которого и условное обозначение показаны на рис. 4.5, а. В корпус 7 бака заливается через горловину 1 с сеткой рабочая жидкость. Жидкость попадает в насос из бака через всасывающий патрубок 4, а из сливной гидролинии – в бак через сливной патрубок 6.

Перегородки 2 служат для улучшения условий отстоя жидкости. Сапун 3 предназначен для очистки воздуха, поступающего в гидробак из окружающей среды, от механических загрязняющих частиц и обеспечивает сообщение объема над свободной поверхностью жидкости с атмосферой.

Уровень жидкости в баке регистрируется с помощью уровнемера 5. Для слива рабочей жидкости из бака и удобства его промывки в самом низком месте корпуса бака предусматривается сливная пробка. С целью сбора ферромагнитных частиц, содержащихся в рабочей жидкости, внутри бака устанавливаются постоянные магниты.

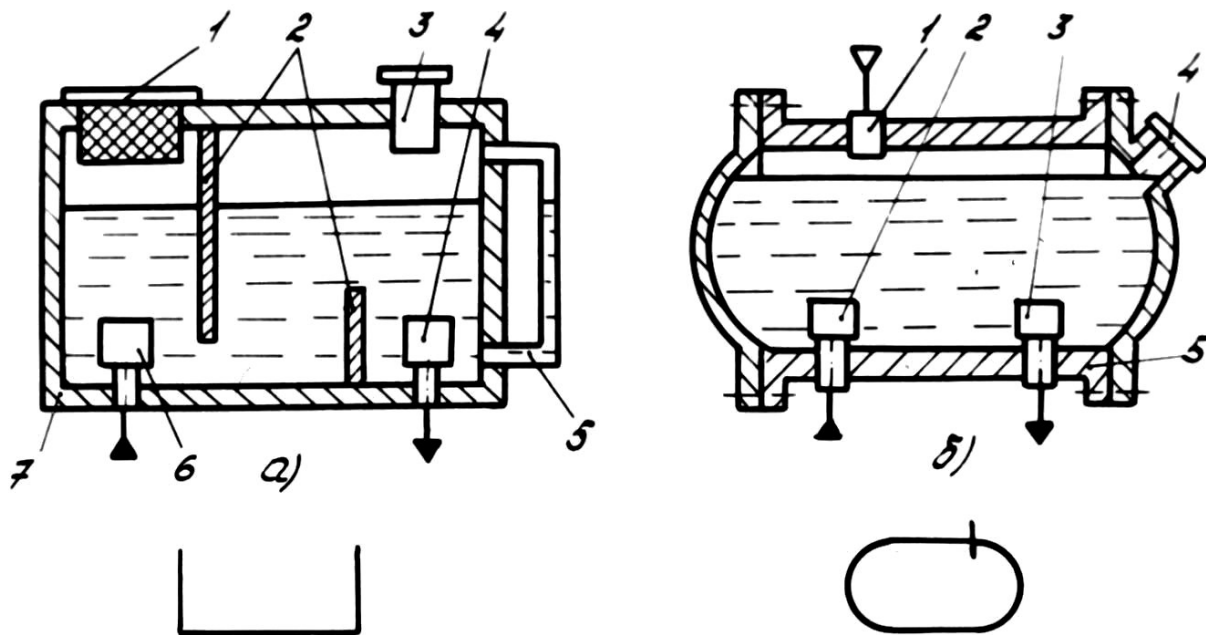


Рис. 4.5. Схемы гидробаков:

- а* – открытого типа: 1 – горловина; 2 – перегородки;  
 3 – сапун; 4 – всасывающий патрубок; 5 – уровнемер;  
 6 – сливной патрубок; 7 – корпус;
- б* – для работы под избыточным давлением:  
 1 – штуцер для газа; 2 – сливной патрубок;  
 3 – всасывающий патрубок; 4 – крышка; 5 – корпус

Достоинствами бака открытого типа являются хорошие условия для естественного охлаждения и отстоя жидкости. Однако рабочая жидкость при соприкосновении с воздухом быстрее окисляется, засоряется, насыщается воздухом.

Основным параметром бака является емкость (вместимость). Объем бака зависит от вида гидропривода, условий эксплуатации и определяется расчетным путем исходя из теплового баланса гидропривода, при этом температура рабочей жидкости гидропривода не должна превышать 70...80 °С.

При ориентировочных расчетах гидропривода мобильных машин объем бака принимается равным 0,8...3,0 минутной подачи насоса. Этот объем должен быть не менее 1,5...2,0 объемов жидкости, циркулирующей в гидросистеме машины. Выбранный объем бака округляют до ближайшего значения из установленного ряда номинальных вместимостей



по ГОСТ 12448-80: 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 дм<sup>3</sup> и др.

Стандартные ряды номинальных емкостей не распространяются на встраиваемые баки, конфигурация которых зависит от конструкции машин, в которые они встраиваются.

Гидробаки не унифицированы, поэтому их конструкцию и форму выбирают в зависимости от его компоновки на проектируемой машине. Наиболее рациональной формой бака (для улучшения теплоотдачи) является параллелепипед.

Баки делают сварными из листовой стали толщиной 1...2 мм. Бак должен быть снабжен всасывающим и сливным патрубками, горловиной и фильтрами для заправки, сапуном, пробкой и краном для слива рабочей жидкости. Уровень рабочей жидкости в баке не должен превышать 0,8 высоты бака.

Всасывающий патрубок должен располагаться почти у самого дна, но так, чтобы в гидросистему не засасывались остатки. Сливной патрубок должен быть опущен ниже минимального уровня рабочей жидкости во избежание его вспенивания. Всасывающий и сливной патрубки размещают в противоположных концах бака, а бак разделяют вертикальными перегородками высотой, равной 2/3 высоты уровня рабочей жидкости при заполненном баке.

Интенсивность теплообмена в баке зависит от отношения площади поверхности бака к объему бака и увеличивается с увеличением этого отношения. Так как бак чаще всего имеет форму параллелепипеда с отношением сторон от 1:1:1 до 1:2:3, то расчетную площадь поверхности бака можно определять по следующей зависимости [24]:

$$S_6 = 0,065\sqrt{V^2}, \quad (4.2)$$

где  $S_6$  – расчетная площадь поверхности бака, м<sup>2</sup>;  $V$  – объем бака, дм<sup>3</sup>.

Из формулы (4.2) можно определить объем бака, если известна площадь поверхности бака, полученная из теплового расчета гидропривода.

На рис. 4.5, б показаны конструктивная схема и условное обозначение бака, предназначенного для работы под избыточным давлением. Корпус 5 бака герметичен и закрывается крышкой 4, через которую бак перед работой заполняется рабочей жидкостью. Через всасывающий патрубок 3 жидкость поступает в бак к насосу, а из сливной гидролинии попадает в бак через патрубок 2. Избыточное давление над свободной поверхностью жидкости обеспечивается за счет подачи инертного газа, например азота,

через штуцер 1. При этом достигается изоляция рабочей жидкости от окружающего воздуха и облегчается работа насоса, если его конструкция требует обеспечения избыточного давления на входе во всасывающую гидрролинию. Гидробаки закрытого типа повергаются гидравлическим испытаниям на прочность пробным давлением.

#### 4.4. Гидроаккумуляторы

**Г**идравлическим аккумулятором называется гидроемкость, предназначенная для накопления (аккумуляции) энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью ее последующего использования.

Гидроаккумуляторы применяются в гидроприводах для решения разнообразных задач. Чаще всего гидроаккумуляторы накапливают энергию в периоды пауз в потреблении ее исполнительными механизмами с тем, чтобы кратковременно получить достаточно большие потоки жидкости под давлением при ускоренных перемещениях исполнительных устройств. Это позволяет существенно уменьшить подачу, мощность насоса и повысить КПД гидропривода.

Применение гидроаккумуляторов имеет особое преимущество в тех случаях, когда требуется длительное время какой-либо участок гидросистемы выдерживать под давлением (нагрузкой) при выключенном (или разгруженном) насосе, например в зажимных механизмах. Гидроаккумуляторы также используются для уменьшения пульсации давления или исключения пиков давления в переходных режимах.

Известно применение аккумуляторов в качестве аварийных источников питания отдельных линий гидропривода в случае отказа основного источника питания (насоса). В частности, к таким случаям относится питание тормозной системы самолетов и других транспортных машин.

Конструктивные схемы аккумуляторов различных типов показаны на рис. 4.6. В грузовых аккумуляторах (см. рис. 4.6, *а*) аккумуляция и возврат энергии происходят за счет изменения потенциальной энергии груза, в пружинных (см. рис. 4.6, *б*) – за счет упругой деформации пружины, в аккумуляторах с упругим корпусом (см. рис. 4.6, *в*) – за счет упругой деформации корпуса. В пневмогидравлических гидроаккумуляторах (см. рис. 4.6, *г–ж*) – вследствие сжатия и расширения газа в пневматической полости *Б*, причем жидкость может находиться в непосред-

венном контакте с газом (см. рис. 4.6, *з*) или жидкость и газ могут разделяться поршнем (поршневой пневмоаккумулятор, см. рис. 4.6, *д*), мембраной (мембранный пневмогидроаккумулятор, см. рис. 4.6, *е*) или эластичным баллоном (баллонный пневмоаккумулятор, см. рис. 4.6, *ж*). Гидравлическую полость *А* аккумулятора при его установке подсоединяют к гидросистеме.

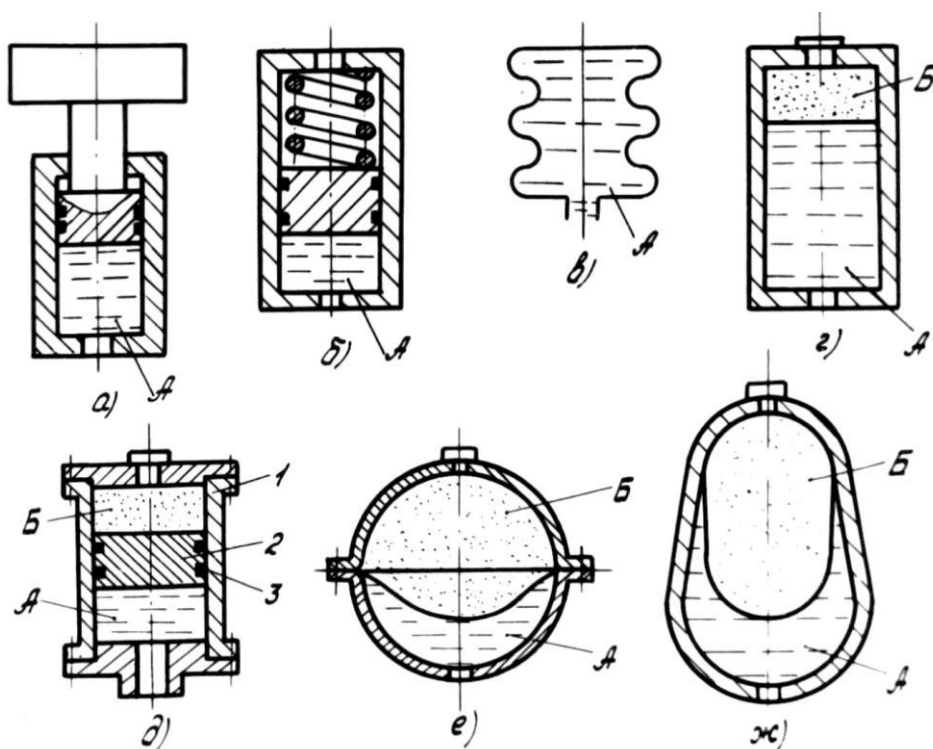


Рис. 4.6. Типы гидроаккумуляторов:

- а* – грузовой; *б* – пружинный; *в* – с упругим корпусом;
- г* – пневмогидравлический без распределителя; *д* – пневмогидравлический с разделителем: 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – уплотнение; *е* – мембранный пневмогидравлический;
- ж* – баллонный пневмогидравлический

Грузовые аккумуляторы отличаются громоздкостью, а пружинные применяются в гидроприводах при небольших давлениях (до 2 МПа) и расходах рабочей жидкости.

Наиболее широкое распространение в гидроприводах получили пневмогидравлические аккумуляторы. При медленном изменении давления в гидросистеме процесс сжатия газа в пневмогидравлических аккумуляторах близок к изотермическому, когда полностью происходит теплообмен между газом окружающей средой, и описывается уравнением

$$pV = \text{const}, \quad (4.3)$$

где  $p$  – давление газа в аккумуляторе;  $V$  – объем газа.

В случае быстрого изменения давления в гидросистеме процесс сжатия газа в аккумуляторе описывается уравнением

$$pV^n = \text{const}, \quad (4.4)$$

где  $n$  – показатель политропы,  $n = 1 \dots 1,4$ .

Основными параметрами аккумуляторов являются номинальная вместимость и номинальное давление.

Недостатком пневмогидравлических аккумуляторов без разделителя является контакт рабочей жидкости и газа. Газ под давлением интенсивно растворяется в жидкости, что приводит к ее насыщению газом. Поршневой аккумулятор (см. рис. 4.6, д) включает корпус 1, поршень 2, уплотнение 3.

Разделитель в виде поршня также не исключает утечки газа и попадания его в жидкость. Кроме того, недостатки такого аккумулятора – наличие сил трения между корпусом и поршнем, высокая инерционность, обусловленная массой поршня.

Мембранные аккумуляторы (см. рис. 4.6, е) являются наиболее быстродействующими и компактными.

## 4.5. Гидролинии

Гидравлические линии предназначены для обеспечения движения рабочей жидкости или передачи давления от одного элемента гидропривода к другому в процессе его работы (прил. 4).

В зависимости от назначения гидролинии делятся на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и управления. По всасывающей гидролинии жидкость поступает в насос, по напорной – от насоса к гидродвигателям и другим элементам гидропривода, по сливной – в бак. Дренажные гидролинии служат для отвода утечек рабочей жидкости, по линиям управления жидкость движется к устройствам для управления ими.

Кроме того, принято называть исполнительными гидролинии, соединяющие гидрораспределители в исходной позиции с рабочими полостями управляемых ими гидродвигателей. Гидролинии должны обеспечивать минимальные гидравлические потери давления и предотвращать утечки рабочей жидкости.

Конструктивно гидролинии выполняются в виде трубопроводов, рукавов, каналов и различных соединений. Гибкие рукава применяются для соединения элементов гидропривода, которые имеют значительные относительные перемещения.

При расчете трубопровода определяют его внутренний диаметр и толщину стенки.

Внутренний диаметр трубопровода (гидролинии) определяется из уравнения неразрывности потока жидкости по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}, \quad (4.5)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $V$  – средняя скорость жидкости, м/с.

При выборе средней скорости движения жидкости необходимо учитывать, что увеличение скорости жидкости приводит к увеличению гидравлических потерь давления и соответственно потерь мощности, КПД, а снижение скорости жидкости ведет к увеличению диаметров трубопроводов и, следовательно, к увеличению их массы и массы всего гидропривода (прил. 5).

Рекомендуемые из практики значения максимальных скоростей движения рабочей жидкости приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

**Ориентировочные значения максимальных скоростей течения рабочей жидкости**

Назначение гидролинии	Скорость $V$ , м/с, не более
Всасывающая	1,2
Сливная	2,0
Напорная при давлениях, МПа:	
до 2,5	2,5
до 10	4,0
до 16	5,0
свыше 25	6,2

После определения внутреннего диаметра гидролинии по формуле (4.5) происходит его уточнение по ГОСТ 16516-70.

Минимально допустимая толщина стенки трубопровода зависит от максимального давления и определяется по формуле

$$\delta_{ст} = \frac{p_{max} \cdot d}{2 \cdot [\sigma]}, \quad (4.6)$$

где  $\delta_{ст}$  – толщина стенки трубопровода, мм;  $d$  – выбранный внутренний диаметр трубопровода, мм;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала трубы, МПа,  $[\sigma] = \sigma / n_B$ , здесь  $\sigma$  – предел прочности материала трубы МПа;  $n_B$  – коэффициент запаса прочности по пределу прочности,  $n_B = 3 \dots 6$ ;  $p_{max}$  – максимальное давление жидкости, МПа.

Трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные трубопроводы применяют при высоких давлениях.

Медные трубопроводы применяются при давлении 10...16 МПа там, где требуется изгиб труб под большими углами, а также для дренажных гидролиний. Трубы из сплавов алюминия применяют в авиации.

В качестве трубопроводов широко применяются стальные бесшовные трубы по ГОСТ 8732-78 и ГОСТ 8734-75, выполненные из сталей 10, 20, 20Х и т.д., медные трубы по ГОСТ 617-72. Для гидросистем низкого давления используются сварные трубы по ГОСТ 10704-76 и ГОСТ 10707-80 (прил. 6).

Гибкие трубопроводы (рукава) бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления резиновых рукавов применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом.

Металлические рукава имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку. Между витками ленты находится уплотнитель.

С помощью соединений отдельные трубопроводы и другие элементы гидропривода монтируются в единую гидросистему. Соединения могут быть неразборными и разборными. Для неразборных соединений трубопроводов применяют сварку или пайку встык или используют муфты.

Разборные соединения (неподвижные и подвижные) – это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

Неподвижное разборное соединение может быть выполнено по наружному и внутреннему конусам, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Неподвижное разборное соединение по наружному конусу (рис. 4.7) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера с наружным конусом 4 и накидной гайки 3. Герметичность

соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы 1 к наружной конусной поверхности штуцера 4 и соответствующей затяжкой накидной гайки 3.

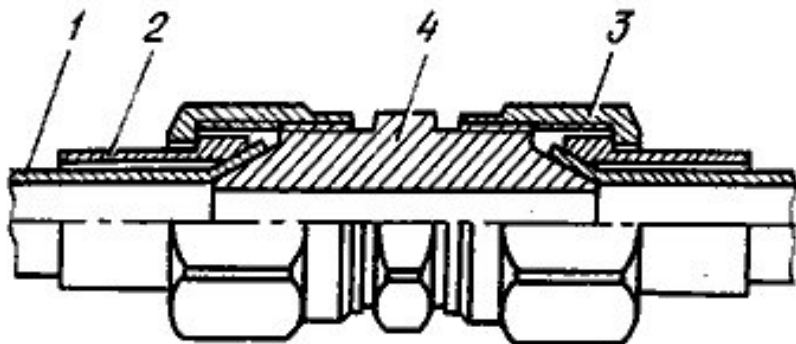


Рис. 4.7. Соединение по наружному конусу:  
1 – трубопровод; 2 – ниппель;  
3 – накидная гайка; 4 – штуцер

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рис. 4.8) состоит из ниппеля 2, приваренного или припаянного к трубе 1, штуцера с внутренним конусом 3 и накидной гайки 4. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля 2 к внутренней конусной поверхности штуцера 3 и затяжкой накидной гайки 4.

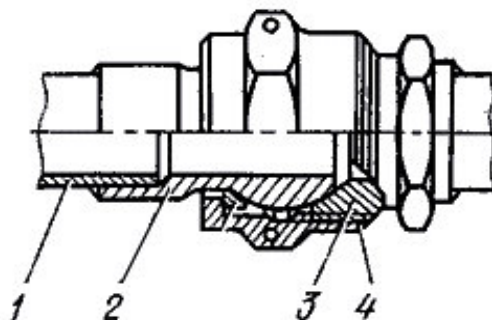


Рис. 4.8. Соединение по внутреннему конусу:  
1 – трубопровод; 2 – ниппель;  
3 – штуцер; 4 – накидная гайка

Соединение с врезающимся кольцом (рис. 4.9) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накидной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой 5 режущая кромка кольца 3 врезается в трубопровод 4, происходит деформа-

ция кольца 3, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера 1. В результате обеспечивается герметичность соединения.

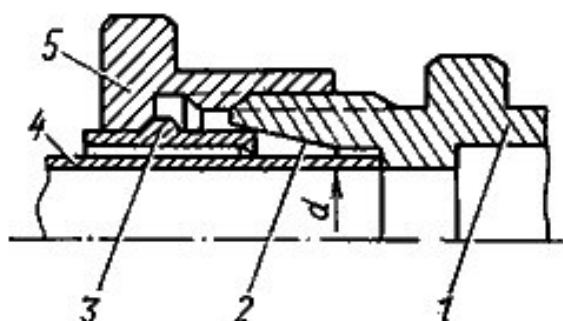


Рис. 4.9. Соединение с врезающимся кольцом:

- 1 – штуцер; 2 – коническая поверхность; 3 – кольцо;  
4 – трубопровод; 5 – накидная гайка

К неподвижным разборным соединениям относятся и фланцевые соединения, которые применяются при монтаже гидросистем с трубопроводами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

Подвижное разборное соединение применяется в гидросистемах мобильных машин. На рис. 4.10 приведено поворотное соединение, которое состоит из штуцера 1 и закрепленного на нем поворотного штуцера 2. От осевого перемещения штуцер 2 стопорится шайбой 3 и кольцом 4. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми кольцами 5 с защитными шайбами 6.

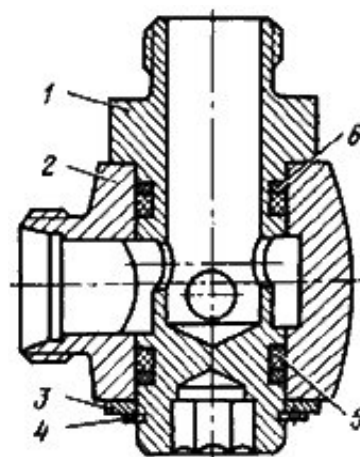


Рис. 4.10. Подвижное разборное соединение:

- 1 – штуцер; 2 – поворотный штуцер;  
3 – стопорная шайба; 4 – кольцо;  
5 – резиновое кольцо; 6 – шайба



## 4.6. Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства предназначены для герметизации соединений с целью предотвращения или уменьшения утечек рабочей жидкости через зазоры в подвижных и неподвижных соединениях, а также для защиты рабочих полостей от проникновения загрязняющих и других частиц из внешней среды.

Уплотнением называется деталь уплотнительного устройства, находящаяся в контакте с сопрягаемыми деталями и препятствующая перетеканию рабочей жидкости через зазоры между этими деталями.

Статистика показывает, что уплотнения являются наиболее ненадежным звеном гидропневмосистем и количество отказов при эксплуатации гидропневмосистем, связанных с потерей герметичности, составляет примерно 50 %.

Утечки рабочей жидкости могут быть наружные и внутренние. Наружные утечки приводят к потерям жидкости, загрязнению окружающей среды. Внутренние утечки, как и наружные, приводят к снижению объемного, полного КПД и мощности гидропривода.

Различают уплотнения, предназначенные для герметизации неподвижных и подвижных соединений.

Уплотнения должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- обеспечивать необходимую герметичность;
- быть надежными и долговечными в эксплуатации;
- иметь низкий коэффициент трения;
- быть удобными для монтажа и демонтажа;
- обладать работоспособностью в заданном диапазоне рабочих давлений и температур;
- обладать совместимостью с другими материалами и рабочей средой;
- иметь небольшие габаритные размеры и низкую стоимость.

Герметизация гидравлических систем может быть достигнута:

- уменьшением утечек через зазоры за счет увеличения гидравлического сопротивления (бесконтактные механические уплотнения);
- предотвращением утечек из-за ликвидации или уменьшения зазоров точной подгонкой деталей (контактные механические уплотнения);
- применением эластичных материалов (контактные уплотнения) с необходимой степенью их деформации, обеспечивающей герметичность неподвижных и подвижных соединений;

- разделением сред с применением мембран и сильфонов (диафрагменные уплотнения);
- заполнением зазора между поверхностями герметизирующей жидкостью с использованием физических свойств покоящейся или движущейся жидкости (жидкостные уплотнения) и др.

Существующее многообразие уплотнений не ограничивается перечисленными типами. Существуют комбинированные уплотнения, объединяющие в одной конструкции уплотнения разных типов.

Наибольшее применение в гидроприводах получили следующие эластичные уплотнения: резиновые кольца круглого сечения, манжеты различного сечения и т.д.

Резиновые уплотнения кольца круглого сечения с размерами по ГОСТ 9833-73 предназначены для работы при номинальном давлении до 32 МПа для подвижных соединений и при номинальном давлении до 50 МПа для неподвижных соединений.

Резиновые манжеты уменьшенного сечения по ГОСТ 14896-74 предназначены для уплотнения цилиндров и штоков гидравлических устройств, работающих при давлении до 50 МПа (с защитными кольцами).

Существуют и другие типы манжет. Конструктивные особенности манжетных уплотнений обеспечивают герметичность только при одностороннем подводе рабочей жидкости (давления). При знакопеременном давлении, например на поршне гидроцилиндра двустороннего действия, необходимо устанавливать две встречно направленные манжеты.

При изготовлении манжет, кроме резины, применяются и другие материалы, например специальные антифрикционные пластмассы. Работоспособность контактных, эластичных уплотнений существенно зависит от качества обработки поверхностей сопрягаемых деталей.

#### *Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Каково назначение рабочей жидкости?
2. Сформулируйте требования, предъявляемые к рабочим жидкостям.
3. Для чего предназначен фильтр?
4. Где может устанавливаться фильтр в гидросистеме?

## 5. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

**Д**ля объемных гидроприводов регулируемым параметром является скорость движения выходного звена гидропривода (штока гидроцилиндра, вала гидромотора), которая может изменяться по заданному закону или желанию оператора.

Для регулирования скорости движения выходного звена гидропривода применяется объемное (машинное) или дроссельное регулирование либо сочетание этих видов регулирования (комбинированное регулирование).

### 5.1. Объемное регулирование

**О**бъемное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода заключается в изменении рабочих объемов гидромашин и может осуществляться следующими тремя способами (рис. 5.1):

- а) изменением рабочего объема насоса (регулируемым насосом);
- б) изменением рабочего объема гидромотора (регулируемым гидромотором);
- в) изменением рабочих объемов и насоса, и гидромотора (регулируемым насосом и гидромотором).

Первый способ (рис. 5.1, а) является самым распространенным и может применяться как в гидроприводах вращательного действия, так и в гидроприводах поступательного и поворотного действия. Два других способа (рис. 5.1, б, в) применяются только в гидроприводах вращательного действия. Объемное регулирование в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости применяется реже, чем в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости.

Принцип действия гидропривода с регулируемым насосом (см. рис. 5.1, а) заключается в следующем. Основной насос  $H1$  подает рабочую жидкость по напорной гидролинии в гидромотор  $M$ , вал которого под действием крутящего момента от сил давления жидкости вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной гидролинии снова поступает в насос. Давление в гидросистеме зависит от нагрузки гидромотора.

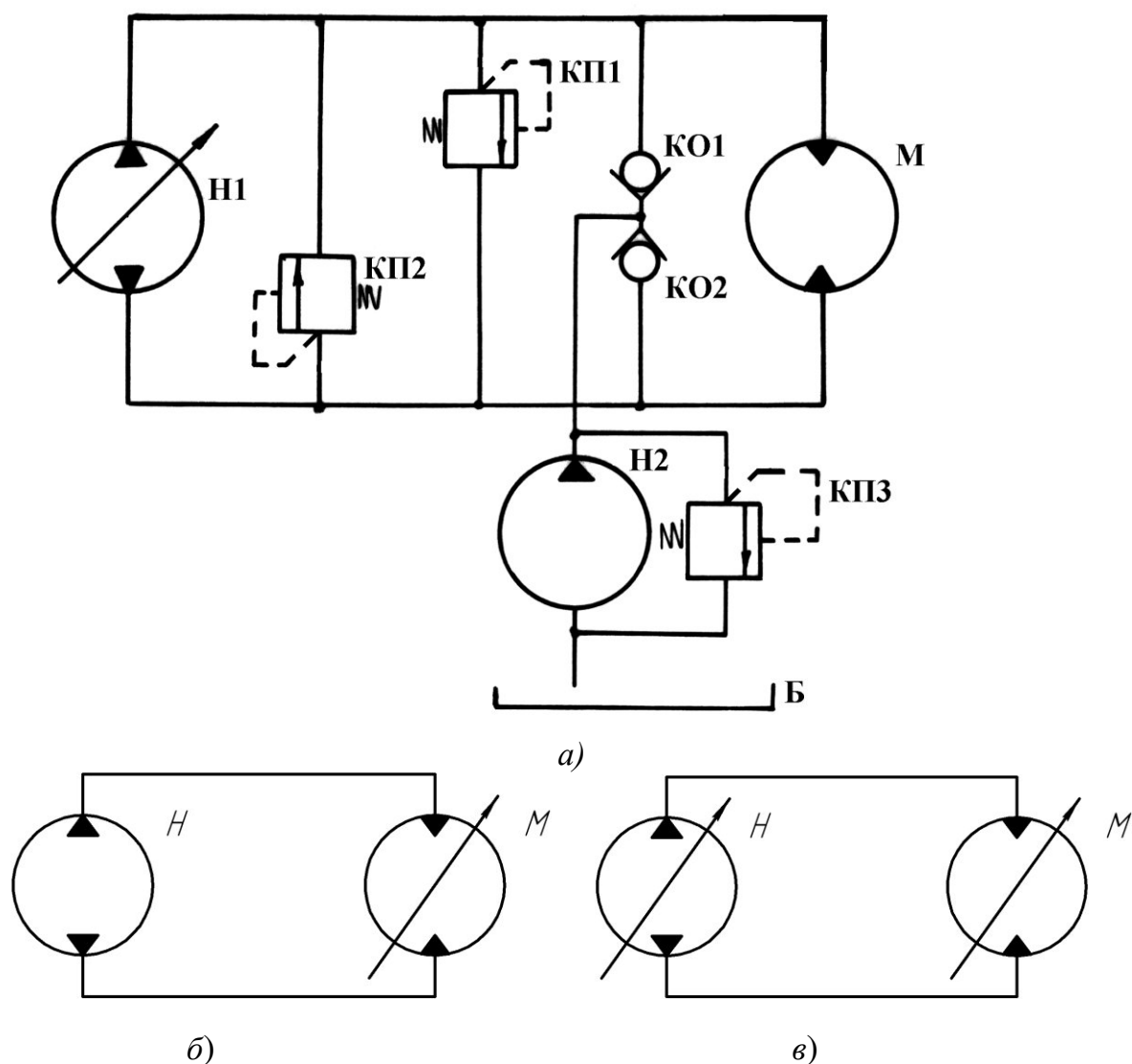


Рис. 5.1. Схемы гидроприводов с объемным регулированием

Частоту вращения вала гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса, а направление вращения вала гидромотора изменяют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости. В результате реверсирования потока жидкости функции гидролиний меняются.

Предохранительные клапаны  $KП1$  и  $KП2$  защищают гидросистему от перегрузок как при прямом направлении вращения, так и при реверсировании. При этом выполняет свои функции тот клапан, который соединен с напорной гидролинией.

Компенсация утечек рабочей жидкости обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки. В эту систему входит насос подпитки  $H2$ , переливной клапан  $KП3$ , поддерживающий постоянное давление подпит-

ки 0,3...0,5 МПа, два обратных клапана КО1 и КО2, включенных параллельно гидромотору.

Подпитка всегда происходит в сторону сливной гидролинии, поэтому одновременно с подпиткой производится подпор рабочей жидкости в сливной гидролинии, что существенно улучшает условия работы насоса Н1 на всасывание.

Упрощенные схемы объемного регулирования гидроприводов с регулируемым гидромотором и регулируемым насосом и гидромотором показаны на рис. 5.1, б и рис. 5.1, в соответственно.

Теоретическую (расчетную) частоту вращения вала гидромотора в рассматриваемых гидроприводах определяют (без учета утечек жидкости) из условий равенства подачи насоса и расхода жидкости через гидромотор, т.е.

$$Q_H = Q_M,$$

или

$$q_H n_H = q_M n_M, \quad (5.1)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $Q_M$  – расход жидкости через гидромотор, м<sup>3</sup>/с;  $q_H$ ,  $q_M$  – рабочие объемы насоса и гидромотора соответственно, м<sup>3</sup>;  $n_H$ ,  $n_M$  – частота вращения вала насоса и гидромотора, с<sup>-1</sup>,  $n_H = \text{const}$ .

Из формулы (5.1) найдем выражение для частоты вращения вала гидромотора:

$$n_M = n_H \frac{q_H}{q_M}. \quad (5.2)$$

Формула (5.2) показывает, что частоту вращения вала гидромотора (при постоянной частоте вращения вала насоса) можно регулировать, изменяя рабочие объемы насоса и гидромотора.

Диапазон регулирования скорости движения выходного звена определяется отношением ее максимального значения к минимальному, например, для гидромотора

$$D = \frac{n_{M \max}}{n_{M \min}}, \quad (5.3)$$

где  $D$  – диапазон регулирования;  $n_{M \max}$ ,  $n_{M \min}$  – максимальная и минимальная частота вращения вала гидромотора.

Диапазон регулирования у гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором составляет более 50:1, у гидропривода с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом – 5:1. В гидро-

приводе с регулируемым насосом и гидромотором общий диапазон регулирования может достигать в отдельных случаях значения 500:1 и более.

Рассмотрим некоторые особенности рассмотренных трех способов объемного регулирования.

Регулирование изменением рабочего объема насоса обеспечивает постоянный крутящий момент на валу гидромотора и переменное потребление мощности (рис. 5.2, а). Такой способ регулирования используется при пуске машин, когда необходим большой крутящий момент, он используется, например, в грузоподъемных механизмах.

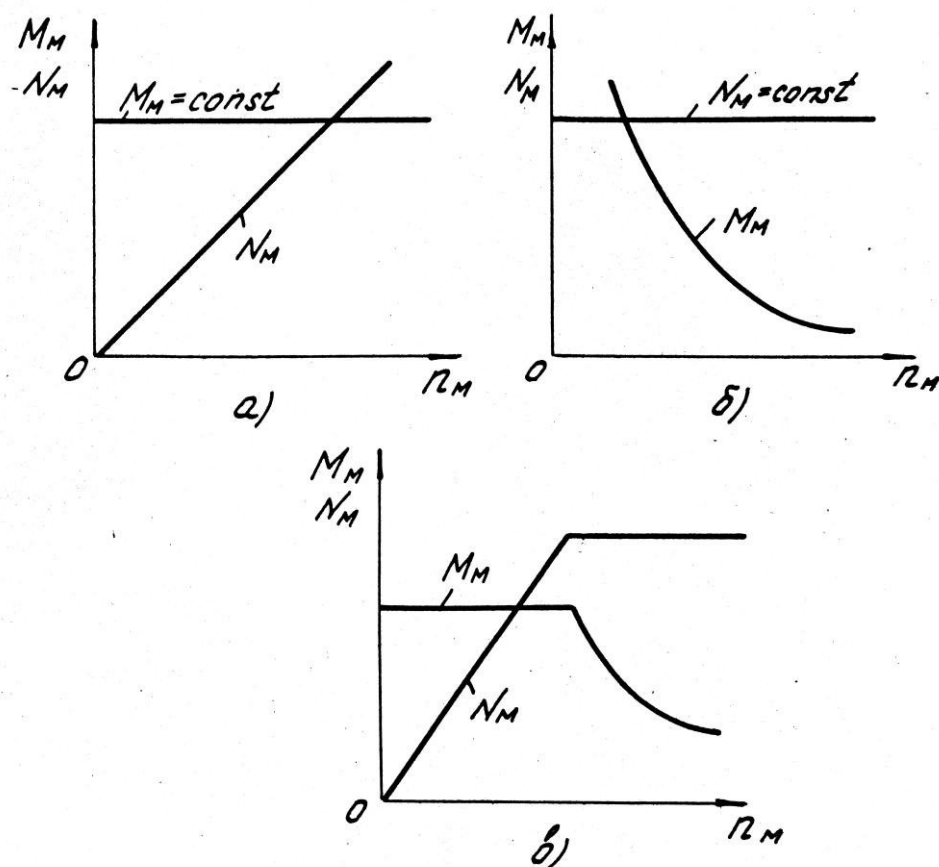


Рис. 5.2. Характеристики объемного способа регулирования

Основные параметры гидропривода с регулируемым насосом определяются по следующим формулам (при отсутствии утечек жидкости, потерь давления и мощности и с учетом следующих условий:  $p_H = p_M = const$ ;  $n_H = const$ ;  $q_M = const$ ):

$$n_M = n_H \frac{q_H}{q_M};$$

$$N_H = N_M = Q_H p_H = \text{var}; \quad (5.4)$$

$$M_M = \frac{1}{2\pi} q_M p_M = \text{const},$$

где  $N_H, N_M$  – мощности насоса и гидромотора, Вт;  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с,  $Q_H = q_H n_H$ ;  $p_H, p_M$  – рабочие давления насоса, гидромотора, Па;  $M_M$  – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м.

Регулирование изменением рабочего объема гидромотора применяется значительно реже, чем регулирование изменением рабочего объема насоса. Достоинством этого способа является возможность регулирования при постоянной потребляемой мощности. Недостаток же состоит в том, что с уменьшением рабочего объема гидромотора уменьшается крутящий момент, что приводит к уменьшению диапазона устойчивой работы из-за необходимости преодоления момента внутреннего трения (самоторможение гидромотора). Кроме того, сложно управлять гидромоторами в случае их значительного удаления от операторов.

Основные параметры такого гидропривода определяются по формулам (при отсутствии утечек жидкости, потерь давления и мощности и с учетом следующих условий:  $n_H = \text{const}$ ;  $p_H = p_M = \text{const}$ ;  $q_H = \text{const}$ ):

$$n_M = n_H \frac{q_H}{q_M};$$

$$N_H = N_M = Q_H p_H = \text{const}; \quad (5.5)$$

$$M_M = \frac{1}{2\pi} q_M p_M = \text{var}.$$

На рис. 5.2, б показаны характеристики гидропривода с регулируемым гидромотором.

Применение регулируемых насоса и гидромотора позволяет значительно расширить диапазон регулирования частоты вращения и момента, развиваемого гидромотором. Обеспечение такой характеристики, как показано на рис. 5.2, в, дает возможность использовать этот гидропривод в

транспортных средствах, где необходимо осуществлять трогание машины с большим крутящим моментом при очень малой скорости. Скорость при разгоне машины изменяется увеличением рабочего объема насоса при возрастающей мощности. Дальнейшее увеличение скорости машины происходит при постоянной мощности уменьшением рабочего объема гидромотора.

На мобильных машинах объемное регулирование широко используется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и реверсивными регулируемыми аксиально-поршневыми насосами, оснащенными регуляторами мощности.

Гидроприводы с регулируемыми гидромашинами обеспечивают бесступенчатое, плавное и достаточно точное регулирование скорости выходного звена.

При объемном способе регулирования возможно максимальное использование мощности приводного двигателя. Поскольку гидравлические потери гидроприводов с объемным регулированием малы из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости, то КПД их сравнительно высок ( $\eta = 0,75 \dots 0,80$ ).

Благодаря перечисленным преимуществам этот способ объемного регулирования является наиболее эффективным и применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 5...10 кВт).

К основным недостаткам гидроприводов с объемным регулированием относится сложность регулируемых гидромашин, которые значительно дороже нерегулируемых. Кроме того, для перемещения элементов регулирования гидромашин (для изменения рабочих объемов) требуются специальные устройства дистанционного управления, которые усложняют гидропривод. Поэтому, если гидропривод имеет сравнительно небольшую мощность или регулирование осуществляется в течение небольшого промежутка времени по сравнению с рабочими циклами, целесообразно применять дроссельное регулирование скорости.

### 5.2. Дроссельное регулирование

**Д**россельное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода осуществляется изменением расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель, за счет изменения гидравлического сопротивления



гидролинии и отвода части потока жидкости в гидробак без совершения полезной работы.

Дроссельное регулирование применяется в гидроприводах поступательного, вращательного и поворотного движения небольшой мощности (до 3...5 кВт). Наиболее широкое применение этот способ регулирования получил в гидроприводах поступательного движения. Основными преимуществами дроссельного регулирования являются:

- возможность плавного изменения скоростей;
- простота конструкции гидравлических устройств и невысокая их стоимость;
- малые усилия, требуемые для перемещения запорно-регулирующих элементов гидравлических устройств.

Однако гидроприводы с дроссельным регулированием имеют низкий КПД, обусловленный самим принципом дросселирования потока рабочей жидкости.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяются преимущественно нерегулируемые насосы. По схеме работы гидроприводы с дроссельным регулированием можно разделить на две группы: гидроприводы с постоянным и переменным давлением.

Для гидроприводов с постоянным давлением характерно наличие переливного клапана, который поддерживает в напорной гидролинии постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости в гидробак.

В гидроприводе с переменным давлением в напорной гидролинии давление изменяется в зависимости от нагрузки гидродвигателя, а часть рабочей жидкости сливается в гидробак через дроссель.

При дроссельном регулировании применяются три схемы установки дросселей (рис. 5.3):

- на входе – дроссель установлен перед гидродвигателем в напорной гидролинии;
- на выходе – дроссель установлен в сливной гидролинии после гидродвигателя;
- на ответвлении – дроссель установлен в гидролинии параллельно гидродвигателю.

Первые две схемы (см. рис. 5.3, *а* и *б*) относятся к гидроприводам с постоянным давлением, а третья схема (см. рис. 5.3, *в*) – к гидроприводу с переменным давлением.

В гидроприводе с дросселем на входе (см. рис. 5.3, а) скорость движения штока гидроцилиндра (выходного звена) регулируется следующим образом. Жидкость из гидробака *Б* нерегулируемым насосом *Н* подается по напорной гидролинии через дроссель *ДР* и распределитель *Р*, поступает в одну из полостей гидроцилиндра *Ц*, например в поршневую полость *А*.

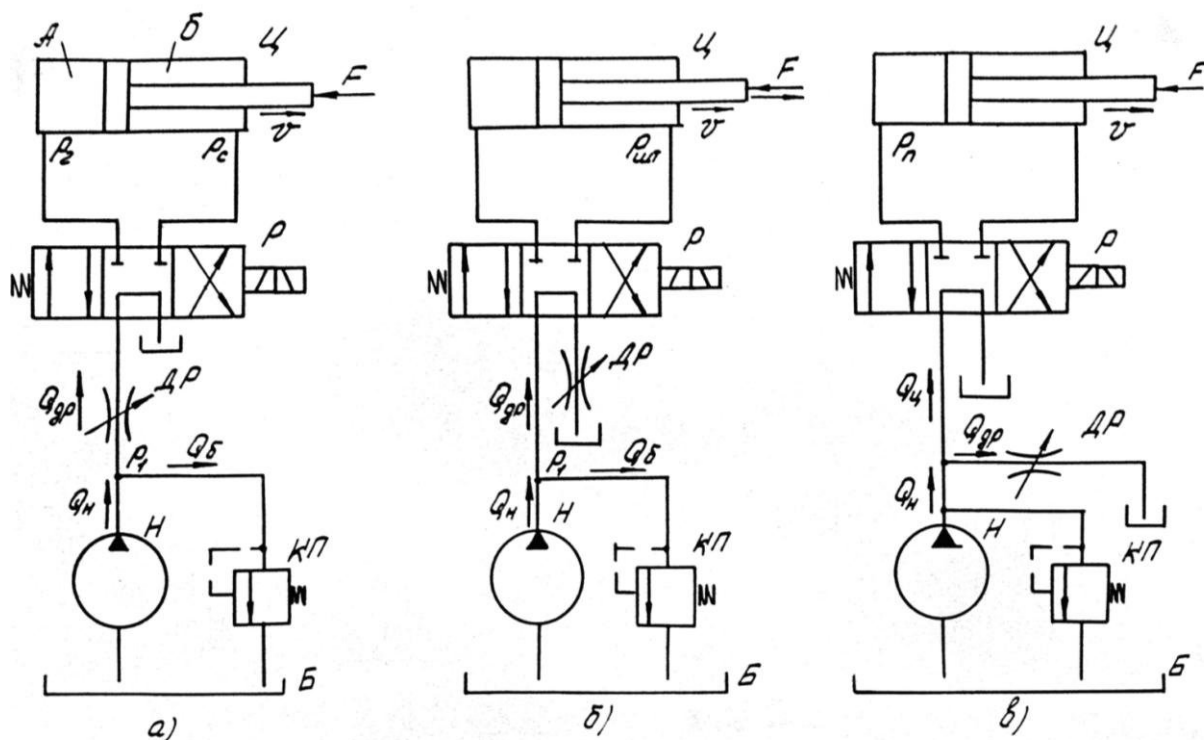


Рис. 5.3. Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием

Под действием давления жидкости поршень со штоком перемещаются вправо, вытесняя жидкость из штоковой полости *Б* в сливную гидролинию и гидробак. Направление движения штока гидроцилиндра изменяется с помощью распределителя *Р*, а скорость – с помощью расхода жидкости через дроссель *ДР*, который зависит от перепада давления на дросселе и площади рабочего проходного сечения дросселя.

Подача насоса делится в этой схеме на два параллельных потока, один из которых поступает в гидродвигатель (через дроссель), а другой через переливной клапан *КП* в гидробак. Поэтому можем записать следующее выражение:

$$Q_n = Q_{др} + Q_б, \quad (5.6)$$

где  $Q_n$  – подача насоса;  $Q_{др}$  – расход жидкости через дроссель, поступающей в гидродвигатель;  $Q_б$  – расход жидкости, сбрасываемой через переливной клапан в гидробак.

Скорость движения штока гидроцилиндра определяется выражением

$$V = \frac{Q_{др}}{S_{п}} = \frac{\mu S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p_{др}}{\rho}}}{S_{п}}, \quad (5.7)$$

где  $V$  – скорость движения штока гидроцилиндра, м/с;  $Q_{др}$  – расход жидкости через дроссель, м<sup>3</sup>/с;  $S_{п}$  – рабочая (эффективная) площадь поршня гидроцилиндра, м<sup>2</sup>, при поступлении жидкости в поршневую полость,  $S_{п} = \pi D^2/4$ , здесь  $D$  – диаметр поршня;  $\mu$  – коэффициент расхода дросселя,  $\mu = 0,6 \dots 0,7$ ;  $S_{др}$  – площадь рабочего проходного сечения дросселя, м<sup>2</sup>;  $\Delta p_{др}$  – перепад давления на дросселе, Па,  $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$ , здесь  $p_1$  – давление перед дросселем;  $p_2$  – давление за дросселем;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Давление  $p_1$  перед дросселем устанавливается настройкой переливного клапана. В процессе работы оно практически остается постоянным. Давление же в напорной гидролинии за дросселем зависит от нагрузки, приложенной к штоку гидроцилиндра. Давление  $p_2$  определяется (без учета потерь давления в гидролиниях, сил трения и инерции) из условия равновесия подвижных частей и в случае поршневой рабочей полости запишется следующим образом:

$$p_2 S_{п} = F + p_c S_{шт}, \quad (5.8)$$

где  $p_2$  – давление в поршневой полости (за дросселем), Па;  $S_{п}$  – рабочая (эффективная) площадь поршневой полости гидроцилиндра, м<sup>2</sup>,  $S_{п} = \pi D^2/4$ , здесь  $D$  – диаметр поршня;  $F$  – усилие нагрузки на штоке, Н;  $p_c$  – давление в сливной гидролинии, Па;  $S_{шт}$  – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости гидроцилиндра, м<sup>2</sup>,  $S_{шт} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ , здесь  $d$  – диаметр штока.

Из формулы (5.8) найдем давление за дросселем, при этом давление в сливной гидролинии ввиду его малости примем равным нулю. Получим

$$p_2 = \frac{F}{S_{\Pi}}. \quad (5.9)$$

Из формулы (5.9) видно, что давление за дросселем  $p_2$  прямо пропорционально нагрузке, приложенной к штоку гидроцилиндра.

С учетом формул (5.7), (5.9) можем записать выражение для скорости движения штока гидроцилиндра при рабочей поршневой полости:

$$V = \frac{\mu S_{др}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_1 - \frac{F}{S_{\Pi}} \right)}. \quad (5.10)$$

При увеличении нагрузки  $F$  давление  $p_2$  возрастает, а перепад давления на дросселе уменьшается, что приводит к снижению скорости движения штока. Следовательно, в гидроприводе с дросселем на входе скорость движения выходного звена не постоянна, а изменяется в зависимости от нагрузки. Такие гидроприводы наиболее целесообразно применять в машинах с постоянной нагрузкой.

Гидроприводы с дросселем, установленным на входе в гидродвигатель, не пригодны для работы в режимах с отрицательными нагрузками.

Принято считать нагрузку отрицательной, если ее направление совпадает с направлением движения штока гидроцилиндра. Под действием отрицательной нагрузки скорость штока может увеличиться настолько, что произойдет разрыв сплошности потока жидкости в рабочей полости гидроцилиндра и движение поршня станет неуправляемым, так как в сливной гидролинии отсутствуют тормозные или демпфирующие устройства. Такие гидроприводы нельзя применять в грузоподъемных машинах.

К недостаткам рассматриваемого гидропривода можно отнести низкий КПД привода ( $\eta \leq 0,36$ ) и нагрев гидродвигателя рабочей жидкостью, поступающей в него после дросселирования через дроссель.

На рис. 5.3, б показана принципиальная схема гидропривода с дросселем  $ДР$ , установленным на выходе из гидроцилиндра  $Ц$ .

Давление  $p_1$  в напорной гидролинии поддерживается постоянным переливным клапаном  $КП$ . Давление в штоковой полости определяется (без учета сил трения и инерции) из условия равновесия подвижных частей:

$$p_1 S_{\Pi} = p_{шт} S_{шт} \pm F, \quad (5.11)$$

где  $p_1$  – постоянное давление в поршневой полости, Па;  $p_{шт}$  – давление в штоковой полости, Па;  $S_{п}$ ,  $S_{шт}$  – рабочие площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра соответственно, м<sup>2</sup>;  $F$  – усилие на штоке, Н.

Из формулы (5.11) найдем давление перед дросселем  $p_{шт}$ :

$$p_{шт} = p_1 \frac{S_{п}}{S_{шт}} \mp \frac{F}{S_{шт}}. \quad (5.12)$$

Перепад давления на дросселе  $\Delta p_{др}$  при отсутствии давления за дросселем (ввиду его малости) можно принять равным  $p_{шт}$ , т.е.

$$\Delta p_{др} = p_{шт}. \quad (5.13)$$

С учетом формул (5.7), (5.12) и (5.13) запишем выражение для скорости движения штока гидроцилиндра при рабочей поршневой полости:

$$v = \frac{\mu S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_1 \frac{S_{п}}{S_{шт}} \mp \frac{F}{S_{шт}} \right)}. \quad (5.14)$$

Полученное уравнение (5.14) аналогично уравнению (5.10). Механические характеристики гидропривода с последовательным включением дросселя показаны на рис. 5.4, а.

Характеристики построены для разных рабочих проходных сечений дросселя ( $S_{др\ max} > S_{др1} > S_{др2}$ ). Общую точку  $F_T$  для семейства характеристик определяют при максимальной нагрузке, когда скорость движения штока равна нулю.

Преимуществом гидропривода с дросселем на выходе является то, что обеспечивается его работоспособность при знакопеременной нагрузке благодаря двусторонней жесткости гидродвигателя.

Тепло, выделяющееся при дросселировании жидкости, отводится непосредственно в гидробак, минуя гидродвигатель и другие элементы гидропривода.

Однако гидропривод с дросселем на выходе менее экономичен по сравнению с дросселем на входе гидродвигателя, так как часть мощности гидропривода затрачивается на преодоление противодействия. По этой схеме также не обеспечивается постоянство скорости движения выходного звена при изменении нагрузки.

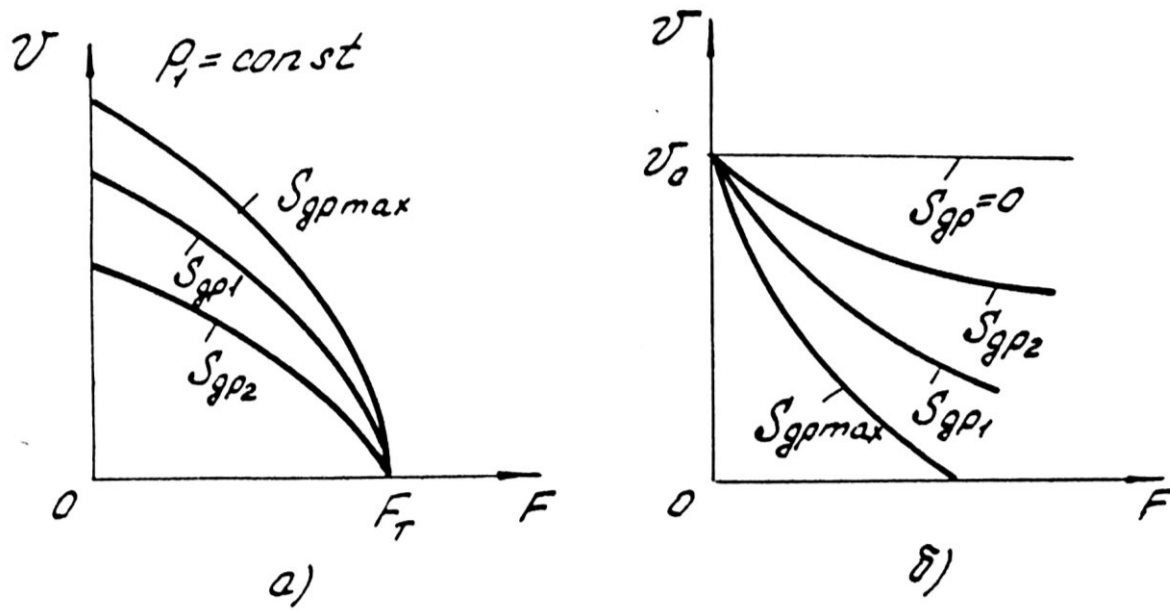


Рис. 5.4. Механические характеристики гидроприводов с дроссельным регулированием

На рис. 5.3, в показана схема гидропривода с дросселем  $ДР$ , установленным на ответвлении (параллельно гидроцилиндру  $Ц$ ). В этой схеме поток рабочей жидкости, создаваемый насосом, разделяется на два параллельных потока, один из которых поступает по напорной гидролинии через гидрораспределитель  $P$  в гидроцилиндр, а второй поток жидкости через дроссель поступает в гидробак.

Для предохранения гидропривода от давления, превышающего допустимое, в напорной гидролинии установлен предохранительный клапан  $КП$ . Отличительной особенностью этого гидропривода является отсутствие переливного клапана, т.е. в этом случае давление в напорной гидролинии переменное и зависит от нагрузки на гидродвигатель.

Расход рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру, можно определить по формуле

$$Q_{ц} = Q_{н} - Q_{др}, \quad (5.15)$$

где  $Q_{ц}$  – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр;  $Q_{н}$  – подача насоса;  $Q_{др}$  – расход жидкости через дроссель.

Скорость движения штока гидроцилиндра при поршневой рабочей полости определяется по формуле

$$V = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_{\text{п}}} = \frac{Q_{\text{н}}}{S_{\text{п}}} - \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}}, \quad (5.16)$$

где  $\Delta p_{\text{др}}$  – перепад давления на дросселе,  $\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{п}} - p_{\text{с}}$ , здесь  $p_{\text{п}}$  – давление перед дросселем;  $p_{\text{с}}$  – давление за дросселем (в сливной гидролинии),  $p_{\text{с}} \approx 0$ .

Давление перед дросселем  $p_{\text{п}}$  зависит от внешней нагрузки  $F$  и определяется (давление в сливной гидролинии не учитывается) по формуле

$$p_{\text{п}} = \frac{F}{S_{\text{п}}}. \quad (5.17)$$

С учетом формул (5.16), (5.17) запишем выражение для определения скорости выходного звена с параллельным включением дросселя:

$$V = \frac{Q_{\text{н}}}{S_{\text{п}}} - \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_{\text{п}}}}. \quad (5.18)$$

Следовательно, скорость движения выходного звена зависит от настройки дросселя (площади его рабочего проходного сечения) и внешней нагрузки. При постоянной нагрузке скорость максимальна при полностью закрытом дросселе, т.е. при площади рабочего проходного сечения дросселя, равной нулю:  $S_{\text{др}} \approx 0$ .

По мере открытия дросселя (увеличения площади дросселя  $S_{\text{др}}$ ) скорость движения выходного звена будет уменьшаться. На рис. 5.4, б приведены механические характеристики гидропривода с параллельно установленным дросселем, построенные для разных рабочих проходных сечений дросселя ( $S_{\text{др max}} > S_{\text{др1}} > S_{\text{др2}}$ ). Общую для семейства характеристик точку  $V_0$  определяют при отсутствии нагрузки, т.е. при  $F = 0$  (режим холостого хода).

Скорость движения выходного звена при одной и той же площади рабочего проходного сечения дросселя уменьшается с увеличением внешней нагрузки. Эта зависимость является общим недостатком всех гидроприводов, в которых применяются регулируемые дроссели.

Гидроприводы с дросселем на ответвлении имеют высокий КПД и более экономичны по сравнению с гидроприводами с последовательным включением дросселя, так как мощность такого привода зависит от нагрузки. Кроме того, меньше нагрев жидкости. Недостатком является по-

ниженная жесткость и невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках.

*Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Каково назначение объемного гидропривода?
2. Из каких элементов состоит объемный гидропривод?
3. Какими способами можно регулировать скорость движения выходного звена гидропривода?
4. В чем заключаются особенности объемного (машинного) способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
5. Какими способами можно осуществлять объемное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода?
6. От каких параметров зависит скорость движения выходного звена гидропривода при объемном способе регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
7. Как изображается на гидравлических схемах регулируемый насос?
8. Как изображается на гидравлических схемах регулируемый гидромотор?
9. В чем заключаются особенности дроссельного способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
10. Где может устанавливаться дроссель при дроссельном способе регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
11. От каких параметров зависит скорость движения выходного звена гидропривода при дроссельном способе регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
12. Что понимается под диапазоном регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
13. Как изображается на гидравлических схемах дроссель?
14. Назовите достоинства и недостатки дроссельного способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода.
15. Сформулируйте достоинства и недостатки дроссельного способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода.



## **6. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТИПОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ**

**П**ри составлении гидравлической схемы какой-либо машины необходимо использовать опыт разработки и эксплуатации аналогичных машин. Это повышает качество проектирования гидроприводов, снижает номенклатуру применяемого оборудования, упрощает производство.

Решение задач создания совершенных гидроприводов возможно только при широкой их унификации, разработке рациональных гидравлических схем и конструкций элементов гидропривода, применении принципов модульного построения. Однако чаще всего то или иное принятое решение гидропривода основывается на возможности выбора или доступности тех или иных гидроагрегатов.

### **6.1. Автомобильные краны**

**С**треловые самоходные краны предназначены для выполнения погрузочно-разгрузочных и строительно-монтажных работ.

В зависимости от типа ходовой части стреловые самоходные краны подразделяются на четыре основные группы:

- автомобильные краны на шасси грузовых автомобилей;
- самоходные краны на специальных шасси автомобильного типа;
- самоходные краны на пневмоколесных шасси;
- самоходные краны на гусеничном ходу.

Основными элементами самоходных стреловых кранов являются: ходовая часть; поворотная часть с рабочим оборудованием; опорно-поворотное устройство, связывающее поворотную платформу крана с рамой шасси; привод хода рабочего оборудования; система управления движением машины и крановыми механизмами.

Многие узлы и детали стреловых самоходных кранов унифицированы с узлами и деталями одноковшовых полноповоротных экскаваторов.

Гидравлическая схема автомобильного крана показана на рис. 6.1. На неподвижной нижней раме крана смонтированы выносные опоры, гидробак, фильтр и нерегулируемый насос, привод которого осуществляется через редуктор отбора мощности.

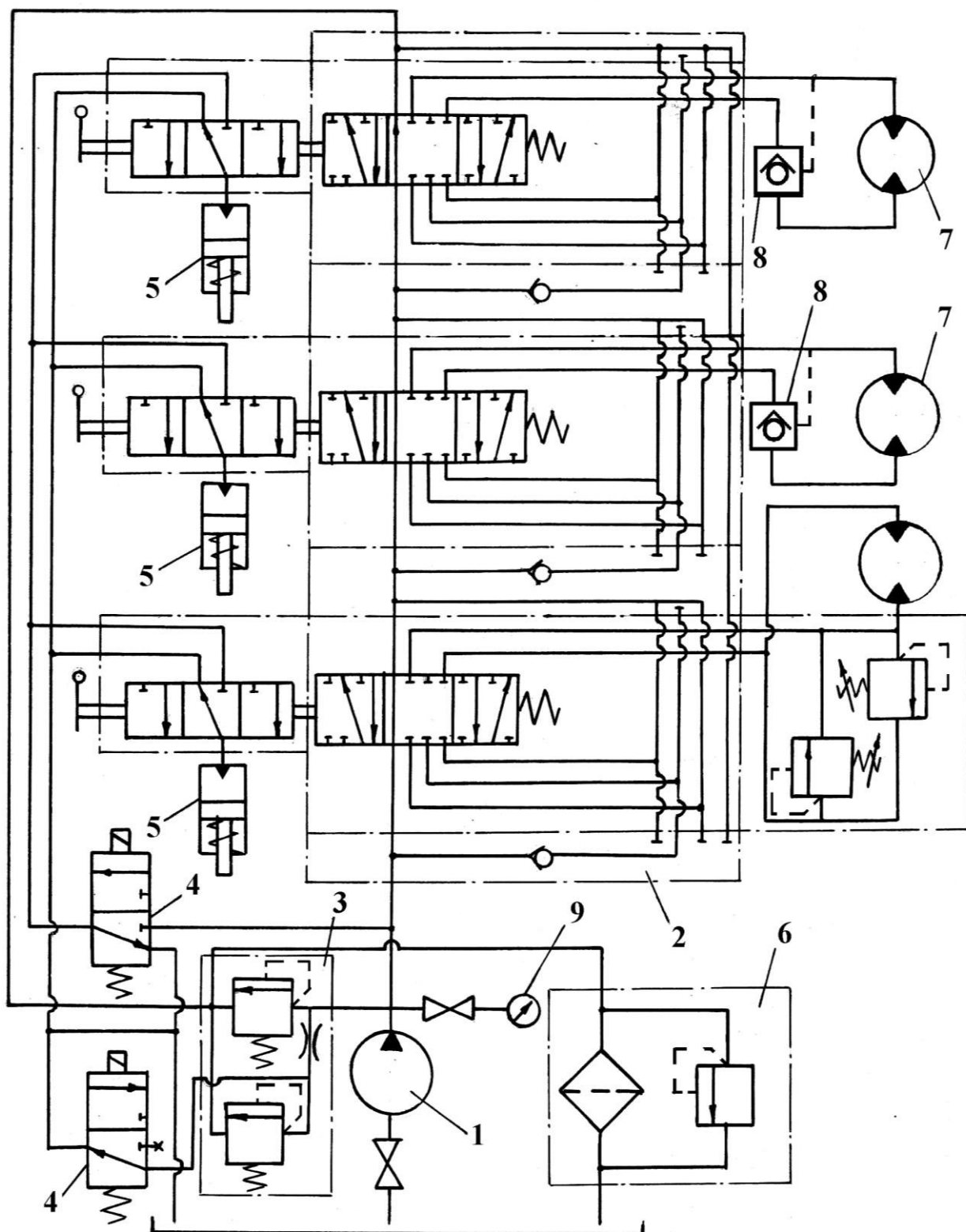


Рис. 6.1. Принципиальная гидравлическая схема автомобильного крана

На поворотной платформе размещается рабочее оборудование крана с приводом от гидромоторов. Рабочая жидкость от насоса 1 подается через центральное вращающееся соединение к секционному гидрораспределителю 2 и одновременно к предохранительному клапану 3 с переливным гидроклапаном, а также в гидролинию управления гидрозамыкателями тормозов через гидроклапан 4 с электроуправлением. Гидроклапан 4 установлен также в гидролинии управления предохранительного клапана.

При отсутствии напряжения в электромагнитах гидроклапана 4 гидроцилиндры 5 гидроразмыкателей тормозов и гидролиния управления предохранительного клапана 3 соединяются с дренажной линией. При этом тормоза механизмов замкнуты, а рабочая жидкость подается насосом через переливной гидроклапан в сливную гидролинию, откуда через фильтр 6 сливается в гидробак.

Аналогичные режимы работы происходят при срабатывании ограничителей грузоподъемности, высоты подъема крюка или стрелы.

При подаче напряжения на электромагниты гидроклапанов 4 они переключаются в рабочую позицию. В этом случае рабочая жидкость через гидрораспределитель 2 поступает в сливную гидролинию и подается к дополнительным золотникам, а слив через предохранительный клапан 3 становится возможным только при превышении давления его настройки.

При перемещении золотника гидрораспределителя 2 перемещается дополнительный золотник, вследствие чего переливной гидроклапан закрывается, рабочая жидкость от насоса поступает к гидромотору 7 и одновременно к гидроцилиндру тормоза, размыкая тормозное устройство. Противоположная полость гидромотора при этом соединяется со сливной гидролинией.

Гидромоторы 7 грузовой и стреловой лебедок подключаются к соответствующим секциям гидрораспределителя 2 через гидрозамки 8, которые устанавливаются в гидролиниях, являющихся сливными при опускании груза и стрелы.

С помощью промежуточных секций, установленных в гидрораспределителе 2, обеспечивается последовательное соединение гидромоторов и совмещение операций: подъем–опускание груза или стрелы с поворотом платформы. Одновременное включение грузовой и стреловой лебедки предотвращается механическим блокировочным устройством. Величина давления в гидросистеме определяется по манометру 9, установленному в кабине крановщика.

## 6.2. Одноковшовые экскаваторы

Одноковшовые экскаваторы представляют собой самоходную машину на пневмоколесном или гусеничном ходу с поворотным в горизонтальной плоскости рабочим оборудованием ковшового типа, предназначенного для копания и разгрузки набранного грунта в транспортные средства или отвал. При выполнении рабочих операций машина стоит на месте.

Одноковшовые экскаваторы могут быть неполноповоротными и полноповоротными. Оба типа экскаваторов оснащаются большим числом сменного рабочего оборудования и различными видами рабочих органов.

Навесные одноковшовые экскаваторы на базе тракторов предназначены для выполнения земляных и погрузочно-разгрузочных работ на мелких объектах строительства и в сельском хозяйстве.

С помощью гидропривода осуществляется движение стрелы, рукояти, ковша и поворот рабочего оборудования, установка выносных опор и подъем–опускание бульдозерного отвала, который устанавливается на этой же машине.

Принципиальная гидросхема гидропривода навесного одноковшового экскаватора приведена на рис. 6.2. Насосы 1 и 2 по отдельным гидролиниям нагнетают рабочую жидкость из гидробака 17 в четырехзолотниковый гидрораспределитель 4.

От насоса большей производительности 2 через первые три золотника гидрораспределителя 4 рабочая жидкость подводится к гидроцилиндрам ковша 5, рукояти 6 и стрелы 7. От насоса 1 рабочая жидкость подводится к третьему и четвертому золотникам гидрораспределителя 4, которые управляют гидроцилиндрами стрелы 7 и поворота 11.

Конструкция гидрораспределителя 4 позволяет при включении одного третьего золотника подавать в гидроцилиндр 7 стрелы поток от обоих насосов, а при одновременном включении двух золотников обеспечивает независимые движения с приводом от разных насосов следующих исполнительных органов: ковша и поворота, рукояти и поворота, стрелы и поворота, ковша и стрелы, рукояти и стрелы.

Ускоренное движение стрелы и указанные совмещения движений исполнительных органов сокращают рабочий цикл экскаватора и увеличивают его производительность.

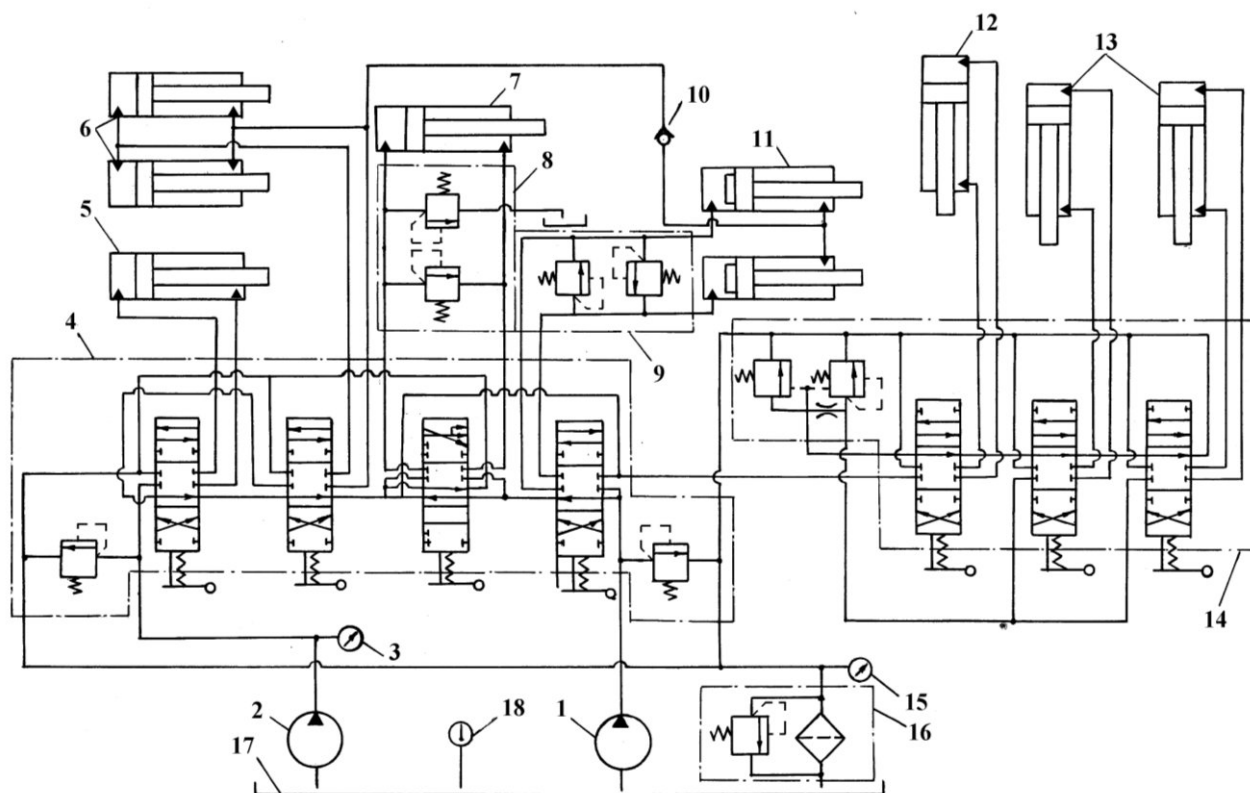


Рис. 6.2. Принципиальная гидравлическая схема одноковшового навесного экскаватора

Для предохранения насосов и всей гидросистемы от перегрузок в гидрораспределителе 4 установлены предохранительные клапаны.

Между поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра стрелы 7 установлен блок предохранительных клапанов 8, который позволяет перепускать рабочую жидкость из поршневой полости в штоковую и на слив при чрезмерных нагрузках на гидроцилиндре стрелы. Такие нагрузки могут возникнуть при движении рукояти и ковша.

Блок предохранительных клапанов 9 перепускает рабочую жидкость из одной гидролинии гидроцилиндров поворота в другую и предохраняет их от динамических нагрузок в момент разгона и торможения поворота экскавационного оборудования. Кроме этого, в поршневых полостях гидроцилиндров поворота 11 предусмотрены демпфирующие устройства, снижающие скорость перемещения в конце хода штоков гидроцилиндров.

В гидроцилиндрах поворота 11 рабочими являются поршневые полости, а штоковые полости соединены между собой. Для исключения рассогласования работы гидроцилиндров поворота из-за перетечек рабочей жидкости из штоковых полостей в поршневые осуществляется под-

питка этих поршневых полостей через обратный клапан 10 от гидролинии привода гидроцилиндра рукояти 6 при его работе.

При нейтральном положении третьего и четвертого золотников гидрораспределителя 4 поток рабочей жидкости от насоса 1 через гидрораспределитель 4 поступает в трехзолотниковый гидрораспределитель 14, который управляет движениями гидроцилиндров отвала бульдозера 12 и выносных опор 13.

Для контроля за работой гидросистемы на напорной гидролинии насоса 2 установлен манометр 3.

На сливной гидролинии гидросистемы установлен фильтр 16 со встроенным переливным клапаном. О степени загрязнения фильтра, повышении его сопротивления и необходимости очистки или замены фильтра можно судить по показаниям манометра 15. Температура рабочей жидкости в гидробаке 17 экскаватора контролируется датчиком температуры 18.

Пример принципиальной гидравлической схемы одноковшового универсального экскаватора приведен на рис. 6.3.

В гидросистеме установлен сдвоенный регулируемый насос 2 с встроенным регулятором мощности. Регулятор автоматически изменяет производительность насоса в зависимости от давления в гидросистеме, т.е. от внешней нагрузки. Так, с увеличением внешней нагрузки скорость рабочих органов уменьшается, а с уменьшением внешней нагрузки увеличивается. При этом развиваемая насосом мощность будет постоянной.

От первой секции насоса рабочая жидкость поступает в трехзолотниковый секционный гидрораспределитель 4, который управляет движением гидроцилиндра выносных опор 7, гидромотора поворота платформы 8 и гидромотора хода 9. В напорную секцию распределителя встроен предохранительный клапан. Поршневая полость гидроцилиндра 7 при нейтральном положении золотника запирается гидрозамком 6, что исключает опускание машины при копании из-за утечек рабочей жидкости на слив через зазоры в золотниковой паре распределителя. К секциям распределителя, управляющих гидромоторами 8 и 9, прифланцованы блоки клапанов 5, включающие два переливных и два обратных клапана. Переливные клапаны обеспечивают плавность в начале и конце движения за счет перепуска части рабочей жидкости из напорной полости гидромотора в сливную. Через обратные клапаны осуществляется подпитка гидромоторов из сливной полости гидросистемы.

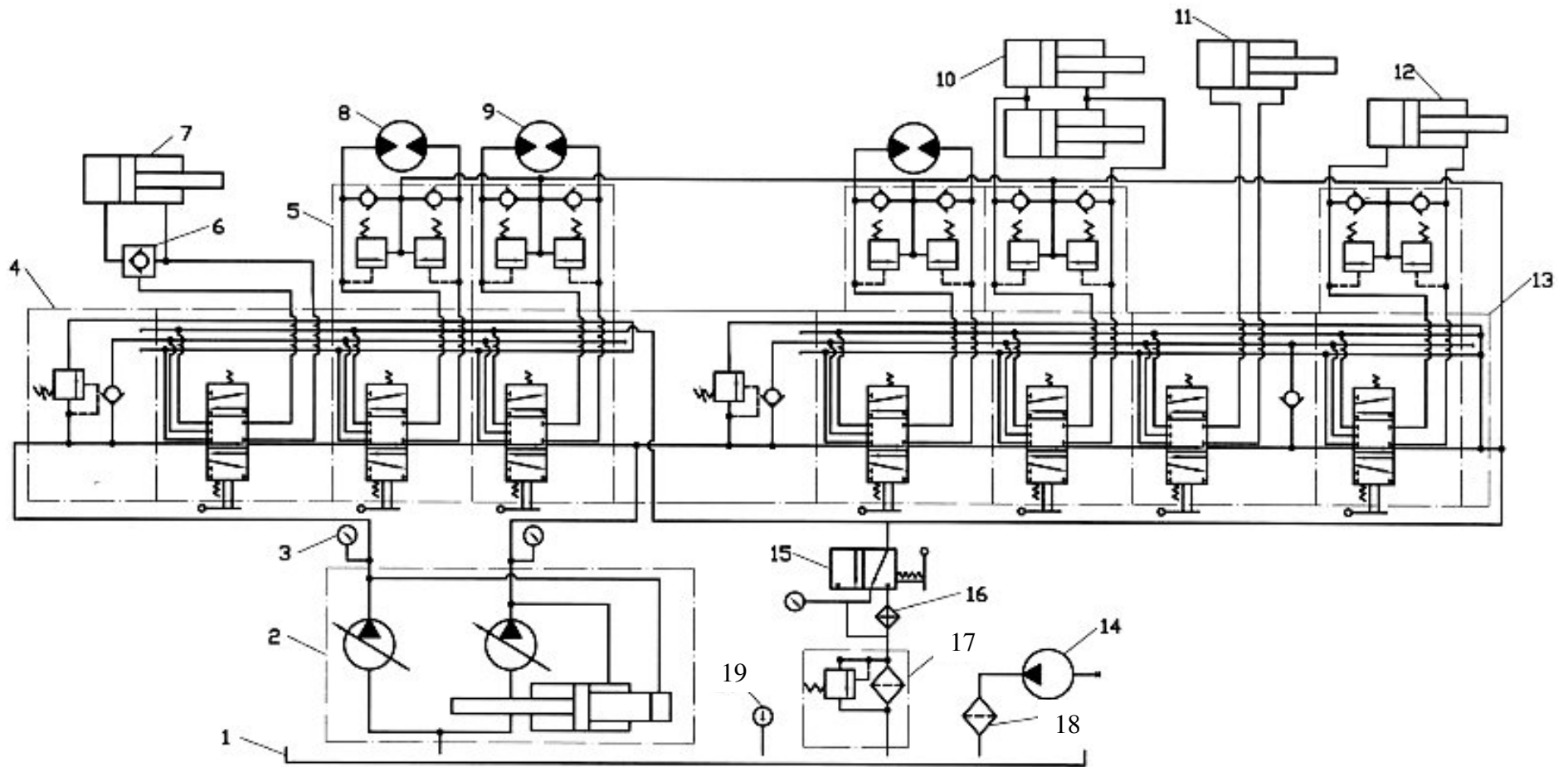


Рис. 6.3. Принципиальная гидравлическая схема универсального одноковшового экскаватора

От второй секции насоса 2 рабочая жидкость поступает в четырехзолотниковый секционный гидрораспределитель 13, который управляет движением второго гидромотора хода 9, гидроцилиндров стрелы 10, ковша 11 и рукояти 12. При нейтральном положении всех золотников гидрораспределителя 4 рабочая жидкость от первой секции насоса 2 проходит через этот распределитель и поступает в гидрораспределитель 13. Таким образом, скорости движения рабочих органов, управляемых гидрораспределителем 13, соответствуют суммарной производительности обеих секций насоса 2.

В напорной секции гидрораспределителя 13 установлен предохранительный клапан. Между третьей и четвертой золотниковыми секциями гидрораспределителя 13 установлена дополнительная промежуточная секция с обратным клапаном, обеспечивающая при одновременном включении последовательное соединение и совмещение движений рукояти и ковша, рукояти и стрелы. Кроме того, питание каждого распределителя от своей секции насоса обеспечивает совмещение движений рукояти, стрелы и ковша с поворотом платформы.

Представленная схема обеспечивает одновременное совмещение до трех движений рабочих органов экскаватора: рукояти, стрелы и поворота ковша или поворота платформы. Указанные совмещения движений обеспечивают минимальный цикл и максимальную производительность машины.

К золотниковым секциям гидрораспределителя 13, управляющего движением хода, стрелы и рукояти, прифланцованы блоки клапанов 5. Они не только обеспечивают плавность в начале и конце движений, но и позволяют перепускать рабочую жидкость из одной полости в другую при чрезмерных внешних нагрузках. Такие нагрузки могут, например, возникать в запертых гидроцилиндрах стрелы и рукояти при движении ковша.

Регулирование скоростей движений всех исполнительных органов осуществляется дросселированием потока в каналах гидрораспределителей при перемещении их золотников.

На сливной гидролинии гидросистемы установлен маслоохладитель 16 и двухпозиционный гидрораспределитель 15, позволяющий при низкой температуре рабочей жидкости направлять рабочую жидкость в бак 1, минуя маслоохладитель. Температуру рабочей жидкости контролируют датчиком температуры 19. На сливной же гидролинии установлен фильтр 17 с переливным клапаном. О степени засорения фильтра и необходимости его замены или очистки можно судить по показаниям манометра.

Рабочая жидкость в гидросистему заправляется от вспомогательного насоса 14 через фильтр тонкой очистки 18. Давление на напорных гидролиниях насоса 2 контролируют манометрами 3.

Общие виды некоторых машин с гидроприводом приведены на рис. 6.4 – 6.7.



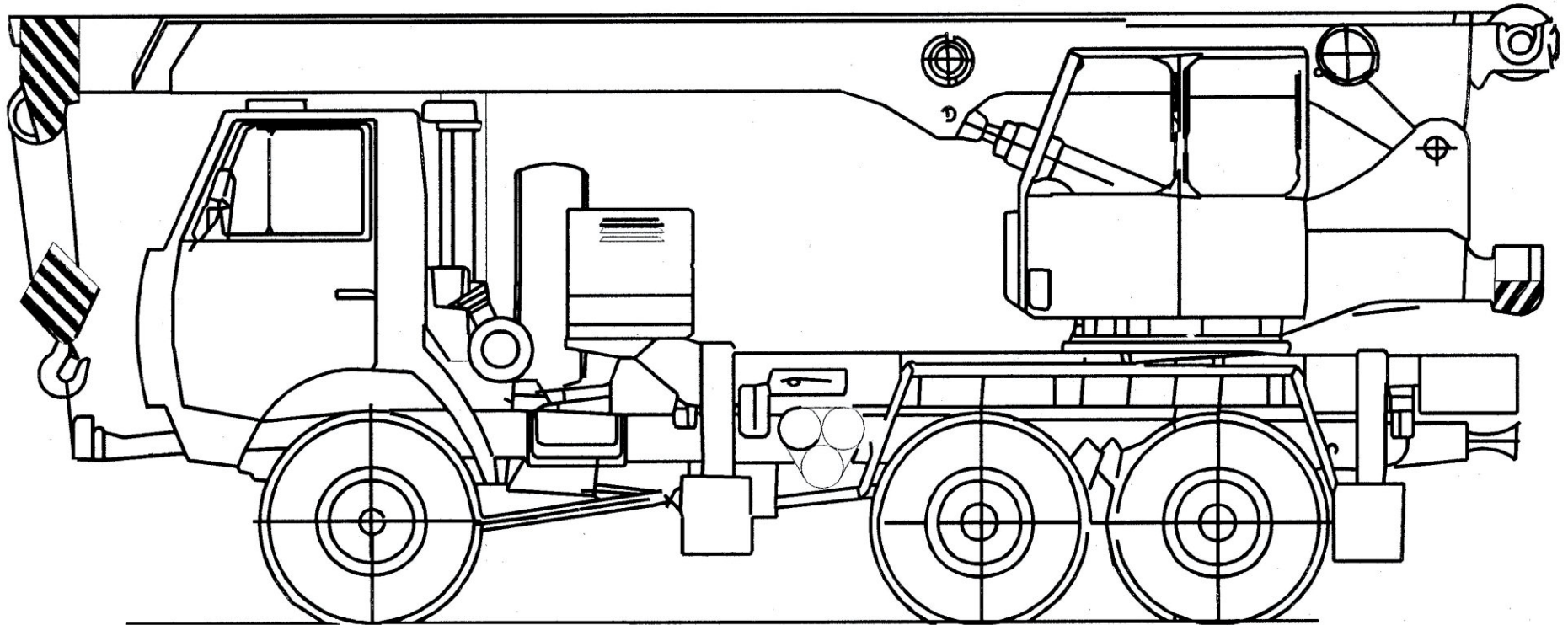


Рис. 6.4. Общий вид автомобильного крана КС-5571

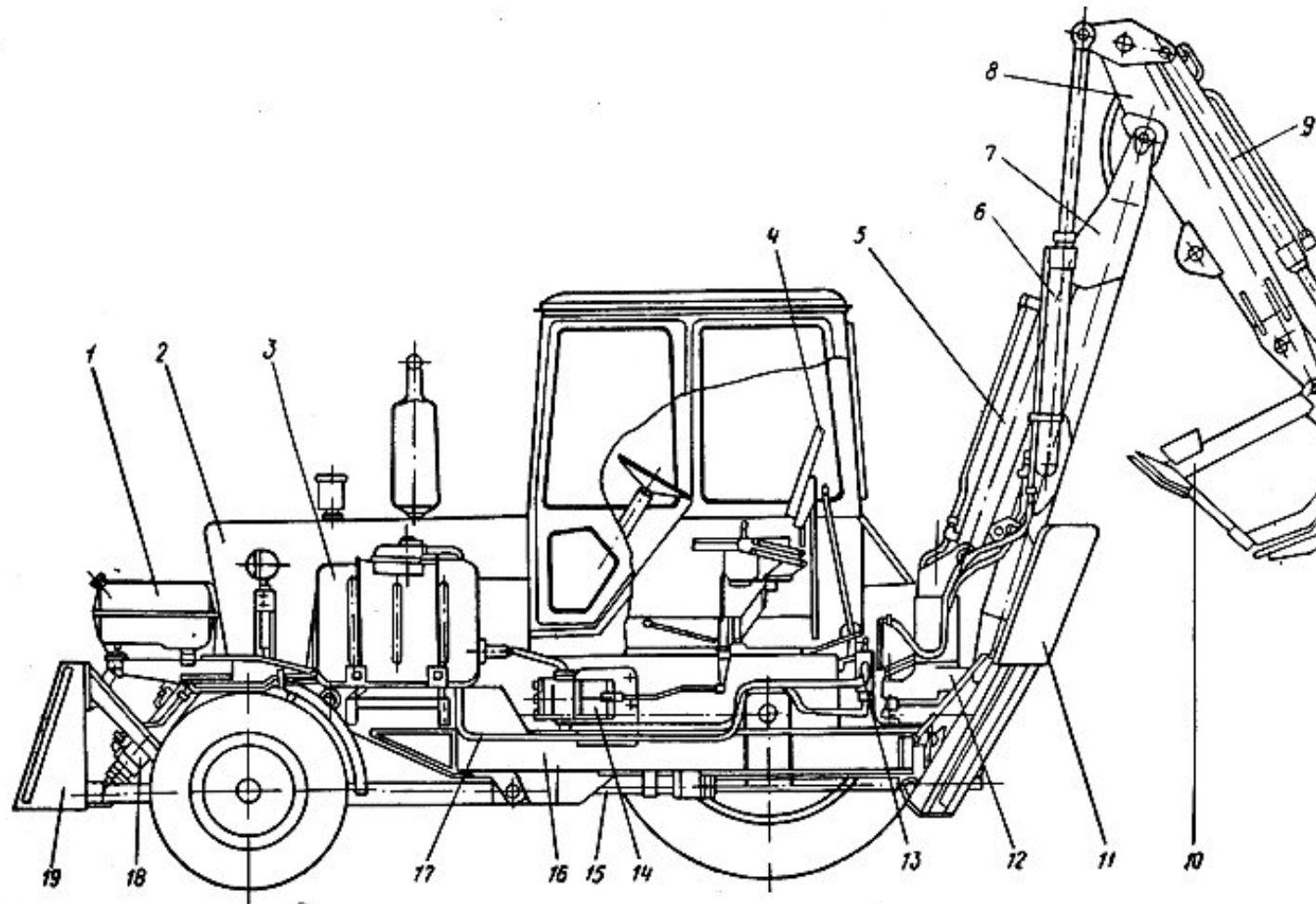


Рис. 6.5. Общий вид экскаватора ЭО-2621В:

1 – топливный бак; 2 – трактор; 3 – бак для рабочей жидкости; 4 – сиденье машиниста; 5 – гидроцилиндр стрелы; 6 – гидроцилиндр рукояти; 7 – стрела; 8 – рукоять; 9 – гидроцилиндр ковша; 10 – ковш; 11 – опорный башмак; 12 – поворотная колонка; 13 – гидрораспределитель; 14 – гидронасос; 15 – гидроцилиндр поворота колонки; 16 – обвязочная рама; 17 – трубопровод; 18 – гидроцилиндр бульдозерного отвала; 19 – бульдозерный отвал

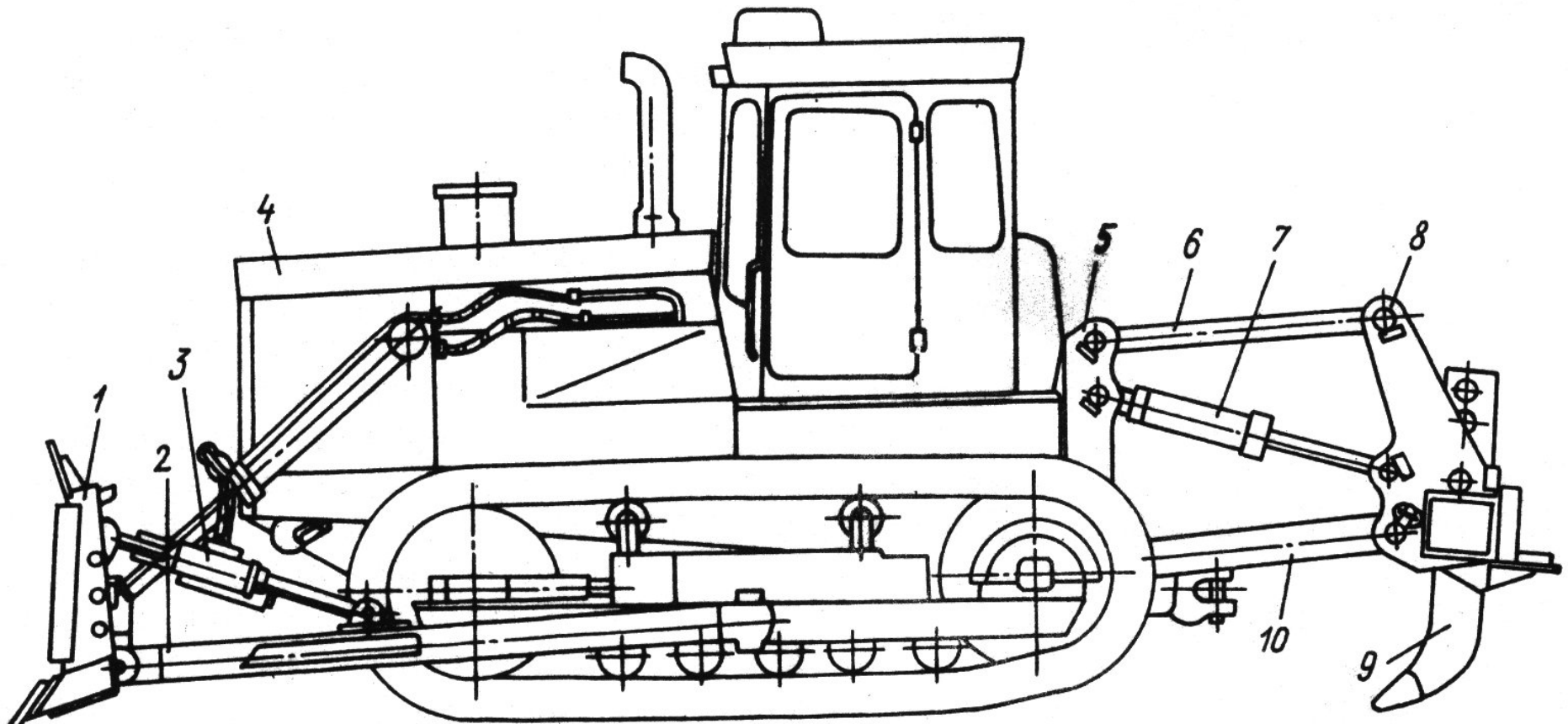


Рис. 6.6. Общий вид бульдозера с рыхлителем:

1 – отвал; 2 – толкающее устройство; 3 – гидроцилиндр перегиба отвала; 4 – трактор; 5 – опорная рама; 6, 10 – верхняя и нижняя тяги; 7 – гидроцилиндр рыхлителя; 8 – рабочая балка; 9 – зуб рыхлителя

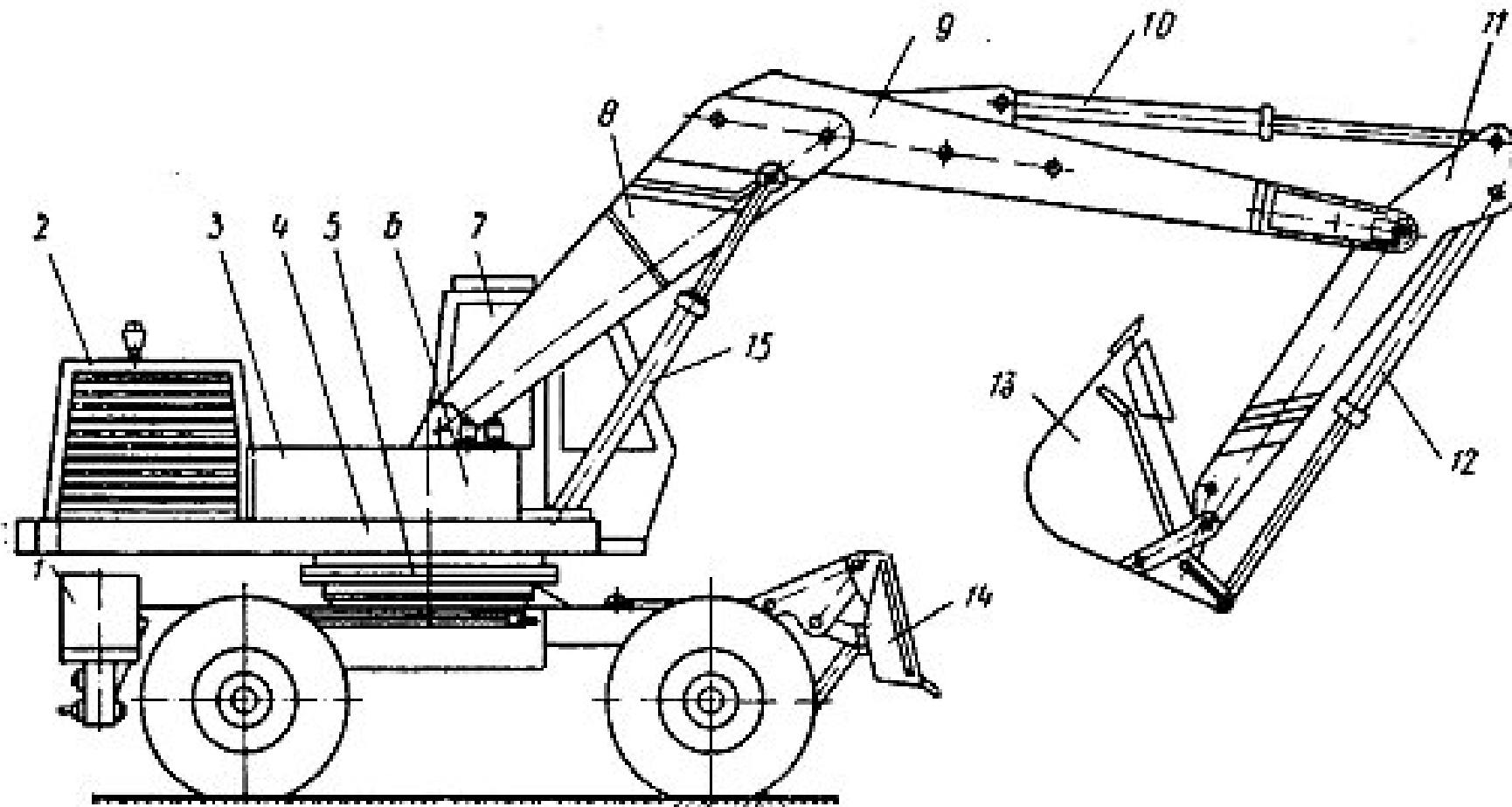


Рис. 6.7. Общий вид экскаватора ЭО-4321:

- 1 – выносная опора; 2 – силовая установка; 3 – гидробак; 4 – поворотная платформа; 5 – опорно-поворотное устройство;  
 6 – топливный бак; 7 – кабина с пультом управления; 8 – базовая часть стрелы; 9 – головная часть стрелы;  
 10, 12, 15 – гидроцилиндры; 11 – рукоять; 13 – ковш обратной лопаты; 14 – бульдозерный отвал

*Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Каково назначение объемного гидропривода?
2. Из каких элементов состоит объемный гидропривод?
3. Что такое принципиальная гидравлическая схема?
4. Как изображается на гидравлических схемах насос?
5. Как изображается на гидравлических схемах гидроцилиндр?
6. Как изображается на гидравлических схемах предохранительный клапан?
7. Как изображается на гидравлических схемах обратный клапан?
8. Как изображается на гидравлических схемах дроссель?
9. Как изображается на гидравлических схемах гидромотор?
10. Как изображается на гидравлических схемах распределитель?
11. Как изображается на гидравлических схемах фильтр?
12. Как изображается на гидравлических схемах манометр?
13. Как изображается на гидравлических схемах датчик температуры?

## **7. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА**

**П**роектирование объемного гидропривода машины в общем случае представляет собой сложный многостадийный процесс, который связан с обоснованием номинального давления гидросистемы, разработкой принципиальной гидравлической схемы. При этом необходим учет основных требований (по надежности, стоимости, стандартизации, унификации и т.д.), директивных рекомендаций, нормативных документов, патентных источников, результатов выполненных научных исследований по выбору параметров и расчету гидропривода и его элементов.

Статический расчет гидропривода является одним из этапов проектирования гидропривода и выполняется обычно в два этапа: предварительный расчет, основной расчет.

Целью предварительного расчета является определение параметров гидропривода, типоразмеров и номенклатуры применяемого гидрооборудования. Основным расчетом уточняются параметры гидропривода, определяется степень расхождения между полученными и заданными выходными параметрами гидропривода.

### **7.1. Исходные данные для расчета гидропривода**

**Д**ля расчета гидропривода необходимы следующие основные исходные данные:

- а) номинальное давление в гидросистеме;
- б) принципиальная гидравлическая схема;
- в) выходные параметры гидродвигателей исполнительного механизма [величины крутящих моментов и угловых скоростей (частот) вращения вала – для гидроприводов вращательного действия; величины усилий на штоках и скоростей перемещения штоков – для гидроприводов поступательного действия];
- г) техническая характеристика машины;
- д) режим работы, циклограмма работы гидропривода.
- е) граничные температуры окружающего воздуха.

Значения крутящих моментов на валу гидромоторов и усилий на штоках гидроцилиндров определяются в результате силового расчета рабочего оборудования, механизмов поворота, ходового оборудования и других исполнительных механизмов машин.

Значения скоростей перемещения штоков гидроцилиндров и угловых скоростей (частот) вращения вала гидромоторов принимаются исходя из кинематического расчета машин. При этом необходимо учитывать опыт проектирования и эксплуатации машин аналогичного назначения.

Следует учитывать, что завышение скорости перемещения рабочего оборудования (исполнительных механизмов машин) ведет к увеличению мощности и массы гидропривода, а занижение – к уменьшению производительности машины. Например, у современных машин с гидроприводом скорость перемещения штока гидроцилиндра находится в пределах 0,05...0,5 м/с.

Для выбора рабочей жидкости, элементов гидропривода необходимо знать граничные температуры окружающего воздуха, которые зависят от климатической зоны эксплуатации машины.

Так, для районов Сибири и Крайнего Севера температурный диапазон составляет от  $-50$  до  $+35$  °С, для районов средней полосы страны от  $-35$  до  $+40$  °С, для южных районов от  $-25$  до  $+50$  °С.

Режим работы гидропривода определяется специфическими условиями технологического процесса машины. Основными показателями режима работы гидропривода являются:

- коэффициент использования номинального давления  $k_d$  ( $k_d = p/p_{ном}$ , здесь  $p$  – рабочее давление в гидросистеме;  $p_{ном}$  – номинальное давление);
- коэффициент продолжительности работы гидропривода  $k_b$  ( $k_b = t_r / t_m$ , здесь  $t_r$  – время действия гидропривода;  $t_m$  – время работы машины).

На режим работы гидропривода оказывают влияние также запыленность и влажность воздуха, режим охлаждения рабочей жидкости и др.

Режим работы гидроприводов в зависимости от значений перечисленных показателей можно разделить на легкий, средний, тяжелый, весьма тяжелый (табл. 7.1) [22].

Показателем энергетических затрат гидропривода является коэффициент относительного потребления мощности  $k_N$ , равный отношению мощности гидропривода  $N_r$  к полной мощности двигателя машины  $N_d$ , т.е.  $k_N = N_r / N_d$ .

Таблица 7.1

**Режимы работы гидроприводов**

Режим работы гидропривода	Коэффициент использования номинального давления $k_d$	Коэффициент продолжительности работы гидропривода $k_b$	Область применения
Легкий	До 0,4	0,1...0,3	Системы управления
Средний	0,4...0,7	0,3...0,5	Скреперы, трубоукладчики, рыхлители
Тяжелый	0,7...0,9	0,5...0,8	Погрузчики, автокраны, бульдозеры, автогрейдеры
Весьма тяжелый	Свыше 0,9	0,8...0,9	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия, тягачи и др.

Так, например, для гидроприводов, предназначенных для изменения положения рабочего органа, значения коэффициента  $k_N$  составляют 0,1...0,5 и выше, для гидроприводов хода  $k_N \approx 1,0$ , для гидроприводов рулевых механизмов  $k_N = 0,05...0,1$ .

**7.2. Расчет гидропривода**

**П**ри расчете гидропривода принимается ряд допущений, основными из которых являются следующие:

- рабочая жидкость считается несжимаемой;
- температура жидкости, основные физические свойства жидкости (плотность, вязкость и др.) принимаются постоянными;
- режим работы гидропривода – установившийся;
- коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны;
- разрыва потока жидкости при работе гидропривода не происходит;
- подача насоса, питающего гидросистему, постоянна.



### 7.2.1. Определение мощности гидропривода и выбор насоса

**М**ощность гидропривода определяется по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей, обеспечивающих привод исполнительных механизмов.

Полезная мощность гидродвигателя возвратно-поступательного действия (гидроцилиндра) определяется по формуле

$$N_{\text{гдв}} = FV, \quad (7.1)$$

где  $N_{\text{гдв}}$  – мощность гидродвигателя, кВт;  $F$  – усилие на штоке, кН;  $V$  – скорость движения штока, м/с.

Полезная мощность гидродвигателя вращательного действия (гидромотора) определяется по формуле

$$N_{\text{гдв}} = M\omega_m = M2\pi n_m, \quad (7.2)$$

где  $N_{\text{гдв}}$  – мощность гидродвигателя, кВт;  $M$  – крутящий момент на валу гидромотора, кН·м;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения вала гидромотора,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n_m$  – частота вращения вала гидромотора,  $\text{с}^{-1}$  (об/с).

Полезная мощность гидропривода при работе в циклическом режиме определяется по заданной в исходных данных циклограмме как средняя за цикл по формулам:

- для гидроцилиндра

$$N_{\text{гдв.ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i V_i \Delta t_i}{T_{\text{ц}}}; \quad (7.3)$$

- для гидромотора

$$N_{\text{гдв.ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \omega_i \Delta t_i}{T_{\text{ц}}}, \quad (7.4)$$

где  $N_{\text{гдв.ср}}$  – средняя мощность, кВт;  $i = 1, 2, \dots, n$  – номер операции в цикле;  $\Delta t_i$  – продолжительность  $i$ -й операции, с;  $T_{\text{ц}}$  – время цикла, с;  $F_i$ ,  $M_i$ ,  $V_i$ ,  $\omega_i$  – нагрузки и скорости гидродвигателей на протяжении  $i$ -й операции цикла.

Если же в гидросистеме несколько гидроцилиндров и гидромоторов, то полезную мощность находят по сумме мощностей одновременно работающих гидродвигателей.

На первом этапе расчета гидропривода потери давления и расхода рабочей жидкости учитываются коэффициентами запаса по усилию и скорости.

Коэффициент запаса по усилию учитывает гидравлические потери давления в местных сопротивлениях и по длине гидролиний, а также потери мощности на преодоление инерционных сил, сил механического трения в подвижных соединениях и т.д.

Коэффициент запаса по скорости учитывает утечки рабочей жидкости, уменьшение подачи насоса с увеличением давления в гидросистеме.

Полезная мощность насоса определяется исходя из мощности гидродвигателя, с учетом потерь энергии при ее передаче от насоса к гидродвигателю по формуле

$$N_{\text{нп}} = k_{\text{зу}} k_{\text{зс}} N_{\text{гдв}}, \quad (7.5)$$

где  $N_{\text{нп}}$  – полезная мощность насоса, кВт;  $k_{\text{зу}}$  – коэффициент запаса по усилию,  $k_{\text{зу}} = 1,1 \dots 1,2$ ;  $k_{\text{зс}}$  – коэффициент запаса по скорости,  $k_{\text{зс}} = 1,1 \dots 1,3$ ;  $N_{\text{гдв}}$  – мощность гидродвигателя, кВт.

Меньшие значения коэффициентов следует выбирать для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелом и весьма тяжелом режимах эксплуатации.

Зная необходимую полезную мощность насоса, определяемую по формуле (7.5), и учитывая, что полезная мощность насоса связана с номинальным давлением и подачей зависимостью  $N_{\text{нп}} = p_{\text{ном}} Q_{\text{н}}$  [см. формулу (2.7)], можно найти подачу или рабочий объем насоса:

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{p_{\text{ном}}}; \quad (7.6)$$

$$q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{p_{\text{ном}} n_{\text{н}}}, \quad (7.7)$$

где  $N_{\text{нп}}$  – полезная мощность насоса, кВт;  $Q_{\text{н}}$  – подача насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ,  $Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} n_{\text{н}}$ ;  $p_{\text{ном}}$  – номинальное давление, МПа;  $q_{\text{н}}$  – рабочий объем насоса,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $n_{\text{н}}$  – частота вращения вала насоса,  $\text{с}^{-1}$  ( $\text{об}/\text{с}$ ).

Для того чтобы найти рабочий объем насоса по формуле (7.7), необходимо задаться частотой вращения вала насоса, которая зависит от типа приводного двигателя (двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель и др.).

Для мобильных машин в качестве приводных двигателей насосов чаще всего используются дизели с номинальной частотой вращения 1 500, 1 600, 1 700 об/мин и т.д.

Номинальные частоты вращения, установленные ГОСТ 12446-80, следующие: 480, 600, 750, 960, 1 200, 1 500, 1 920, 2 400, 3 000 об/мин и другие.

Для насосов с приводом от электродвигателей принимаются значения частот вращения соответствующих электродвигателей.

Насос выбирают из технической литературы по двум параметрам, ближайшим к расчетным: номинальному давлению  $p_{\text{ном}}$  и рабочему объему насоса  $q_{\text{н}}$ . В пояснительной записке приводится техническая характеристика выбранного насоса.

При выборе насоса следует учитывать, что насосы, рассчитанные на высокое давление, могут быть использованы в гидроприводах, имеющих более низкое давление.

По технической характеристике выбранного насоса производится уточнение действительной подачи насоса по формуле

$$Q_{\text{нд}} = q_{\text{нд}} n_{\text{нд}} \eta_{\text{об}}, \quad (7.8)$$

где  $Q_{\text{нд}}$  – действительная подача насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $q_{\text{нд}}$  – действительный рабочий объем насоса,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $n_{\text{нд}}$  – действительная частота вращения вала насоса,  $n_{\text{нд}} = n_{\text{н}}$ ,  $\text{с}^{-1}$  ( $\text{об}/\text{с}$ );  $\eta_{\text{об}}$  – объемный КПД насоса.

Действительная частота вращения вала насоса  $n_{\text{нд}}$  в формуле (7.8) может отличаться от номинальной частоты вращения вала насоса из его технической характеристики и берется равной частоте  $n_{\text{н}}$ , принятой в формуле (7.7).

Если значения рабочего объема насоса в результате расчетов оказываются большими, то возможно применение двух и более насосов, уста-

навливаемых параллельно. При этом с целью унификации целесообразно использовать один тип насосов.

### **7.2.2. Определение внутреннего диаметра гидролиний, скоростей движения жидкости**

**Р**асчетные значения внутренних диаметров всасывающей, напорной и сливной гидролиний определяют из уравнения неразрывности потока жидкости с учетом размерностей:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{нд}}{\pi V_{ж}}}, \quad (7.9)$$

где  $d_p$  – расчетное значение внутреннего диаметра гидролинии, м;  $Q_{нд}$  – действительный расход жидкости (подача насоса),  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $V_{ж}$  – скорость движения жидкости в гидролинии, м/с.

Скорости движения рабочей жидкости выбирают в зависимости от назначения гидролинии таким образом, чтобы для уменьшения потерь давления на гидравлическое трение режим движения был ламинарным или близким к нему.

Рекомендуемые значения скорости движения рабочей жидкости для всасывающей, напорной и сливной гидролиний приведены в табл. 4.6.

По расчетному значению внутреннего диаметра гидролинии  $d_p$  производят выбор трубопровода по ГОСТ 8734-75, при этом действительное значение диаметра трубопровода  $d$  должно быть больше расчетного, т.е.  $d \geq d_p$ . Значение толщины стенки трубопровода принимают конструктивно равным 2...4 мм.

После выбора трубопроводов производят определение действительных скоростей движения жидкости во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях по формуле

$$V_{жд} = \frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{нд}}{\pi d^2}, \quad (7.10)$$

где  $V_{жд}$  – действительное значение скорости движения жидкости, м/с;  $d$  – действительное значение внутреннего диаметра гидролинии, м;  $Q_{нд}$  – действительный расход жидкости,  $\text{дм}^3/\text{с}$ .

### 7.2.3. Выбор гидроаппаратуры, кондиционеров рабочей жидкости

Гидроаппаратуру (распределители, клапаны, дроссели и др.) выбирают по условному проходу и номинальному давлению. Дополнительным параметром для гидроаппаратуры является номинальный расход рабочей жидкости.

Под условным проходом  $d_y$  по ГОСТ 16516-80 понимается округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Соотношения между условными проходами и действительными внутренними диаметрами по ГОСТ 16516-80 приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

#### Соотношения между условными проходами и действительными внутренними диаметрами

Условный проход $d_y$ , мм	Диапазон действительных внутренних диаметров $d$ , мм
5,0	4,5...5,7
6,0	5,7...7,2
8,0	7,2...9,0
10,0	9,0...11,0
12,0	11,0...14,0
16,0	14,0...18,0
20,0	18,0...22,5
25,0	22,5...28,5
32,0	28,5...36,0
40,0	36,0...45,0
50,0	45,0...57,0
63,0	57,0...72,0
80,0	72,0...90,0

Перед выбором кондиционеров рабочей жидкости устанавливаются требования к тонкости фильтрации, обуславливаемые в основном типом выбранного насоса. Определяется место установки кондиционера в гидросистеме.

Кондиционеры рабочей жидкости в зависимости от требований, предъявляемых к чистоте рабочей жидкости, выбираются по следующим параметрам: условному проходу, номинальной тонкости фильтрации, номинальной пропускной способности и номинальному давлению.

Выбор рабочей жидкости производится на основе анализа режимов работы и условий эксплуатации гидропривода, а также с учетом конструктивных особенностей используемого гидрооборудования, особенно насоса.

#### **7.2.4. Расчет потерь давления в гидролиниях**

**О**пределение потерь давления при движении жидкости в гидролиниях необходимо для более точного расчета гидродвигателя, а также для определения гидравлического КПД гидропривода.

Потери давления определяют отдельно для каждой гидролинии (всасывающей, напорной, сливной) при определенной температуре рабочей жидкости. В соответствии с известным из гидравлики принципом наложения потери давления в гидролинии определяют по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{\ell} + \Delta p_m, \quad (7.11)$$

где  $\Delta p$  – потери давления в гидролинии, МПа;  $\Delta p_{\ell}$  – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа;  $\Delta p_m$  – потери давления в местных сопротивлениях, МПа.

Потери давления по длине гидролинии (путевые) определяют по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$\Delta p_{\ell} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{V_{\text{жд}}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6}, \quad (7.12)$$

где  $\Delta p_{\ell}$  – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа;  $\lambda$  – коэффициент путевых потерь (коэффициент Дарси);  $\ell$  – длина гидролинии, м;  $d$  – внутренний диаметр гидролинии, м;  $V_{\text{жд}}$  – действительная скорость движения жидкости в гидролинии, м/с;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент путевых потерь зависит от режима движения жидкости, его определяют по формулам, рекомендуемым в гидравлике:

а) для ламинарного режима ( $Re < 2320$ )

$$\lambda = \frac{75}{Re}; \quad (7.13)$$

б) для турбулентного режима ( $Re > 2320$ )

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (7.14)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса,  $Re = V_{\text{жд}} d / \nu$ , здесь  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Потери давления в местных сопротивлениях определяют по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \xi \frac{V_{\text{жд}}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6}, \quad (7.15)$$

где  $\Delta p_m$  – потери давления, МПа;  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $V_{\text{жд}}$  – средняя скорость движения жидкости, м/с;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Значения коэффициентов для различных видов местного сопротивления (поворот гидролинии, внезапное расширение потока при входе в гидроцилиндр и т.д.) приводятся в технической литературе.

При подсчете суммарных потерь давления в местных сопротивлениях необходимо учитывать потери давления в гироаппарате, сведения о которых приводятся в технической характеристике выбранных гидроаппаратов. При предварительном расчете гидропривода определение потерь давления не производится.

### **7.2.5. Расчет и выбор гидроцилиндров**

**П**оршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком являются самыми распространенными гидродвигателями поступательного движения выходного звена.

Основными параметрами гидроцилиндров являются: усилие на штоке  $F$ , скорость штока  $V$ , диаметр поршня  $D$ , диаметр штока  $d$  и ход штока  $L$ . Усилие на штоке, скорость штока и ход штока заданы, а диаметры

поршня и штока рассчитываются. Расчетные схемы гидроцилиндров приведены на рис. 7.1.

Диаметр поршня гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью  $A$  (шток выталкивается, см. рис. 7.1,  $a$ ) определяют из уравнения равновесия сил, действующих на шток:

$$F_1 = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (7.16)$$

где  $F_1$  – усилие на штоке, Н;  $p_1$  – давление в поршневой полости, Па,  $p_1 = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}}$ , здесь  $p_{\text{ном}}$  – номинальное давление;  $\Delta p_{\text{н}}$  – потери давления в напорной гидролинии;  $D$  – диаметр поршня, м;  $p_2$  – давление в штоковой полости, Па,  $p_2 = \Delta p_{\text{с}}$ , здесь  $\Delta p_{\text{с}}$  – потери давления в сливной гидролинии;  $d$  – диаметр штока, м.

Потери давления в напорной и сливной гидролиниях определяются по формуле (7.11).

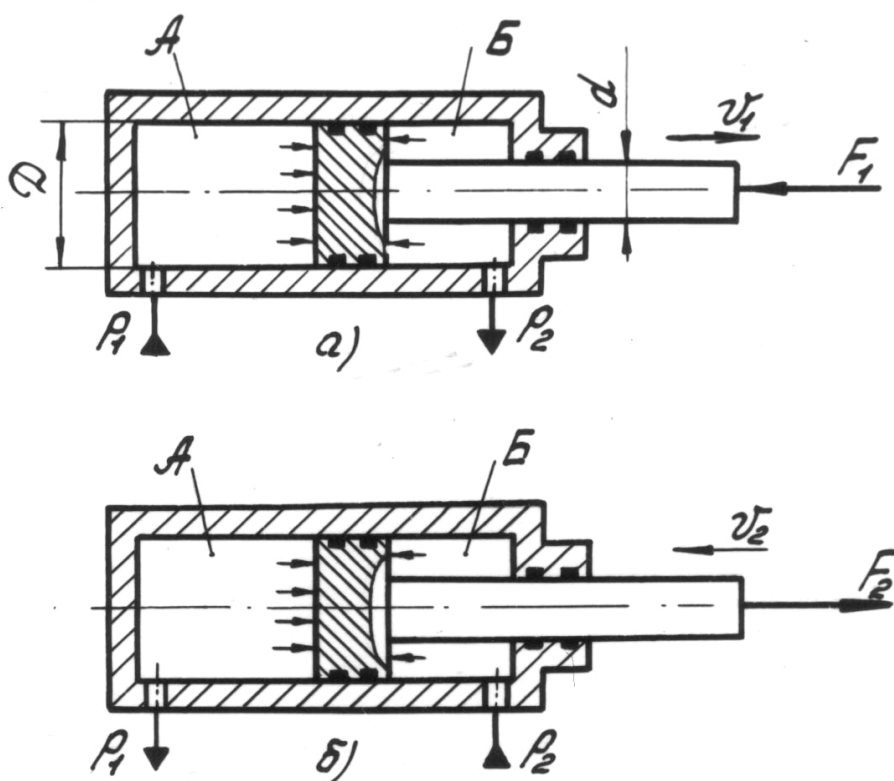


Рис. 7.1. Расчетные схемы гидроцилиндров:  
 $a$  – с поршневой рабочей полостью;  
 $b$  – со штоковой рабочей полостью



Задавшись значением коэффициента  $\varphi = d/D = 0,3...0,7$  и решив уравнение (7.16) относительно диаметра поршня, получим следующее выражение:

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[(p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}}) - (1 - \varphi^2)\Delta p_{\text{с}}]}}. \quad (7.17)$$

После нахождения диаметра поршня определяют диаметр штока:  $d = \varphi \cdot D$ .

Для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью  $B$  (шток втягивается, см. рис. 7.1, б) диаметр поршня определяют из формулы

$$F_2 = p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - p_1 \frac{\pi D^2}{4}, \quad (7.18)$$

где  $F_2$  – усилие на штоке, Н;  $p_2$  – давление в штоковой полости, Па,  $p_2 = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}}$ , здесь  $p_{\text{ном}}$  – номинальное давление;  $\Delta p_{\text{н}}$  – потери давления в напорной гидролинии;  $D$  – диаметр поршня, м;  $d$  – диаметр штока, м;  $p_1$  – давление в поршневой полости, Па,  $p_1 = \Delta p_{\text{с}}$ , здесь  $\Delta p_{\text{с}}$  – потери давления в сливной гидролинии.

Решив уравнение (7.18) относительно диаметра поршня при выбранном значении  $\varphi = d/D$ , получим

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi[(p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}})(1 - \varphi^2) - \Delta p_{\text{с}}]}}. \quad (7.19)$$

Кроме определения диаметра поршня из условия обеспечения заданного усилия  $F$  необходимо произвести еще расчет гидроцилиндра по обеспечению заданной скорости движения штока  $V$ .

В этом случае диаметр поршня вторично определяется из уравнения неразрывности потока жидкости ( $Q_{\text{нд}} = VS_{\text{эф}}$ , здесь  $S_{\text{эф}}$  – эффективная площадь поршня):

а) для гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{\text{нд}}}{\pi V}}; \quad (7.20)$$

б) для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{\text{нд}}}{\pi(1-\varphi^2)V}}, \quad (7.21)$$

где  $D$  – диаметр поршня, м;  $Q_{\text{нд}}$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $V$  – скорость движения штока, м/с;  $\varphi$  – коэффициент,  $\varphi = d/D$ .

По известным значениям диаметров поршня, полученным по уравнениям (7.17) и (7.20) или (7.19) и (7.21), находим его среднее значение  $D_{\text{ср}} = (D_1 + D_2)/2$  и среднее значение диаметра штока гидроцилиндра.

Основные параметры гидроцилиндров, в том числе диаметры поршня и штока, регламентируются ГОСТ 6540-68 «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров» и другими нормативно-техническими документами, по которым и выбираются ближайшие к средним расчетным значениям диаметры поршня  $D$  и штока  $d$ .

Можно также воспользоваться сведениями по гидроцилиндрам, приведенным в технической литературе. Общие технические требования к гидроцилиндрам определяются ГОСТ 16514-87.

По выбранным стандартным значениям диаметров поршня  $D$  и штока  $d$  определяют действительное усилие  $F_d$ , развиваемое гидроцилиндром, по формуле (7.16) или (7.18).

Действительную скорость движения штока определяют из уравнения неразрывности потока жидкости:

$$V_d = \frac{Q_{\text{нд}}}{S_{\text{эф}}}, \quad (7.22)$$

где  $V_d$  – действительная скорость штока, м/с;  $Q_{\text{нд}}$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $S_{\text{эф}}$  – эффективная площадь поршня, м<sup>2</sup>,  $S_{\text{эф}} = \pi D^2 / 4$  для поршневой рабочей полости,  $S_{\text{эф}} = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2)$  для штоковой рабочей полости, здесь  $D$  и  $d$  – стандартные значения диаметров поршня и штока соответственно.

Затем производят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам:

$$\delta_v = \frac{\Delta V}{V} 100 \% = \frac{V - V_d}{V} 100 \%; \quad (7.23)$$

$$\delta_F = \frac{\Delta F}{F} 100\% = \frac{F - F_d}{F} 100\% . \quad (7.24)$$

Допускаемая величина отклонения действительных значений выходных параметров гидроцилиндра от заданных не должна превышать  $\pm 10\%$ .

Ход штока определяется по кинематической схеме машины, но он должен соответствовать значению, рекомендованному для выбранных значений диаметров поршня и штока.

### 7.2.6. Расчет и выбор гидромоторов

Основными параметрами гидромотора являются рабочий объем  $q_M$ , номинальное давление  $p_{ном}$ , крутящий момент на валу гидромотора  $M$ , частота вращения вала  $n_M$ , расход рабочей жидкости  $Q_M$ .

Мощность, потребляемую гидромотором, определяют по его основным параметрам:

$$N_M = \Delta p_M Q_M = \Delta p_M q_M n_M , \quad (7.25)$$

где  $N_M$  – мощность гидромотора, кВт;  $\Delta p_M$  – перепад давления на гидромоторе, МПа,  $\Delta p_M = (p_{ном} - \Delta p_H) - \Delta p_C$ , здесь  $p_{ном}$  – номинальное давление,  $\Delta p_H$ ,  $\Delta p_C$  – потери давления в напорной и сливной гидролиниях;  $Q_M$  – расход жидкости через гидромотор,  $дм^3/с$ ;  $q_M$  – рабочий объем гидромотора,  $дм^3$  ( $дм^3/об$ );  $n_M$  – частота вращения вала гидромотора,  $с^{-1}$  ( $об/с$ ).

Рабочий объем гидромотора находят из равенства полезной мощности гидромотора, определяемой по формуле (7.2), и потребляемой мощности (7.25) по формуле

$$q_M = \frac{2\pi M}{(p_{ном} - \Delta p_H) - \Delta p_C} , \quad (7.26)$$

где  $q_M$  – рабочий объем,  $дм^3$  ( $дм^3/об$ );  $M$  – крутящий момент на валу гидромотора, кН·м;  $p_{ном}$  – номинальное давление, МПа;  $\Delta p_H$  – потери

давления в напорной гидролинии, МПа;  $\Delta p_c$  – потери давления в сливной гидролинии, МПа.

Но значение рабочего объема гидромотора должно еще удовлетворять следующему соотношению:

$$Q_{нд} = Q_m = q_m n_m. \quad (7.27)$$

Из формулы (7.27) вторично определяют рабочий объем гидромотора:

$$q_m = \frac{Q_{нд}}{n_m}, \quad (7.28)$$

где  $q_m$  – рабочий объем,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $Q_{нд}$  – расход жидкости,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $n_m$  – частота вращения вала гидромотора,  $\text{с}^{-1}$  ( $\text{об}/\text{с}$ ).

По среднему значению рабочего объема и остальным параметрам производят выбор гидромотора.

После выбора гидромотора определяют действительные значения частоты вращения вала и крутящего момента, развиваемого гидромотором.

Действительные значения крутящего момента и частоты вращения вала гидромотора вычисляют по формулам

$$M_d = \frac{q_{мд} (p_{ном} - \Delta p_n - \Delta p_c)}{2\pi} \cdot \eta_{гм}; \quad (7.29)$$

$$n_{мд} = \frac{Q_{нд}}{q_{мд}} \eta_{об}, \quad (7.30)$$

где  $q_{мд}$  – действительный рабочий объем гидромотора,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $\eta_{гм}$ ,  $\eta_{об}$  – гидромеханический и объемный КПД гидромотора из его технической характеристики.

Далее приводят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам:

$$\delta_m = \frac{\Delta M}{M} \cdot 100 \% = \frac{M - M_d}{M} \cdot 100 \% ; \quad (7.31)$$

$$\delta_{n_m} = \frac{\Delta n_m}{n_m} \cdot 100 \% = \frac{n_m - n_{мд}}{n_m} \cdot 100 \% . \quad (7.32)$$

Допускаемая величина отклонения должна не превышать  $\pm 10 \%$ .

### 7.2.7. Определение КПД гидропривода

**К**оэффициент полезного действия гидропривода позволяет установить эффективность спроектированной машины.

Полный КПД гидропривода определяется произведением гидравлического, механического и объемного (или гидромеханического и объемного) КПД:

$$\eta = \eta_g \eta_m \eta_{об} = \eta_{гм} \eta_{об} . \quad (7.33)$$

Гидравлический КПД гидропривода, учитывающий потери давления в гидролиниях, определяется по формуле

$$\eta_g = \frac{p_{ном} - (\Delta\Delta_n + \Delta p_c + \Delta p_v)}{p_{ном}} , \quad (7.34)$$

где  $p_{ном}$  – номинальное давление гидропривода, МПа;  $\Delta p_n$ ,  $\Delta p_c$ ,  $\Delta p_v$  – потери давления в напорной, сливной и всасывающей гидролиниях, МПа.

Механический  $\eta_m$  (гидромеханический  $\eta_{гм}$ ) КПД гидропривода определяется произведением механических (гидромеханических) КПД всех последовательно соединенных элементов гидропривода:

$$\eta_m = \eta_{мн} \eta_{мр} \dots \eta_{мгдв} ; \quad (7.35)$$

$$\eta_{гм} = \eta_{гмн} \eta_{гмр} \dots \eta_{гмгдв} ,$$

где  $\eta_{мн}$ ,  $\eta_{мр}$ , ...,  $\eta_{мгдв}$  – механические КПД насоса, распределителя, ..., гидродвигателя;  $\eta_{гмн}$ ,  $\eta_{гмр}$ , ...,  $\eta_{гмгдв}$  – гидромеханические КПД насоса, распределителя, ..., гидродвигателя.

Значения механических (гидромеханических) КПД гидрооборудования выбираются из технических характеристик.

Объемный КПД гидропривода  $\eta_{об}$  находится по выражению

$$\eta_{об} = \eta_{обн} \eta_{обр} \dots \eta_{обгдв}, \quad (7.36)$$

где  $\eta_{обн}, \eta_{обр}, \dots, \eta_{обгдв}$  – объемный КПД насоса, распределителя, ..., гидродвигателя.

Объемные КПД элементов гидропривода берутся из их технических характеристик.

### 7.3. Тепловой расчет гидропривода

**Т**епловой расчет проводится с целью определения температуры рабочей жидкости, объема гидробака и выяснения необходимости применения специальных теплообменных устройств.

Основной причиной нагрева рабочей жидкости является наличие гидравлических сопротивлений и дросселирование ее при прохождении различных элементов гидропривода.

Минимальная температура рабочей жидкости соответствует температуре воздуха той климатической зоны, в которой эксплуатируется машина с гидроприводом. Максимальная температура зависит от режима эксплуатации гидропривода, особенностей гидропривода, температуры окружающего воздуха и определяется в результате теплового расчета.

Тепловой расчет гидропривода ведется на основе уравнения теплового баланса

$$Q_{выд} = Q_{отв}, \quad (7.37)$$

где  $Q_{выд}$  – количество теплоты, выделяемой гидросистемой в единицу времени (тепловой поток), Вт;  $Q_{отв}$  – количество тепла, отводимого в единицу времени, Вт.

Количество выделяемого тепла в единицу времени соответствует величине потерянной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле

$$Q_{выд} = N_n (1 - \eta_{гм}) k_v k_d = \frac{P_{ном} Q_{нд}}{\eta_n} (1 - \eta_{гм}) k_v k_d, \quad (7.38)$$

где  $Q_{выд}$  – количество тепла, выделяемого в единицу времени, Вт;  $N_n$  – мощность привода насоса (потребляемая), Вт;  $\eta_{гм}$  – гидромеханический КПД гидропривода,  $\eta_{гм} = \eta_{гмн} \eta_{гмгдв} \eta_g$ , здесь  $\eta_{гм}, \eta_{гмгдв}$  – гидромеха-

нические КПД насоса и гидродвигателя соответственно,  $\eta_r$  – гидравлический КПД гидропривода [см. формулу (7.34)];  $k_b$  – коэффициент продолжительности работы гидропривода (см. табл. 7.1);  $k_d$  – коэффициент использования номинального давления (см. табл. 7.1);  $p_{ном}$  – номинальное давление, Па;  $Q_{нд}$  – действительная подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $\eta_n$  – полный КПД насоса из его технической характеристики.

Значения гидромеханического КПД гидроцилиндров принимают при предварительных расчетах равными 0,92...0,98.

Количество тепла, отводимого в единицу времени от поверхностей гидроагрегатов, металлических трубопроводов, гидробаков, рассчитывается по формуле

$$Q_{отв} = k_{тп} S(t_{ж} - t_0), \quad (7.39)$$

где  $Q_{отв}$  – количество отводимого в единицу времени тепла, Вт;  $k_{тп}$  – коэффициент теплопередачи поверхностей гидроагрегатов в окружающую среду, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $S$  – суммарная площадь теплоотводящей поверхности, м<sup>2</sup>;  $t_{ж}$  – установившаяся температура рабочей жидкости, °С,  $t_{ж} \leq 70...80^\circ\text{C}$ ;  $t_0$  – температура окружающего воздуха, °С.

Коэффициент теплопередачи поверхностей гидроагрегатов определяется по формуле

$$k_{тп} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.40)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от рабочей жидкости к стенке гидроагрегата, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $\delta$  – толщина стенки гидроагрегата, м;  $\lambda_t$  – коэффициент теплопроводности материала стенки гидроагрегата, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·град).

Из формулы (7.40) видно, что коэффициент теплопередачи зависит от многих факторов. Для практических расчетов рекомендуется принимать значения  $k_{тп} = 10...15$  Вт/(м<sup>2</sup>·град), причем минимальные значения коэффициента  $k_{тп}$  берутся при затрудненной циркуляции воздуха, максимальные – при свободной циркуляции. При расчете теплообменников значения  $k_{тп}$  принимаются равными 110...175 Вт/(м<sup>2</sup>·град).

В качестве теплоотводящей поверхности главным образом учитывается поверхность гидробака, в меньшей степени – поверхности гидролиний из металлических трубопроводов, гидрораспределителей и других элементов гидропривода.

Из формулы (7.39) с учетом формул (7.37) и (7.38) определяется требуемая поверхность гидробака, задавшись при этом температурой рабочей жидкости:

$$S_{\delta} = \frac{Q_{\text{отв}}}{k_{\text{тп}}(t_{\text{ж}} - t_0)}, \quad (7.41)$$

где  $S_{\delta}$  – площадь теплоотводящей поверхности бака,  $\text{м}^2$ ;  $Q_{\text{отв}}$  – количество отводимого тепла в единицу времени, Вт.

Расчетная площадь поверхности бака связана с его объемом формулой (4.2), из которой можно найти объем бака:

$$V = \sqrt{\left(\frac{S_{\delta}}{0,065}\right)^3}, \quad (7.42)$$

где  $V$  – объем бака,  $\text{дм}^3$ ;  $S_{\delta}$  – площадь поверхности бака,  $\text{м}^2$ .

Формула (7.39) позволяет определить установившуюся температуру рабочей жидкости, которая достигается гидроприводом и не зависит от времени:

$$t_{\text{ж}} = t_0 + \frac{Q_{\text{отв}}}{k_{\text{тп}} S}. \quad (7.43)$$

Для определения установившейся температуры рабочей жидкости по формуле (7.43) необходимо знать площадь теплоотводящей поверхности  $S$ .

Для металлических трубопроводов расчетная теплоотводящая поверхность определяется по формуле

$$S_{\text{т}} = \pi(d + 2\delta_{\text{т}})\ell_{\text{т}}, \quad (7.44)$$

где  $S_{\text{т}}$  – площадь,  $\text{м}^2$ ;  $d$  – внутренний диаметр трубы, м;  $\delta_{\text{т}}$  – толщина стенки трубы, м;  $\ell_{\text{т}}$  – длина трубопровода, м.

Расчетная теплоотводящая поверхность гидробака определяется следующим образом: вся смачиваемая поверхность гидробака  $S_1$  принимается в расчет с коэффициентом, равным 1, остальная поверхность гидробака  $S_2$ , не соприкасающаяся с рабочей жидкостью, – с коэффициентом 0,5, т.е.



$$S_6 = S_1 + 0,5S_2. \quad (7.45)$$

При этом принимается, что уровень жидкости составляет 0,8 высоты гидробака.

Если в результате расчета окажется, что максимальная установившаяся температура рабочей жидкости превышает  $+ 70 \text{ }^\circ\text{C}$ , то необходимо увеличивать объем гидробака, площадь теплоотводящей поверхности или предусматривать в гидросистеме теплообменный аппарат.

#### 7.4. Расчет объемного гидропривода на ЭВМ

**П**ри расчете объемного гидропривода на ЭВМ рассматриваются две основные схемы объемного гидропривода: с поступательным и вращательным движением выходного звена.

Для расчета гидропривода задаются следующие основные исходные данные:

- ✓ усилие на штоке гидроцилиндра  $F$  (или крутящий момент на валу гидромотора  $M$ );
- ✓ скорость движения штока  $V$  (или частота вращения вала гидромотора  $n_m$ );
- ✓ номинальное давление гидропривода  $p_{ном}$ ;
- ✓ длины гидролиний (всасывающей, напорной, исполнительной и сливной);
- ✓ вид и количество местных сопротивлений в гидролиниях;
- ✓ температура окружающей среды.

Расчет гидропривода производят в следующей последовательности:

- определяют полезную мощность гидродвигателя;
- определяют полезную мощность насоса;
- выбирают насос по технической литературе, вычисляют действительную подачу насоса;
- определяют внутренние диаметры гидролиний (всасывающей, напорной, сливной);
- выбирают трубопроводы, уточняют скорости движения жидкости в них;
- выбирают гидроаппаратуру, кондиционеры рабочей жидкости;
- выбирают рабочую жидкость;

– производят гидравлический расчет трубопроводов (определяют режимы движения жидкости; определяют потери давления по длине трубопроводов, в местных сопротивлениях, суммарные потери давления);

– производят расчет гидродвигателей (гидроцилиндров или гидромоторов);

– выполняют тепловой расчет гидропривода.

Расчет объемного гидропривода ведется с помощью программы «*raschet-gp.exe*», разработанной на кафедре «ПТТМ и гидропривод» ФГБОУ ВПО «СибАДИ».

Расчет объемного гидропривода по программе «*raschet-gp.exe*» ведется в диалоговом режиме с ЭВМ, при котором пользователь и ЭВМ обмениваются данными.

Результаты расчета заносятся в файл, который имеет имя, например, *rezultat*.

На дисплее появляются указания типа: «ВВЕДИТЕ НОМИНАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ  $P$ , МПа». Пользователь вводит значение давления в указанных единицах измерения – МПа (например, набирает значение 25 и нажимает клавишу «**Enter**»).

Тип гидродвигателя указывается цифрой 1 (для гидроцилиндра) или 2 (для гидромотора).

Вид работы гидроцилиндра указывается цифрой 3 (если гидроцилиндр работает на втягивание) или 4 (если гидроцилиндр работает на выталкивание).

Выбор насоса производят по расчетным данным, которые появляются на экране дисплея в виде таблицы, где указываются частота вращения вала насоса и его рабочий объем.

По расчетному значению рабочего объема  $q_n$  (и номинальному давлению  $p_{ном}$ ) выбирается насос из справочников с действительным рабочим объемом  $q_{нд}$ , ближайшим к расчетному. Частота вращения вала насоса  $n_n$  берется из таблицы для расчетного значения рабочего объема  $q_n$ .

При работе в диалоговом режиме с ЭВМ необходимо обращать внимание на размерности величин, которые необходимо вводить в ЭВМ.

Пример расчета гидропривода поступательного движения на ЭВМ приведен на рис. 7.2.

\*\*\*\*\*

**НОМИНАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ P= 25.00 МПА**

**ГИДРОЦИЛИНДР**

**УСИЛИЕ НА ШТОКЕ F = 150.00 КН, СКОРОСТЬ ШТОКА V = .200 М/С**  
**ПОЛЕЗНАЯ МОЩНОСТЬ ГИДРОЦИЛИНДРА НГЦ = 30.000 КВТ**  
**КОЭФФИЦИЕНТ КЗУ = 1.20 , КЗС = 1.30**

МОЩНОСТЬ НАСОСА NH = 46.800 КВТ

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА N, ! РАБОЧИЙ ОБЪЕМ НАСОСА G,  
 ОБ/С (ОБ/МИН) ! ДМ. КУБ (СМ. КУБ)

11.667	( 700 )	.1605	( 160.5 )
13.333	( 800 )	.1404	( 140.4 )
15.000	( 900 )	.1248	( 124.8 )
16.667	( 1000 )	.1123	( 112.3 )
18.333	( 1100 )	.1021	( 102.1 )
20.000	( 1200 )	.0936	( 93.6 )
21.667	( 1300 )	.0864	( 86.4 )
23.333	( 1400 )	.0802	( 80.2 )
25.000	( 1500 )	.0749	( 74.9 )
26.667	( 1600 )	.0702	( 70.2 )
28.333	( 1700 )	.0661	( 66.1 )
30.000	( 1800 )	.0624	( 62.4 )

**РАБОЧИЙ ОБЪЕМ НАСОСА GN = .1070 ДМ.КУБ**  
**ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ННД = 20.000 ОБ/С**  
**ОБЪЕМНЫЙ КПД НАСОСА НОБ = .95**

ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ПОДАЧА НАСОСА QНД = 2.033 ДМ.КУБ/С

<b>ЗНАЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ЖИДКОСТИ:</b>	<b>ДИАМЕТРЫ ГИДРОЛИНИЙ:</b>
ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ ЛИНИИ VBC= 1.20 М/С	ВСАСЫВАЮЩЕЙ DBC= 46.4 ММ
В НАПОРНОЙ ЛИНИИ VНП= 6.20 М/С	НАПОРНОЙ DНП= 20.4 ММ
В СЛИВНОЙ ЛИНИИ VСЛ= 2.00 М/С	СЛИВНОЙ DСЛ= 36.0 ММ

<b>ДИАМЕТРЫ ГИДРОЛИНИЙ</b>	<b>ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ</b>
<b>ПО ГОСТУ 8734-75:</b>	<b>СКОРОСТЕЙ ЖИДКОСТИ:</b>
ВСАСЫВАЮЩЕЙ D1 = 46.0 ММ	ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ ЛИНИИ V1 = 1.22 М/С
НАПОРНОЙ D2 = 20.0 ММ	В НАПОРНОЙ ЛИНИИ V2 = 6.47 М/С
СЛИВНОЙ D3 = 36.0 ММ	В СЛИВНОЙ ЛИНИИ V3 = 2.00 М/С



Рис. 7.2. Пример расчета объемного гидропривода на ЭВМ (начало)

**ПЛОТНОСТЬ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ**  $RG = 885.0$  КГ/М.КУБ  
**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ КОЭФ-Т ВЯЗКОСТИ**  $\text{НЮ} = 30.0$  ССТ  
 ЧИСЛО РЕЙНОЛЬДСА  $RE1 = 1875.7$   $RE2 = 4314.1$   $RE3 = 2396.7$   
**КОЭФ-Т ДАРСИ**  $L1 = .040$   $L2 = .039$   $L3 = .045$

**ДЛИНЫ ГИДРОЛИНИЙ :**

**ВСАСЫВАЮЩЕЙ**  $LBC = .90$  М  
**НАПОРНОЙ**  $LHP = 5.60$  М  
**СЛИВНОЙ**  $LCL = 6.50$  М

**ПОТЕРИ ПО ДЛИНЕ ГИДРОЛИНИЙ:**  
 ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ  $PLBC = 518.0$  ПА  
 В НАПОРНОЙ  $PLHP = 202561.5$  ПА  
 В СЛИВНОЙ  $PLCL = 14412.4$  ПА

**КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ :**

**НАПОРНОЙ ГИДРОЛИНИИ** - **9.80**  
**СЛИВНОЙ ГИДРОЛИНИИ** - **9.80**

**ПОТЕРИ В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ :**  
 В НАПОРНОЙ ГИДРОЛИНИИ  $PMHP = 181598.5$  ПА  
 В СЛИВНОЙ ГИДРОЛИНИИ  $PMCL = 17299.0$  ПА  
**СУММАРНЫЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В НАПОРНОЙ ЛИНИИ**  $RHP = 384160.1$  ПА  
**СУММАРНЫЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В СЛИВНОЙ ЛИНИИ**  $RCL = 31711.5$  ПА

#### ШТОК РАБОТАЕТ НА ВЫТАЛКИВАНИЕ

FI=ДШТ/ДП	ММ				
	ДП1	ДШТ1	ДП2	ДШТ2	ДПСР
.20	88.14	17.63	113.76	22.75	100.95
.30	88.13	26.44	113.76	34.13	100.95
.40	88.13	35.25	113.76	45.51	100.95
.50	88.13	44.06	113.76	56.88	100.95
.60	88.12	52.87	113.76	68.26	100.94
.70	88.11	61.68	113.76	79.64	100.94
.80	88.10	70.48	113.76	91.01	100.93

**ПРИМЕЧАНИЕ :**

ДП1 - ЗНАЧЕНИЕ ДИАМЕТРА ПОРШНЯ, ОПРЕДЕЛЕННОЕ ИЗ УСЛОВИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАННОГО УСИЛИЯ F;

ДП2 - ЗНАЧЕНИЕ ДИАМЕТРА ПОРШНЯ, ОПРЕДЕЛЕННОЕ ИЗ УСЛОВИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАННОЙ СКОРОСТИ ШТОКА V;

ДПСР - СРЕДНЕЕ ЗНАЧЕНИЕ ДИАМЕТРА ПОРШНЯ, ПО КОТОРОМУ ВЫБИРАЕТСЯ БЛИЖАЙШЕЕ ЗНАЧЕНИЕ ИЗ СТАНДАРТОВ;

ДШТ1, ДШТ2 - ЗНАЧЕНИЯ ДИАМЕТРОВ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА.

\*\*\*\*\*



Рис. 7.2. Пример расчета объемного гидропривода на ЭВМ (окончание)

## 8. СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД

### 8.1. Назначение

**Г**идравлические следящие гидроприводы нашли применение в различных отраслях техники, особенно в рулевых системах управления современных мобильных машин.

Они являются эффективным средством автоматизации производства в машиностроении, в станкостроении, успешно используются для копирования обрабатываемых деталей и перемещений, в агрегатных станках и автоматических линиях применяются для выполнения точных делительных и установочных операций, составляют основу большинства систем числового программного управления.

В авиации, ракетной технике следящие гидроприводы получили большое распространение в системах ручного и автоматического управления в форме бустеров, гидроусилителей, автопилотов, систем наведения и др.

Следящий гидропривод предназначен для обеспечения движения выходного звена (исполнительного механизма) по определенному закону в зависимости от задающего воздействия управляющего элемента системы (входа).

Выходное звено – это обычно шток гидроцилиндра или вал гидромотора, связанный с рабочим органом машины, а входное звено – управляющий элемент, на который подается входной сигнал. Управляющий элемент может быть в виде дросселирующего гидрораспределителя золотникового типа либо в виде гидрораспределителя типа «сопло–заслонка» и др.

В большинстве случаев использования следящего гидропривода к функциям сложения добавляются также функции усиления управляющего сигнала по мощности, поэтому следящий привод часто называют гидроусилителем. Степень усиления выходной мощности (коэффициент усиления по мощности) практически не ограничена.

Гидроусилитель следящего типа представляет собой совокупность гидроаппаратов и объемных гидродвигателей, в которой движение управляющего элемента (входа) преобразуется в движение управляемого элемента (выхода) большей мощности, согласованное с движением управляющего элемента по скорости, направлению и перемещению.

Важной характеристикой гидроусилителя является коэффициент усиления по мощности  $k_N$  :

$$k_N = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}}, \quad (8.1)$$

где  $N_{\text{ВЫХ}}$ ,  $N_{\text{ВХ}}$  – мощность на ведомом звене исполнительного элемента гидроусилителя и мощность, затрачиваемая на его управление.

В усилительном звене следящего гидропривода благодаря постороннему источнику энергии входной сигнал претерпевает многократное усиление, а между входом и выходом обеспечивается с определенной точностью следящее движение, при котором выход следует за перемещением входа.

Для обеспечения слежения выхода за входом в гидроусилителях обычно применяют отрицательную обратную связь, передающую выходной сигнал на вход (к управляющему элементу). Обратной связью выхода со входом называют элемент системы, соединяющий какое-либо ее звено с одним из предыдущих звеньев и замыкающий тем самым всю систему или часть ее. В результате выход (гидродвигатель) посредством обратной связи сообщает входу (золотнику) движение, обратное тому, которое он получил от задающего устройства (ручки управления и т.п.).

Связь называется отрицательной потому, что воздействие, поступающее от нее на вход гидроусилителя, противоположно по знаку основному входному воздействию от задающего устройства.

Существуют различные виды обратных связей, из которых наиболее широко применяется жесткая обратная связь выхода со входом по положению.

Благодаря обратной связи, следящий гидропривод обеспечивает с определенной точностью соответствие входа и выхода.

Следящие гидроприводы должны обладать определенной точностью, чувствительностью, быстротой действия и устойчивостью.

Точность характеризуется ошибкой (погрешностью), с которой гидродвигатель (выход) воспроизводит перемещение управляющего элемента.

Чувствительность определяется способностью гидродвигателя реагировать на перемещение управляющего элемента. Быстрота действия характеризуется временем, в течение которого выходное звено реагирует на перемещение входного звена.

Под устойчивостью системы понимают ее способность возвращаться в первоначальное состояние после прекращения действия источника возмущения. Если после прекращения действия возмущающих сил система не возвращается к прежнему состоянию, она называется неустойчивой.

## 8.2. Принцип действия

**П**ринципиальная схема простейшего однокаскадного следящего гидропривода с жесткой кинематической обратной связью показана на рис. 8.1.

Следящий гидропривод состоит из задающего устройства (ручки управления) 1, рычага 2, дросселирующего гидрораспределителя 3 с нулевым перекрытием, гидроцилиндра 4 с поршнем 5 и штоком 6.

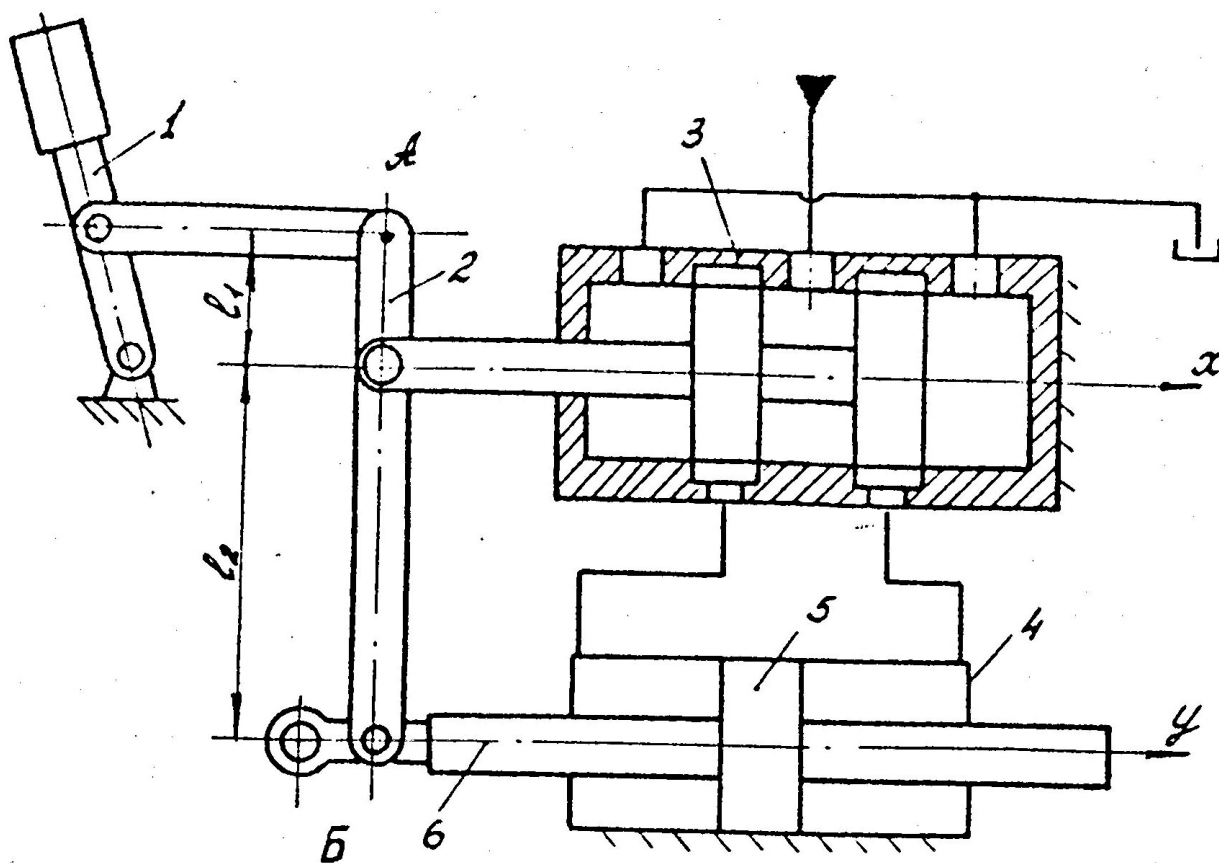


Рис. 8.1. Принципиальная схема следящего привода

К гидрораспределителю, соединенному гидролиниями с полостями гидроцилиндра, подключены гидролинии нагнетания и слива. Рычаг 2 связывает шток гидроцилиндра с золотником гидрораспределителя. Шток 6 гидроцилиндра связан также с исполнительным механизмом.

При повороте ручки управления 1 вправо повернется относительно точки *Б* рычаг 2, который сместит вправо золотник гидрораспределителя 3, и рабочая жидкость начнет от насоса поступать в правую полость гидроцилиндра 4, а из левой полости гидроцилиндра будет вытесняться в сливную гидролинию.

Поршень 5 гидроцилиндра под действием сил давления жидкости сместится влево и повернет рычаг 2 относительно точки *А*, при этом золотник гидрораспределителя 3 также сместится влево, перекроет гидролинии и поршень 5 со штоком остановаются. Здесь поршень 5 гидродвигателя «следит» за движением золотника, а обратная связь между ними осуществляется рычагом 2.

При повороте ручки управления и смещении золотника в противоположную сторону движение всех элементов будет происходить в обратном направлении.

Информацию о положении исполнительного органа выдает золотнику в рассматриваемой схеме рычаг 2 обратной связи, который и устанавливает золотник в процессе слежения в нейтральное положение. В результате такой отрицательной обратной связи исполнительный механизм (выход) воспроизводит в заданном масштабе движение органа управления (входа).

Ранее было приведено упрощенное объяснение работы простейшего гидравлического следящего привода, при котором не учитывалась инерция подвижных элементов привода, а также упругость передающих движение звеньев, например рабочей жидкости, которые существенно влияют на движение привода в процессе восстановления равновесия.

Связь между задающим воздействием (перемещением)  $x(t)$  золотника и перемещением  $y(t)$  штока гидроцилиндра определяется уравнением обратной связи

$$\varepsilon(t) = x(t) - k_{oc}y(t), \quad (8.2)$$

где  $\varepsilon(t)$  – рассогласование;  $k_{oc}$  – коэффициент обратной связи,  $k_{oc} = \ell_1/(\ell_1 + \ell_2)$ , здесь  $\ell_1$  и  $\ell_2$  – длины плеч рычага.



Рассмотренный пример показывает, что в общем случае гидравлический следящий привод с усилителем (в котором производится усиление мощности входного сигнала за счет энергии внешнего источника питания) имеет звенья, связанные в структурную схему, показанную на рис. 8.2.

Одним из основных требований, предъявляемых к гидравлическому следящему приводу, является обеспечение точности и чувствительности, под которыми понимают комплекс качеств, характеризующих способность привода воспроизводить с минимальной ошибкой (по времени и пути) перемещения выхода в соответствии с заданным перемещением входа, причем ошибка по времени характеризует быстродействие, а по пути – точность системы.

На рис. 8.3 приведены графики, характеризующие рассматриваемые качества следящего гидропривода. График зависимости  $x = x(t)$  показывает, что перемещение входа (золотника распределителя) на пути  $x_1$  от нейтрального положения (соответствует времени  $t_1$  от начала движения входа) не сопровождается движением выхода (штока гидроцилиндра). Этот путь характеризует зону нечувствительности системы.

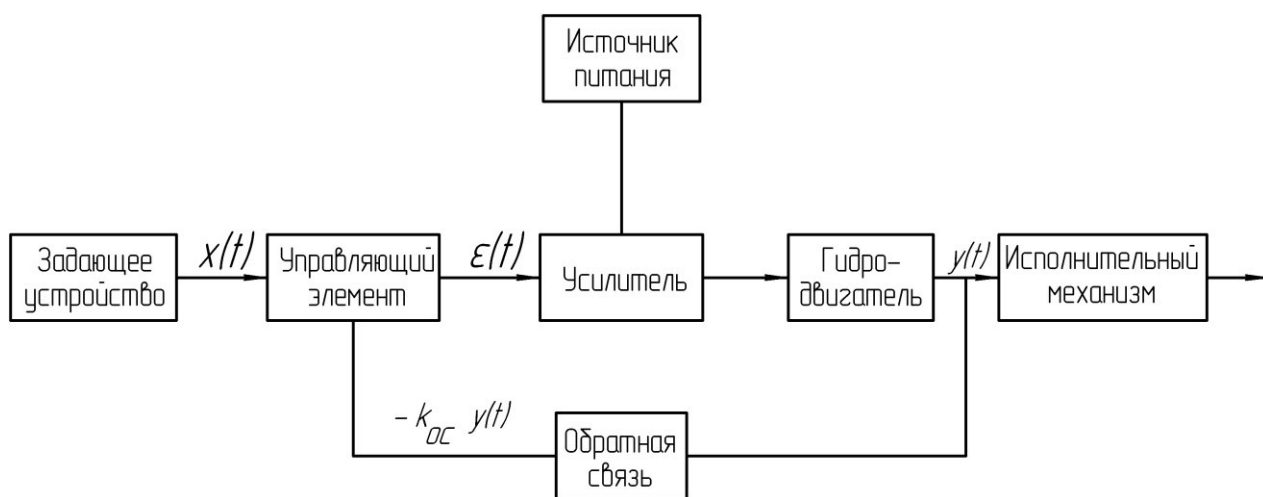


Рис. 8.2. Структурная схема следящего гидропривода

При дальнейшем перемещении входа приходит в движение выход, однако скорость его устанавливается лишь после прохождения входом некоторого пути  $x_2$  (соответствует времени  $t_2$ ). В равной мере движение выхода в конце рабочего хода прекратится лишь по истечении некоторого времени после остановки входа, характеризуемого отрезком  $t_3$ .

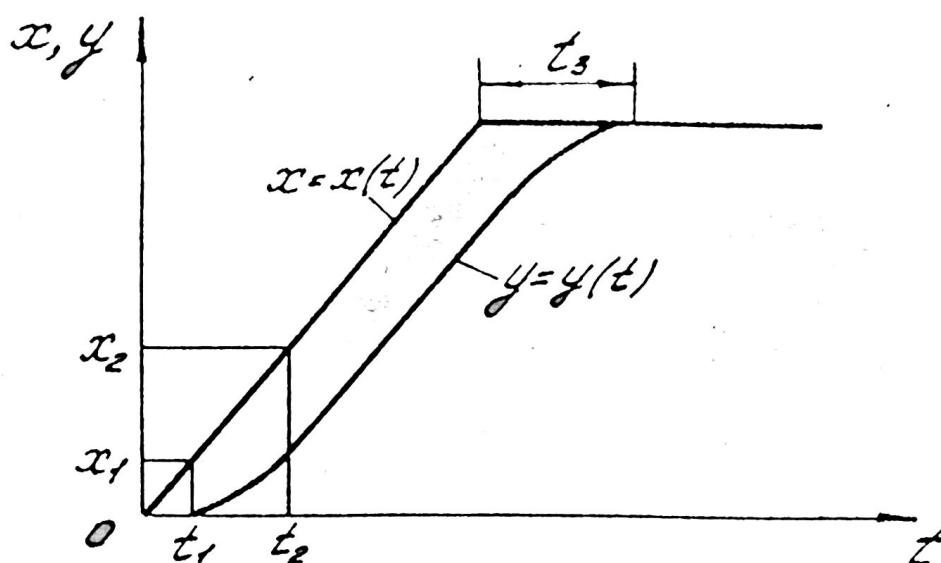


Рис. 8.3. Зависимости перемещения входа и выхода следящего гидропривода от времени

Рассмотренное рассогласование в перемещениях входа и выхода (путевая ошибка) определяет ошибку (погрешность) слежения. Погрешность слежения обусловлена рядом факторов и в первую очередь коэффициентом обратной связи, характеризующим передаточное число кинематической цепи обратной связи. Кроме этого, на погрешность слежения влияют герметичность системы, люфты в ее механических узлах, нагрузки и скорости выхода и ряд прочих факторов.

### *Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Каково назначение следящего гидропривода?
2. Из каких элементов состоит следящий гидропривод?
3. Что такое гидроусилитель?
4. Что такое коэффициент усиления по мощности гидроусилителя?
5. Что такое обратная связь выхода со входом в гидроусилителе?
6. Каков принцип действия следящего гидропривода?
7. Какова структурная схема следящего гидропривода?

## 9. ГИДРОУДАРНЫЕ УСТРОЙСТВА

### 9.1. Области применения гидроударных устройств

**Н**аибольшее распространение среди существующих способов разработки грунтов получил механический. В зависимости от характера силового взаимодействия рабочего органа с разрабатываемым грунтом различают следующие его виды: разработка при малой скорости силового воздействия, ударное, вибрационное, высокоскоростное или их сочетание.

Активизация рабочих органов путем приложения различного рода импульсных нагрузок обеспечивает создание высоких динамических усилий, достаточных для эффективной разработки среды (мерзлого грунта, разрушения негабаритов, асфальтобетонных покрытий), уплотнения грунта [13, 14, 17, 18, 19, 20, 30].

В настоящее время благодаря простой и надежной конструкции большую известность получили гидромолоты, пневмомолоты, электромолоты различных типов, используемые для работы с грунтами (уплотнение, разрушение), асфальтобетонными, железобетонными покрытиями и выполнения других видов работ. Основными параметрами гидромолотов, выполняющих указанные работы, являются: величина необходимой для разработки грунта энергии удара, частота ударов, ударная мощность.

В современных условиях для интенсификации производственных процессов в различных отраслях промышленности широко используются гидравлические ударные устройства, под которыми понимается механизм, в котором энергия жидкости генерируется в импульсы силы определенной частоты и интенсивности, воздействующие на некоторую обрабатываемую среду. Наибольшее применение они находят в качестве активных рабочих органов дорожно-строительных, горных и других машин [2, 8, 30].

Машины с активными рабочими органами (рис. 9.1–9.3) находят все большее применение в различных областях строительства и производства.

Для разрушения небольших объемов прочных грунтов и асфальтобетонных дорожных покрытий, в том числе в стесненных местах и при реконструкции различных объектов, рекомендуется применять навесные гидравлические и гидропневматические молоты к экскаваторам II–V размерных групп.

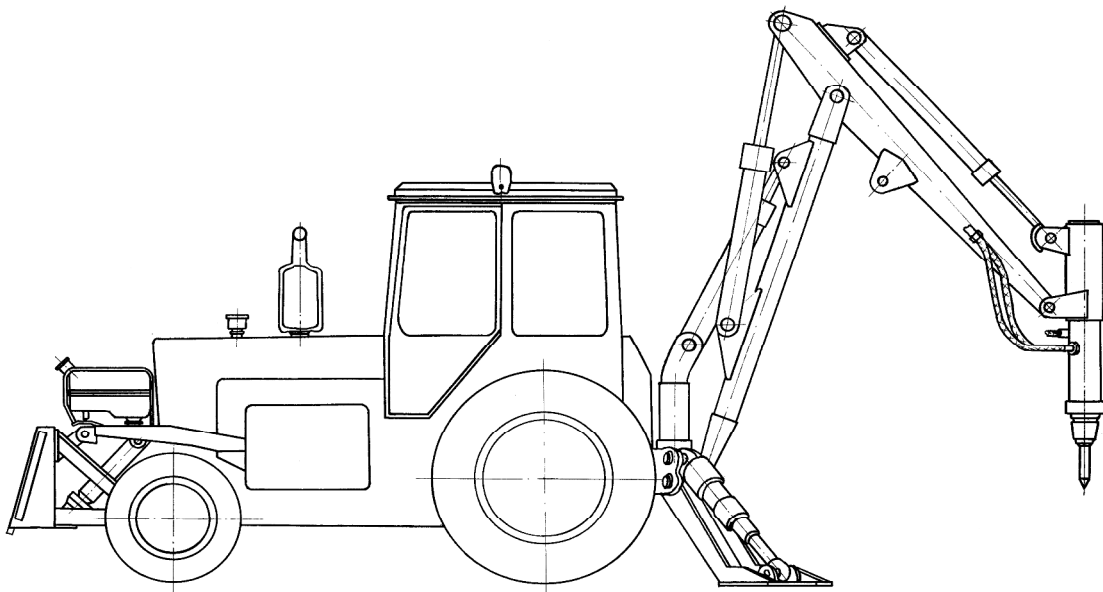


Рис. 9.1. Экскаватор ЭО-2621 с гидромолотом ГПМ-120

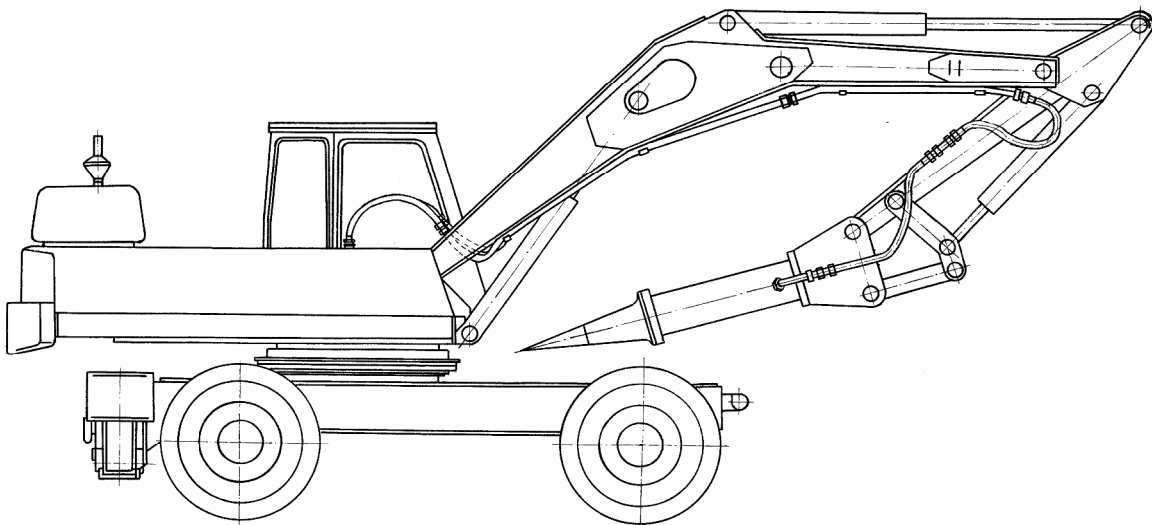


Рис. 9.2. Экскаватор ЭО-3322 с гидромолотом СП-71

Монтаж и демонтаж гидромолота на экскаваторе практических трудностей не представляют и не требуют специальных приспособлений.

Гидромолот в общем виде состоит из корпуса, ударника (бойка), движущегося по направляющим корпуса, пневматического или гидравлического аккумулятора и сменного рабочего инструмента. Жидкость у существующих гидромолотов распределяется системой кана-

лов в бойке и проточек в корпусе или золотниковым распределительным устройством.



Рис. 9.3. Рыхлитель активного действия на базе трактора

Все типоразмеры гидромолотов, навешиваемых на экскаваторы II–V размерных групп, снабжаются съемным инструментом в виде трамбующих плит для уплотнения грунтов.

Ковши активного действия экскаваторов предназначены для разработки массивов повышенной прочности до VI категории включительно.

Ковш активного действия включает несколько гидроударных устройств, состоящих из энергетического блока, блока управления рабочим циклом, инструмента, делителя потока и источника питания базовой машины – экскаватора.

Гидромолот ручной (рис. 9.4) предназначен для ведения строительно-дорожных и аварийно-спасательных работ и представляет собой гидроударный механизм, приводимый в действие гидравлической жидкостью, подаваемой от автономной насосной станции мощностью 5,5 кВт.



Рис. 9.4. Ручной гидромолот

Гидромолот комплектуется рукавами высокого давления длиной от 5 до 10 м (по заказу) и набором переходных штуцеров, позволяющих подключать его ко всем видам техники, имеющей гидравлический привод.

## **9.2. Классификация, структура гидроударных устройств**

**Г**идроударник включает следующие основные элементы: энергетический блок, орган (блок) управления рабочим циклом и инструмент.

Энергетический блок гидроударника преобразует непрерывно подводимую энергию от насоса базовой машины в дискретную энергию с большим значением ударной мощности. Энергетический блок включает корпусные детали, подвижные детали (боек) и рабочие камеры (полос-ти). Орган управления предназначен для управления рабочим циклом

гидроударника, осуществляя преобразование непрерывно подводимой энергии в периодические импульсы.

Гидравлические ударные устройства условно можно разделить на три группы:

- гидромеханические – привод ударной части (бойка) осуществляется от гидродвигателя (гидроцилиндра или гидромотора) через промежуточную механическую передачу;
- гидравлические (гидромолоты двойного действия) – движение ударной части происходит за счет рабочей жидкости, подаваемой насосом базовой машины;
- гидропневматические – взвод ударной части осуществляется рабочей жидкостью, а рабочий ход происходит за счет энергии сжатого газа пневмоаккумулятора.

На рис. 9.5 – 9.8 представлены обобщенные гидрокинематические схемы гидроударных устройств: на рис. 9.5 и 9.7 показаны схемы гидропневматических ударных устройств, а на рис. 9.6 и 9.8 – схемы гидравлических ударных устройств двойного действия.

Органы управления рабочим циклом, осуществляющие распределение потоков жидкости в гидроударнике, представлены в виде гидрораспределителя, позиции которого соответствуют: В – взводу бойка, Т – торможению, Р – рабочему ходу бойка.

Опыт создания отечественных гидромеханических ударных устройств весьма ограничен. Один из основных их недостатков – наличие сложной механической трансмиссии. Попытки повысить энергию удара влекут за собой резкое увеличение массы и габаритных размеров ударных устройств, что усложняет эксплуатацию оснащенных ими машин и ограничивает возможности их использования.

Недостатком гидравлических ударных устройств (вторая группа) является сложность конструкции, вызванная наличием большого количества гидроаппаратов (золотников, обратных клапанов и др.) в конструкции самого ударного устройства, что уменьшает их надежность в эксплуатации.

Достоинством гидромолотов двойного действия является наличие одного энергоносителя. К этим гидромолотам относятся гидромолоты СП-70, СП-62, СО1-136 и другие разработки НПО «ВНИИстройдор-маш».

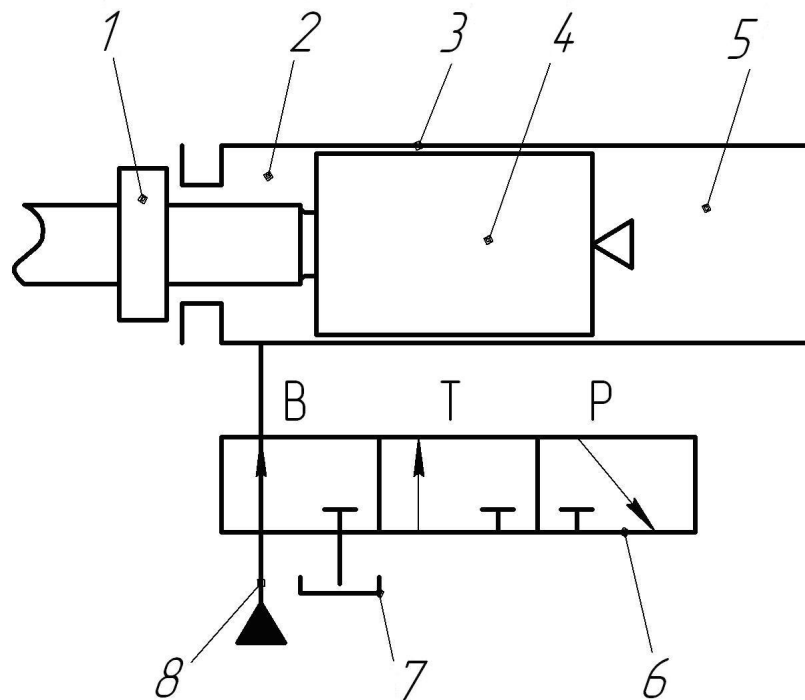


Рис. 9.5. Схема гидропневматического ударного устройства: 1 – инструмент; 2 – камера высокого давления; 3 – корпус; 4 – боек; 5 – пневмоаккумуляторная камера; 6 – орган управления рабочим циклом; 7 – гидробак; 8 – напорная гидролиния; B – взвод бойка; T – торможение; P – разгон (рабочий ход)

Преимущества гидропневматических ударных устройств заключаются в компактности, низкой металлоемкости на единицу энергии удара, простоте регулирования энергии удара изменением давления зарядки газа в пневмоаккумуляторе. Гидропневматические ударные устройства получили наибольшее распространение.

К классу гидропневматических относятся гидромолоты ГПМ-120, ГПМ-120А, ГПМ-200, ГПМ-300, ГПМ-600, ГПМ-900, СП-71 и другие ФГУП «СибНИИСтройдормаш» (КФ ВНИИСДМ), а также гидромолоты НМ-120, НМ-230, НМ-330, НМ-440 ОАО «Тверьтехоснастка» и другие.

Гидропневматическое ударное устройство, как и гидроударники других типов, характеризуется цикличностью функционирования – холостым ходом подвижной части (взводом бойка ударника), заканчиваю-



щимся фазой торможения и рабочим ходом бойка (нанесением удара по обрабатываемой среде).

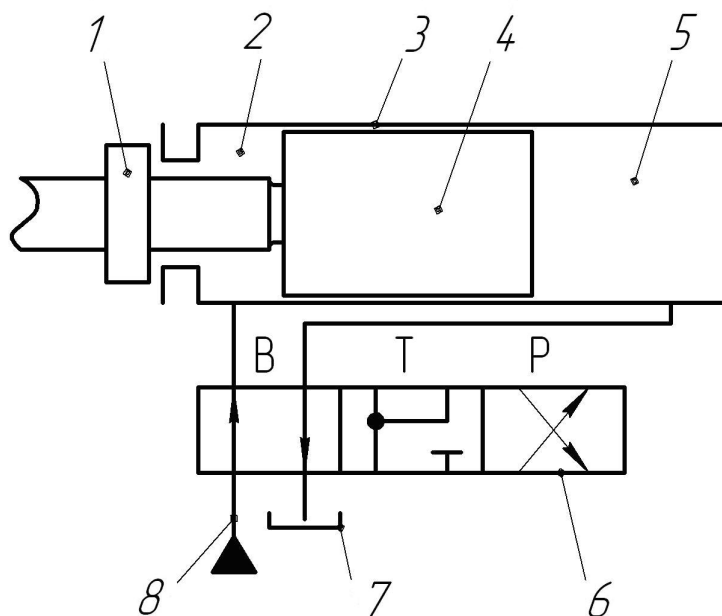


Рис. 9.6. Схема гидравлического ударного устройства двойного действия:

- 1 – инструмент; 2 – камера высокого давления;
- 3 – корпус; 4 – боек; 5 – рабочая камера;
- 6 – орган управления рабочим циклом;
- 7 – гидробак; 8 – напорная гидролиния;
- B – взвод бойка; T – торможение;
- P – разгон (рабочий ход)

Гидропневмоударное устройство имеет, как правило, три полости: газовую (пневмоаккумуляторную), взводящую и сливную. После окончания холостого хода взводящая полость соединяется со сливной и под действием энергии сжатого газа пневмоаккумулятора подвижные части (бойк) гидропневмоударника совершают рабочий ход – нанесение удара.

Полость взвода соединяется со сливной полостью при помощи распределительных устройств (блоков управления рабочим циклом): золотника, трубчатого клапана, втулки управления и др.

Полости взвода и пневмоаккумуляторная являются основными, обеспечивающими рабочий процесс гидроударника.

По способу освобождения взводящей полости от рабочей жидкости гидропневматические ударные устройства разделяют на два основных типа: с вытеснением рабочей жидкости в период рабочего хода непосредственно в сливную линию, с вытеснением рабочей жидкости в период рабочего хода в освобождающуюся сливную полость.

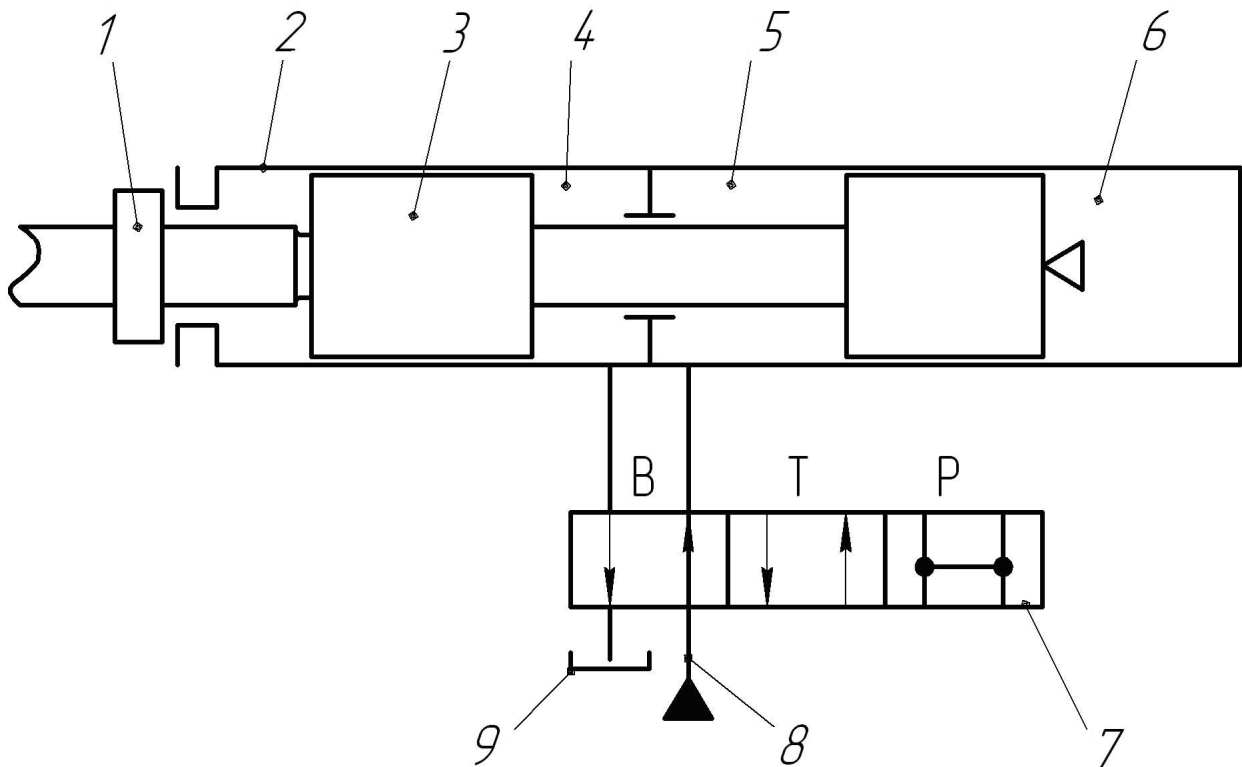


Рис. 9.7. Схема гидропневматического ударного устройства:  
 1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера низкого давления;  
 5 – камера высокого давления; 6 – пневмоаккумуляторная камера;  
 7 – орган управления рабочим циклом; 8 – напорная гидролиния;  
 9 – гидробак; В – взвод бойка; Т – торможение; Р – разгон (рабочий ход)

Первый тип гидроударных устройств конструктивно проще, так как включает только две основные полости. Гидроударные механизмы подобного типа применяют при незначительной энергии удара. При повышении энергии удара возрастают скорость жидкости в сливной гидролинии, потери давления, что приводит к снижению КПД ударного устройства.

Гидроударные устройства второго типа позволяют значительно снизить скорость жидкости в сливной гидролинии, тем самым улучшая энергетические параметры гидропневмоударников.

В настоящее время известно большое число конструкций гидроударных устройств, в частности гидромолотов. Только в патентной литературе их насчитывается несколько сотен, и на этой базе могут быть разработаны разнообразные конструктивные решения [2, 14, 17, 18, 19, 20, 30].

Анализ рабочих процессов в гидравлических ударных устройствах, многочисленных даже на уровне схем, требует больших затрат труда и времени. Поэтому отыскание общих признаков, отражающих особенности структурообразования и функционирования механизмов, по которым они могут быть объединены в группы, значительно упрощает их разработку.

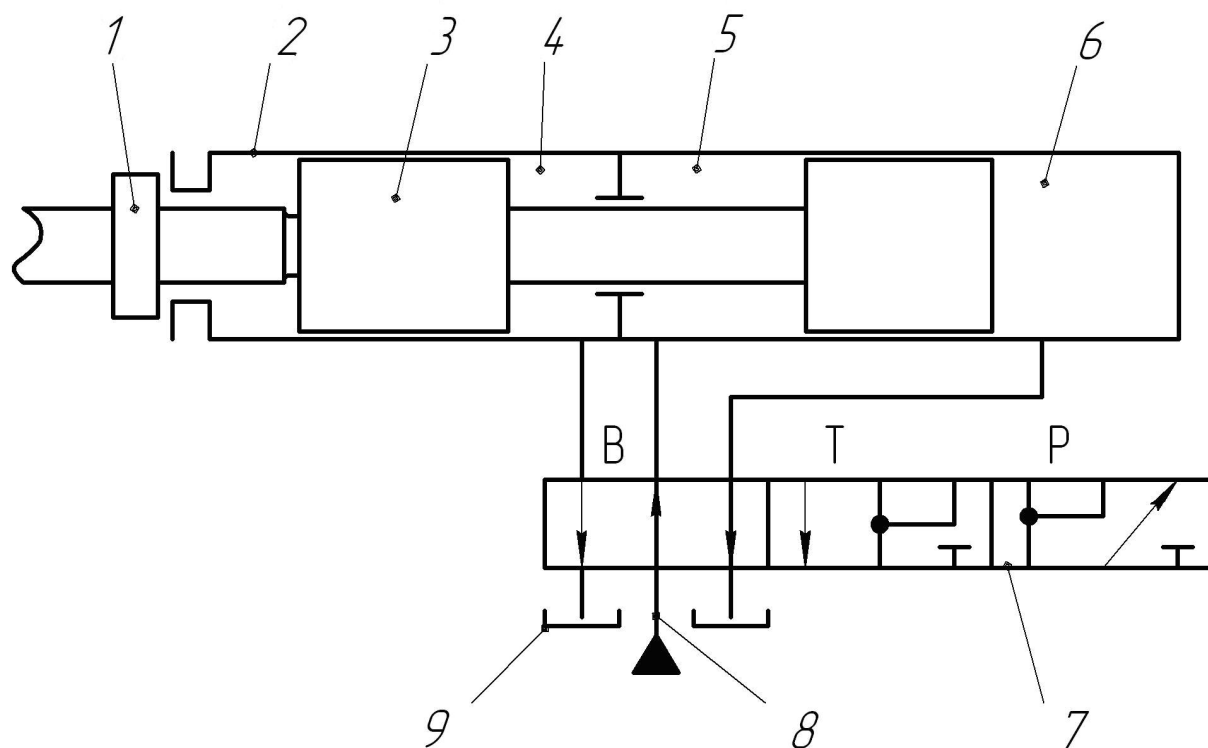


Рис. 9.8. Схема гидравлического ударного устройства двойного действия:

- 1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера низкого давления;
- 5 – камера высокого давления; 6 – камера рабочего хода;
- 7 – орган управления рабочим циклом; 8 – напорная гидролиния;
- 9 – гидробак; В – взвод бойка; Т – торможение;
- Р – разгон (рабочий ход)

### 9.3. Технические характеристики гидроударных устройств

**В** настоящее время как отечественная промышленность, так и зарубежные фирмы выпускают большое количество гидроударных импульсных систем различных типов, моделей и назначения, в особенности гидромолотов.

Отечественная промышленность выпускает гидравлические молоты с энергией удара от 1 200 до 9 000 Дж, предназначенные для навешивания на гидравлические экскаваторы II–IV размерных групп в качестве сменного рабочего оборудования активного действия.

Гидропневматический молот НМ-330 (рис. 9.9) повышенной мощности (энергия удара 2 000 Дж) разработан специально для экскаваторов типа ЭО-3323А, ЕК-14 и их аналогов. Применяется для разрушения бетонных и железобетонных конструкций, асфальтобетонных покрытий и других аналогичных работ.



Рис. 9.9. Гидромолоты НМ-330 и НМ-440

Гидропневматический молот НМ-120 (энергия удара 500 Дж) навешивается на экскаватор ЭО-2621, погрузчики ПУМ-500, МКСМ-800 и другие машины. Применяется для разрушения бетонных и железобетонных конструкций, асфальтобетонных покрытий и других аналогичных работ [33].

Гидропневматический молот НМ-440 (энергия удара 4 000 Дж) предназначен для выполнения больших объемов работ на прочных материалах. Навешивается на экскаваторы типов ЭО-4225, ЭО-4121, ЭО-4321В, ЕК-18, ЕТ-25 и др., которые эффективно работают на рыхлении мерзлых грунтов.

За рубежом ряд фирм ведущих промышленных стран – Финляндии, Германии, Японии, Франции, США – серийно выпускают гидравлические молоты различных типоразмеров.

Ниже приводится анализ некоторых современных конструкций и основных параметров гидромолотов ведущих зарубежных фирм в области гидроимпульсных средств механизации: «Rammer», «Krupp», «Kone», «Nippon Pneumatik KO LTD» [17, 18, 19, 20].

Фирма «Rammer» (Финляндия) производит 5 моделей (с рядом модификаций) универсальных гидромолотов с энергией удара от 2 200 до 8 200 Дж. Гидромолоты выполнены по единой конструктивной схеме (рис. 9.10) и состоят из поршня-ударника (бойка) 3, корпуса 4, блока управления рабочим циклом 2, гидропневматического аккумулятора энергии 1, инструмента 5.

Для рабочего цикла гидромолотов фирмы «Rammer» характерно наличие односторонней гидравлической связи поршня-ударника с гидроприводом в период взвода бойка и двухсторонней управляемой с гидроприводом и аккумулятором энергии в период рабочего хода бойка.

К недостаткам гидромолота следует отнести наличие противодействия при рабочем ходе бойка и сложность конструкции блока управления рабочим циклом, в основе которого лежит золотниковый гидрораспределитель.

Фирма «Krupp» (Германия) выпускает 12 типоразмеров гидромолотов с энергией удара от 450 до 8 500 Дж. Гидромолоты выполнены по единой конструктивной схеме (рис. 9.11) и состоят из поршня-ударника (бойка) 3, корпуса 4, гидропневматического аккумулятора 1, включенного в напорную магистраль, инструмента 5 и распределительного золотника 2, обеспечивающего реверсирование бойка.

По характеру гидравлических связей и распределению периодов рабочего цикла гидромолоты фирмы «Krupp», как и большинство зару-

бежных гидроударников, ничем не отличаются от гидромолотов фирмы «Rammer» и имеют те же самые недостатки.

В Японии производством универсальных гидромолотов, используемых в качестве сменного рабочего оборудования активного действия на гидравлических экскаваторах, заняты в основном две фирмы: NPK и «Furukawa». Фирма NPK производит 13 моделей с энергией удара от 450 до 13 000 Дж. Прослеживается унификация конструкций гидромолотов по наиболее сложному и ответственному функциональному элементу – распределительному (золотниковому) устройству, размещенному на корпусе гидромолота.

Фирма «Furukawa» производит 6 моделей гидромолотов с энергией удара от 350 до 3 800 Дж. Конструкция гидромолотов по своим принципиальным особенностям аналогична гидромолотам фирмы NPK.

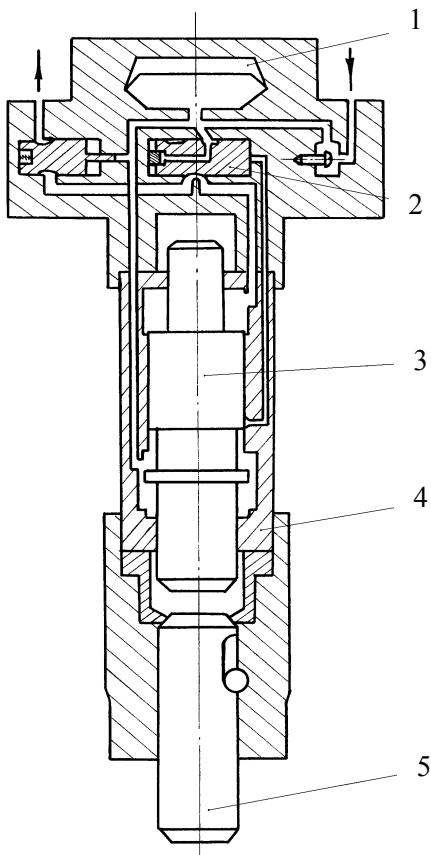


Рис. 9.10. Гидромолот фирмы «Rammer» (Финляндия)

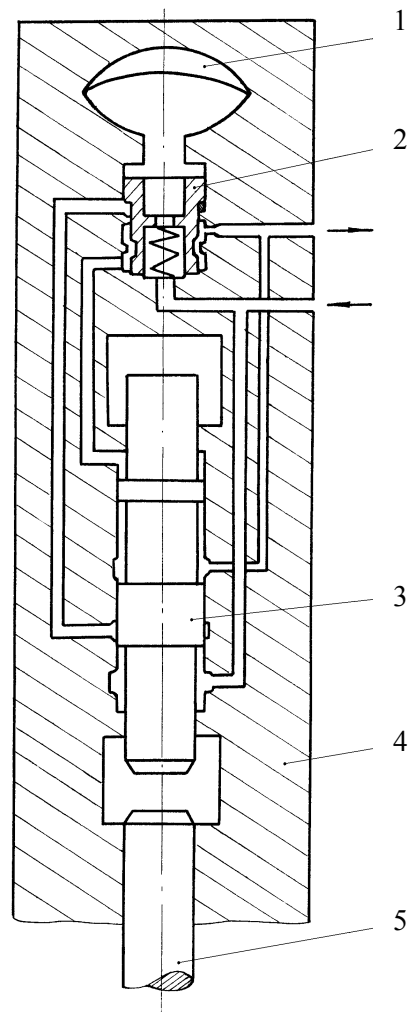


Рис. 9.11. Гидромолот фирмы «Krupp» (Германия)

Гидромолоты серии НХ фирмы NPK (рис. 9.12) состоят из поршня-ударника (бойка) 5, корпуса 4, распределительного золотника 2, пневматического аккумулятора энергии 1, инструмента 3.

Для рабочего цикла гидромолотов фирмы NPK характерно наличие односторонней гидравлической связи бойка с гидроприводом в период взвода и отсечки напорной гидролинии гидропривода от гидромолота в период рабочего хода бойка.

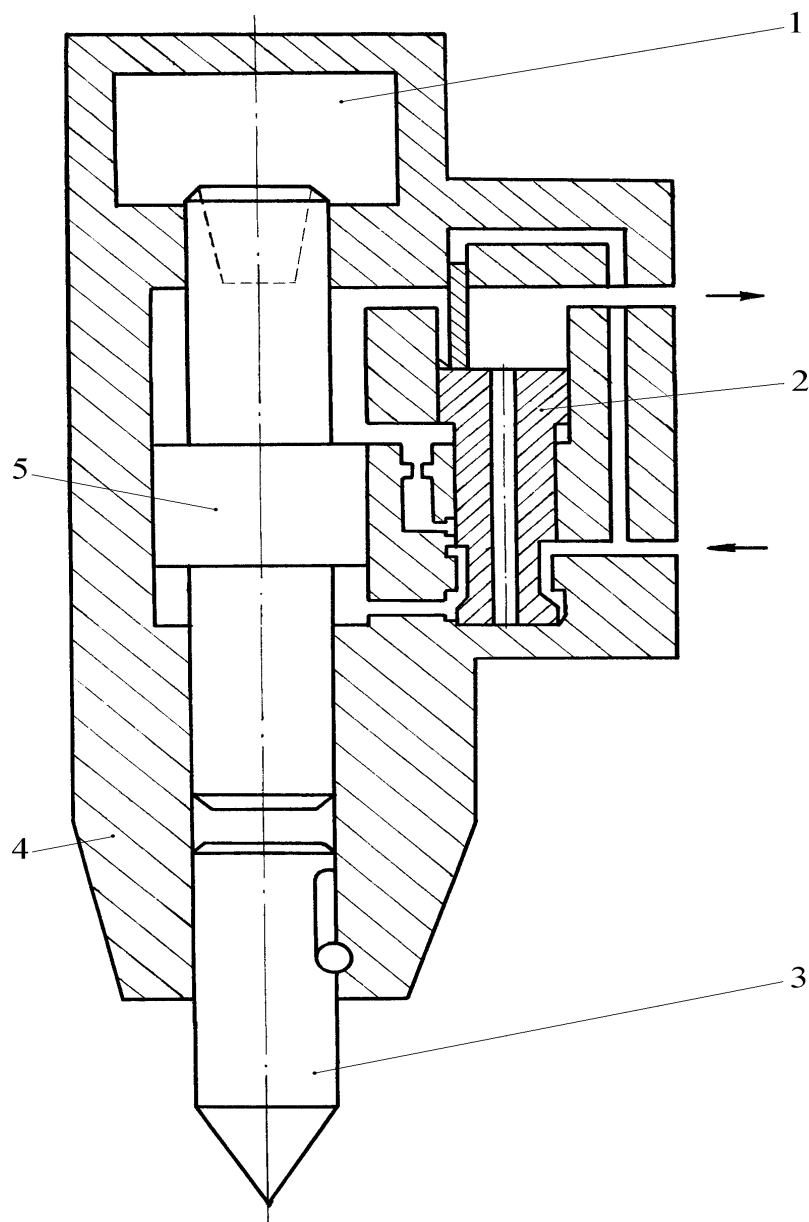


Рис. 9.12. Гидромолот фирмы NPK (Япония)

К недостаткам гидромолотов следует отнести наличие противодействия при рабочем ходе бойка, обусловленного перетеканием жидкости из взводящей полости гидромолота в сливную полость через золотниковый гидрораспределитель.

#### 9.4. Особенности беззолотниковых гидроударных устройств

Отличием беззолотниковых гидравлических ударных устройств, или гидроударных устройств с мембранными запорно-регулирующими элементами (МЗРЭ), разработанных в СибАДИ, является применение упругого запорно-регулирующего элемента в распределительном узле (блоке) управления рабочим циклом устройства. Распределительный узел обеспечивает изменение направления движения жидкости в гидроударнике при холостом ходе (взводе) бойка и при его рабочем ходе (разгоне).

Схема, поясняющая принцип действия распределительного узла с упругим запорно-регулирующим элементом, приведена на рис. 9.13.

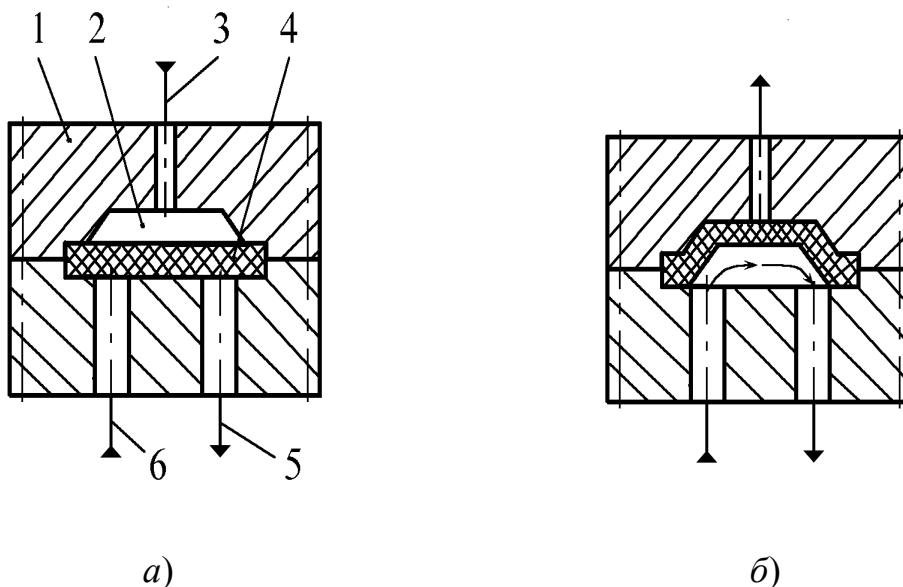


Рис. 9.13. Распределительный узел с плоским упругим запорно-регулирующим элементом:

- 1 – корпус; 2 – управляющая полость;
- 3 – гидрוליния управляющей полости;
- 4 – упругий запорно-регулирующий элемент;
- 5 – отводящая гидрוליния;
- 6 – подводящая гидрוליния



На рис. 9.13, *а* упругий элемент 4 показан в закрытом положении: под действием давления жидкости в управляющей полости 2 перекрываются гидролинии 5 и 6. В таком положении упругого элемента 4 происходит холостой ход (взвод) бойка гидравлического ударного устройства.

На рис. 9.13, *б* упругий элемент 4 показан в открытом положении, что происходит при соединении управляющей полости 2 через гидролинию 3 со сливом. При этом давление в управляющей полости 2 падает, упругий элемент 4 деформируется, а гидролинии 5 и 6 соединяются между собой. Этому состоянию упругого элемента 4 в распределительном узле гидроударника соответствует рабочий ход бойка.

В качестве упругого запорно-регулирующего элемента в различных конструкциях гидроударников могут использоваться цилиндрические оболочки, кольца, плоские пластины, выполняемые из различных эластичных материалов.

Конструктивная схема беззолотникового гидроударника с цилиндрическим запорно-регулирующим элементом представлена на рис. 9.14.

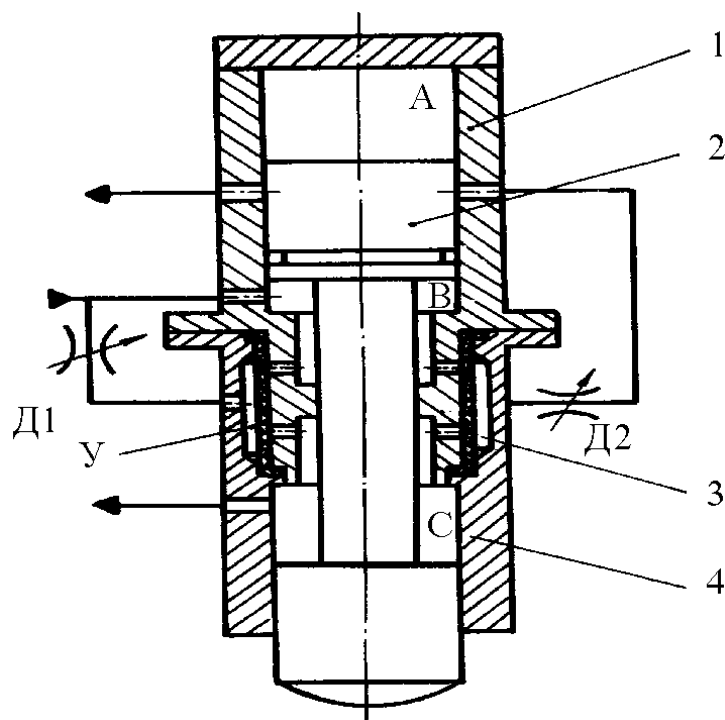


Рис. 9.14. Конструктивная схема беззолотникового гидроударника (а.с. № 863854):  
 1 – корпус; 2 – подвижные части;  
 3 – цилиндрический упругий запорно-регулирующий элемент; 4 – стакан

Гидроударник состоит из корпуса 1, подвижных частей 2, цилиндрического упругого запорно-регулирующего элемента 3, стакана 4, пневмоаккумуляторной полости А, взводящей полости В, сливной полости С, дросселей Д1 и Д2. Управляющая полость У образована наружной поверхностью упругого элемента 3 и внутренней поверхностью стакана 4.

На поршне взводящей полости имеется кольцевая проточка управления упругим элементом. При холостом ходе подвижных частей (взводе бойка) происходит разобщение взводящей полости В и сливной С за счет перекрытия упругим запорно-регулирующим элементом 3 каналов В и С. В конце взвода управляющая полость У соединяется со сливной гидрролинией через проточку на поршне взводящей полости В.

Давление над упругим элементом 3 падает, он деформируется в радиальном направлении (расширяется), образуя кольцевой канал, который соединяет взводящую полость В со сливной С.

За счет энергии сжатого газа пневмоаккумулятора А совершается рабочий ход подвижных частей, заканчивающийся ударом инструмента по обрабатываемому грунту.

Дроссели Д1 и Д2 являются регулировочными, обеспечивающими необходимый режим работы устройства. Далее рабочий цикл повторяется.

В последнее время в СибАДИ разработаны беззолотниковые гидроударные устройства повышенного быстродействия с вынесенным блоком управления и с упругим запорно-регулирующим элементом в виде кольца.

Распределительные узлы беззолотниковых гидроударников обладают малой инерционностью, хорошо komponуются в конструкцию гидроударника. При этом появляется возможность использования блочно-модульного принципа проектирования гидроударников.

Применение упругого запорно-регулирующего элемента для периодического сообщения взводящей и сливной полостей гидроударного устройства дает следующие преимущества по сравнению с ранее рассмотренными гидроударными устройствами:

- а) упрощается конструкция гидроударника;
- б) повышается технологичность конструкции;
- в) появляется возможность регулирования частоты ударов, энергии удара;
- г) повышается надежность гидроударника;
- д) снижаются требования к чистоте рабочей жидкости;
- е) улучшается ремонтоспособность.

## 9.5. Основные параметры гидроударных устройств

**К** основным параметрам гидроударников (гидромолотов) относятся:

- энергия единичного удара  $T$ ;
- масса подвижных частей (бойка)  $m$ ;
- частота ударов  $n$ ;
- эффективная (ударная) мощность  $N_{уд}$ ;
- коэффициент полезного действия (КПД)  $\eta$ ;
- масса гидроударника  $M$ .

Эффективная (ударная) мощность гидромолотов определяется из выражения  $N_{уд} = T \cdot \frac{n}{60}$  (здесь  $n$  – количество ударов в минуту).

Энергия единичного удара определяется выражением

$$T = m \cdot V_1^2 / 2 , \quad (9.1)$$

где  $m$  – масса подвижных частей;  $V_1$  – скорость подвижных частей в момент удара.

Конкретные значения энергии единичного удара могут быть получены различным сочетанием  $m$  и  $V_1$ .

Однако следует иметь в виду, что эффективность процесса воздействия на обрабатываемую среду в значительной степени зависит от количества движения (импульса тела), равного  $S = m \cdot V_1$ .

Следовательно, при конструировании гидромолотов максимально возможную энергию единичного удара необходимо получать за счет снижения скорости бойка при соответствующем увеличении массы бойка.

Исходными данными для выбора и расчета основных параметров гидромолотов являются мощность насосной станции  $N_{пр}$  (приводная) базовой машины и масса базовой машины.

При проектировании гидромолотов необходимо стремиться к повышению ударной мощности и КПД устройства для повышения эффективности разработки грунта.

## 9.6. Уравнения регрессии основных параметров гидроударных устройств

**М**ногообразие моделей существующих гидроударных импульсных систем (гидромолотов) вместе с накопленным опытом их применения позволяет выявить определенные закономерности и новые тенденции в методах и средствах их проектирования и выработать объективные рекомендации для выбора конструктивных параметров гидроударных устройств, являющихся основой гидроударных импульсных систем.

При этом следует иметь в виду, что сообщения некоторых зарубежных фирм носят рекламный характер, а параметры гидромолотов при этом далеки от оптимальных. В связи с этим основные параметры всех моделей гидромолотов целесообразно рассматривать как случайные величины, следует обработать их методами математической статистики и сделать регрессионный анализ с целью установления вида зависимости между параметрами.

Это позволит прогнозировать дальнейшие изменения параметров гидроударного устройства и выбрать их оптимальными при проектировании новых конструкций гидроимпульсной техники.

Анализ статистических данных по гидромолотам зарубежных фирм позволил выявить тесную связь и получить уравнения регрессии между следующими его основными параметрами:

- диаметром хвостовика инструмента гидромолота и энергией единичного удара гидромолота  $T$  :

$$d(T)=a_0+a_1\cdot T+a_2\cdot T^2, \quad (9.2)$$

где  $a_0, a_1, a_2$  – коэффициенты,  $a_0 = 49,17$ ;  $a_1 = 0,0354$ ;  $a_2 = -2,8885\cdot 10^{-6}$ ;  $T$  – энергия единичного удара, Дж,  $T \in (200, 6000)$ ;

- массой гидромолота и энергией единичного удара гидромолота  $T$ :

$$M(T)=a_0+a_1\cdot T+a_2\cdot T^2, \quad (9.3)$$

где  $a_0, a_1, a_2$  – коэффициенты,  $a_0 = 3,20$ ;  $a_1 = 0,5704$ ;  $a_2 = -0,000035$ ;  $T$  – энергия единичного удара, Дж,  $T \in (200, 6000)$ ;

- массой гидромолота и ударной мощностью гидромолота  $N_{уд}$  :

$$M(N_{уд})=a_0+a_1 \cdot N_{уд}, \quad (9.4)$$

где  $a_0, a_1$  – коэффициенты,  $a_0 = -126,05$ ;  $a_1 = 74,85$ ;  $N_{уд}$  – ударная мощность гидромолота, кВт,  $N_{уд} \in (4, 40)$ ;

- массой гидромолота и массой экскаватора (базовой машины):

$$M(m_э)=a_0+a_1 \cdot m_э +a_2 \cdot m_э^2, \quad (9.5)$$

где  $a_0, a_1, a_2$  – коэффициенты,  $a_0 = 157,36$ ;  $a_1 = 27,90$ ;  $a_2 = 1,028$ ;  $m_э$  – масса экскаватора, т,  $m_э \in (4, 40)$ .

На рис. 9.15 – 9.17 представлены зависимости, полученные по уравнениям регрессии (9.2), (9.3), (9.5) соответственно.

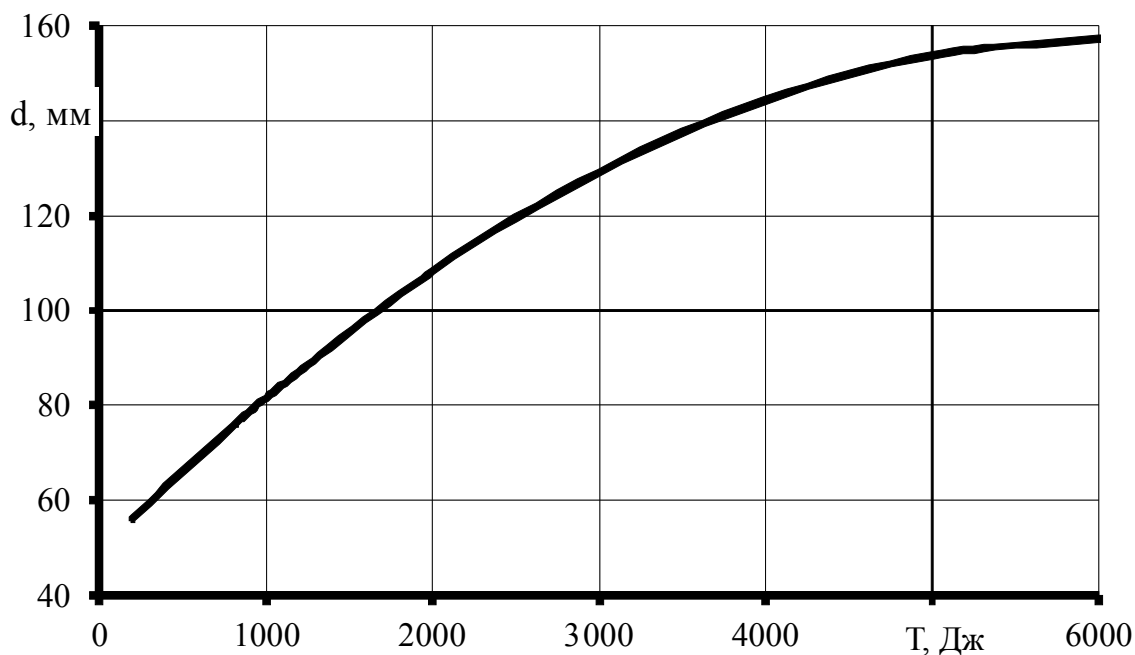


Рис. 9.15. Зависимость диаметра хвостовика  $d$  инструмента от энергии единичного удара  $T$

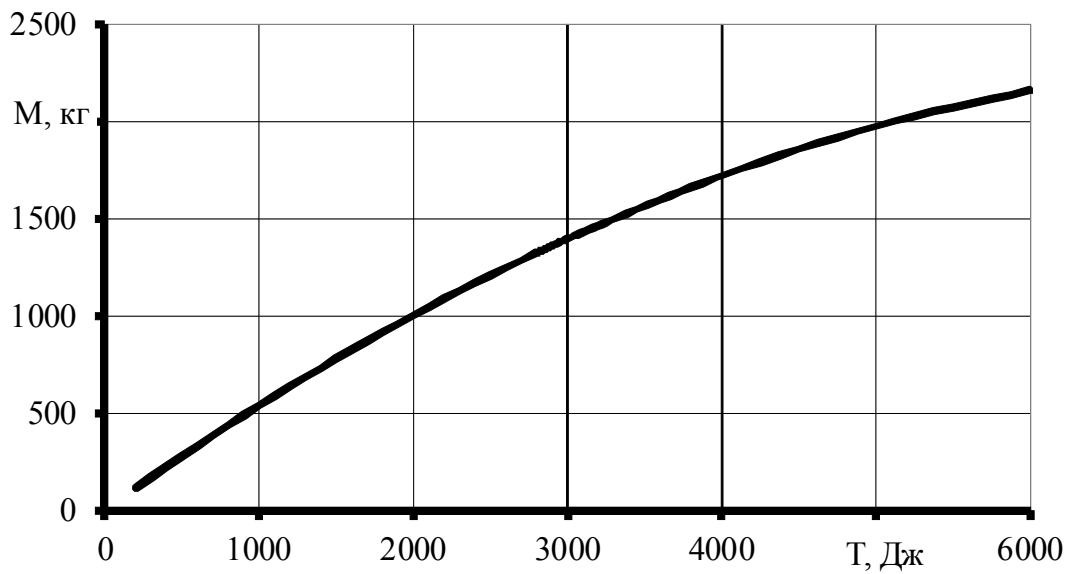


Рис. 9.16. Зависимость массы гидромолота  $M$  от энергии единичного удара  $T$

Найденные зависимости основных параметров гидромолотов являются не только аппаратом для проектирования и прогнозирования, но и средством систематизации, обобщения существующей информации.

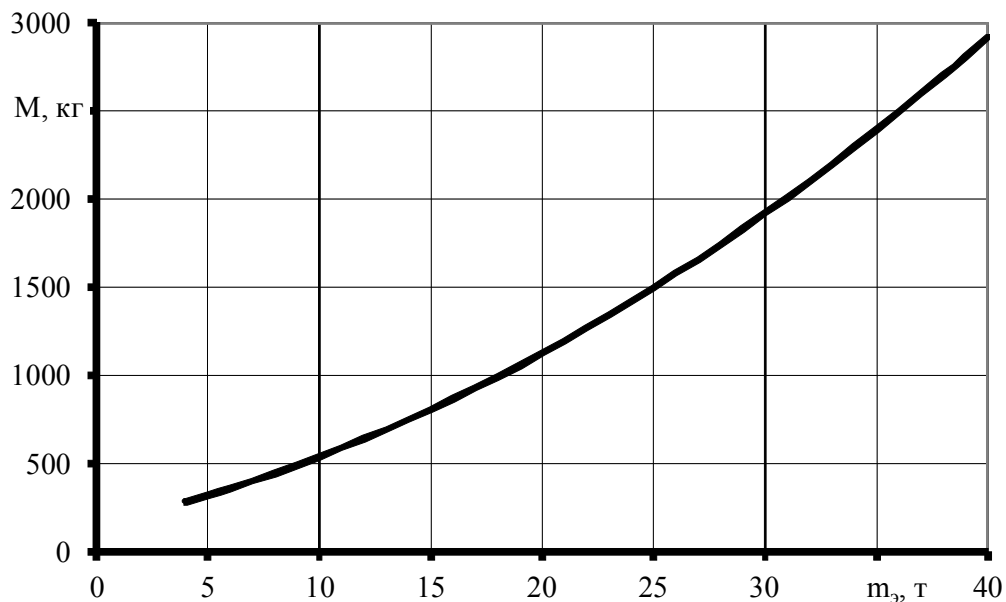


Рис. 9.17. Зависимость массы гидромолота  $M$  от массы экскаватора  $m_э$

Функциональные зависимости основных параметров гидромолотов являются базой для проектирования и прогнозирования параметров гидроударных рабочих органов ДСМ.

### 9.7. Основы расчета гидроударных устройств

**П**рименение гидроударных импульсных систем позволяет выполнять разрушение и разработку мерзлого грунта, скальных пород и полотна дорог, проходку скважин в грунте, забивание и извлечение свайных элементов, уплотнение грунта. Классификация гидравлических ударных систем приведена на рис. 9.18.

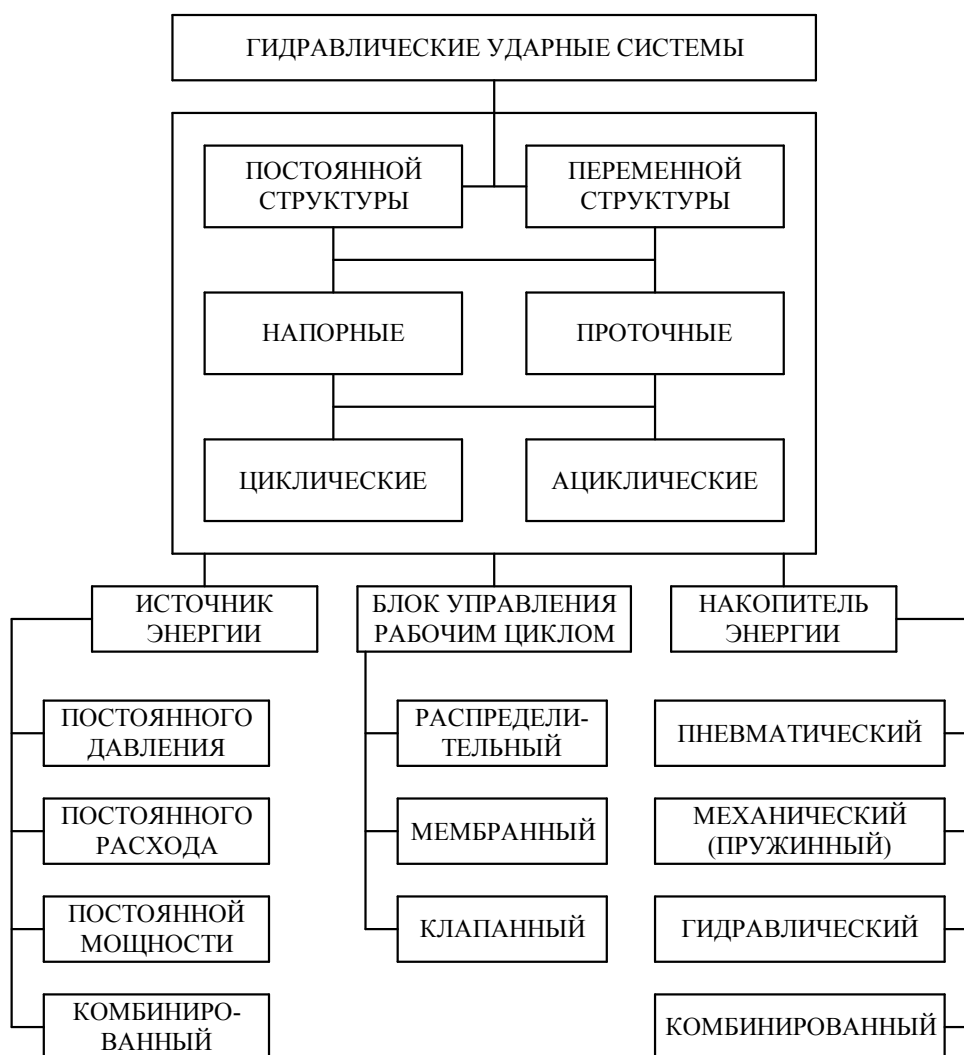


Рис. 9.18. Классификация гидравлических ударных систем

Гидроударная импульсная система включает следующие основные функциональные элементы: источник питания (ИП) базовой машины (манипулятора) и гидроударное устройство (ГУ), состоящее из энергетического блока (ЭБ), блока управления рабочим циклом (БУ) и инструмента.

Энергетический блок преобразует непрерывно подводимую от ИП энергию в дискретную энергию с большим значением ударной мощности. ЭБ включает корпусные детали, подвижные детали и рабочие полости. БУ предназначен для управления преобразованием непрерывно подводимой энергии в периодические импульсы. Схема гидроударной импульсной системы приведена на рис. 9.19.

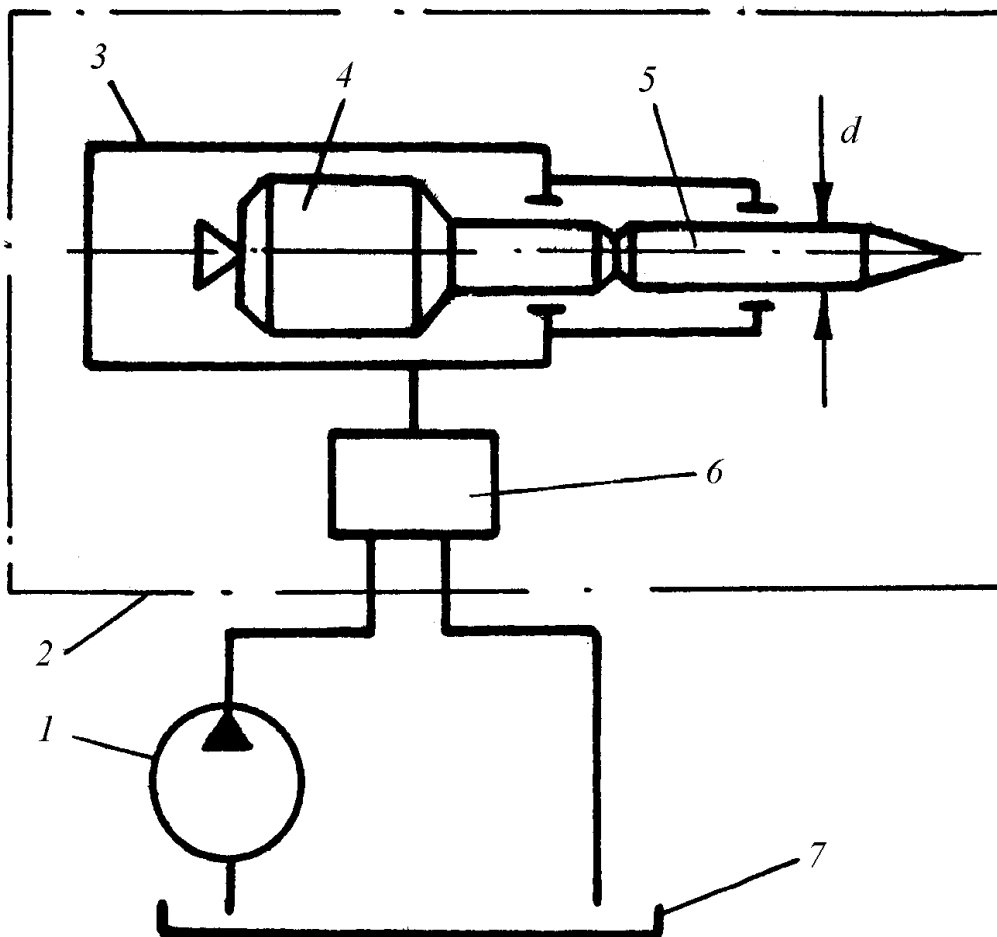


Рис. 9.19. Схема гидроударной импульсной системы:  
 1 – насос; 2 – гидроударное устройство; 3 – корпус;  
 4 – поршень-боек; 5 – инструмент;  
 6 – блок управления; 7 – гидробак



Процесс работы гидроударного устройства необходимо рассматривать как функционирование сложной системы, состоящей из конструктивных элементов различных типов.

Можно выделить следующие характерные компоненты гидроударного устройства (ГУ), сочетание которых однозначно определяет конкретные механизмы: корпусные детали, подвижные детали, рабочие полости (камеры), каналы и гидролинии для подвода рабочей жидкости от ИП.

Кроме того, работа ГУ во многом определяется его взаимодействием с инструментом, по которому передается энергия удара бойка в обрабатываемую среду, и манипулятором, удерживающим ГУ и осуществляющим управление всем процессом.

Подвижными деталями ГУ считаются элементы устройства, совершающие перемещения под действием давления рабочей среды (жидкости, газа). К числу их могут быть отнесены поршень, боек, клапан, золотник, упругий элемент, корпусные детали устройства и др. Чаще всего перемещения подвижных деталей происходят вдоль одной оси. Следует отметить, что перемещения подвижных деталей ГУ обычно ограничены некоторыми конструктивными размерами.

Рабочие полости (камеры) ГУ рассматриваются как замкнутые объемы, в которых происходит изменение параметров находящейся в них рабочей среды (жидкости или газа для пневмоаккумуляторной полости). Рабочие полости могут быть как постоянного, так и переменного объема.

Гидролинии для подвода рабочей жидкости представляют собой систему каналов, содержащую местные сопротивления и разветвления, и играют важную роль в процессах наполнения и опорожнения рабочих полостей. В связи с этим характеристики гидролиний (геометрические размеры, повороты, разветвления, изменения эффективной площади и т.п.) могут оказать существенное влияние на параметры рабочего цикла ГУ и его энергетические характеристики.

В соответствии с указанным делением ГУ на конструктивные элементы любая модель работы ГУ должна включать в себя информацию о каждом из элементов и предусматривать возможность определения изменений в его состоянии.

В противном случае необходимо сделать определенные допущения относительно характера взаимодействия элемента, который не учитывается при расчете, с остальными компонентами системы.

Развитие теории ГУ шло по пути расширения моделей за счет привлечения все большего числа элементов [14, 30]. Первоначально внима-

ние уделялось только механическим характеристикам работы устройства и поэтому рассматривалось движение бойка под действием сил давлений рабочей среды.

В общем виде система уравнений движения  $i$ -го подвижного элемента в дифференциальной форме может быть записана следующим образом:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = F_{дi} - F_{сi}, \quad (9.6)$$

где  $x_i$  – перемещение подвижного элемента;  $m_i$  – масса подвижного элемента;  $F_{дi}$  – движущая сила;  $F_{сi}$  – сила сопротивления.

Движущая сила зависит от величин давлений, действующих в полостях ГУ, и эффективных площадей полостей. Сила сопротивления учитывает силы механического трения, вязкого трения, силы противодействия, силы гидравлического сопротивления, возникающие при вытеснении жидкости из полостей при работе ГУ.

Появление современных средств вычислительной техники позволило создать модели достаточно сложных механизмов. При этом ставится некоторая задача проектирования ГУ с рациональным сочетанием конструктивных параметров. Критерии оценки работы проектируемого устройства могут быть самыми разными, но решение с точки зрения математической постановки носит характер оптимизации.

Существует достаточно много методов решения этих задач, но общей их особенностью является необходимость многократного вычисления целевой функции. Чаще всего в качестве критериев используются интегральные характеристики работы устройства: энергия удара, частота ударов, ударная мощность, расход жидкости и т.д. Получение этих характеристик в процессе моделирования ГУ на ПЭВМ требует решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений для рабочего цикла устройства.

Многообразие моделей гидроимпульсной техники, в частности гидромолотов, позволяет выявить определенные закономерности в проектировании подобных устройств и выработать объективные рекомендации при выборе конструктивных параметров гидроударных устройств.

## **9.8. Основные рекомендации и методика инженерного расчета гидроударных рабочих органов ДСМ**

**П**роектирование гидроударных рабочих органов ДСМ осуществляется по техническому заданию (ТЗ), в котором указываются следующие основные исходные данные:

- наименование и область применения гидроударного рабочего органа ДСМ;
- цель и назначение разработки;
- технические требования к гидроударному рабочему органу:
  - состав гидроударного рабочего органа и требования к его конструктивному устройству;
  - показатели назначения (энергия единичного удара, частота ударов в минуту, масса и др.);
  - техническая производительность при выполнении различных видов работ;
  - требования к блоку управления рабочим циклом;
  - требования к надежности и долговечности;
  - требования к уровню стандартизации и унификации;
  - требования безопасности;
  - эстетические и эргономические требования;
  - условия эксплуатации.

Расчет гидроимпульсной техники, основой которой является гидроударное устройство, необходим для получения его рациональных параметров с учетом возможностей применяемой базовой машины и назначения (уплотнение грунта, разработка мерзлого грунта, разрушение покрытий, дробление негабаритов и т.д.).

Для выполнения заданного вида работы (уплотнение, разрушение) при меньшей энергоемкости гидроударное устройство должно иметь определенные параметры, установленные согласно соответствующим рекомендациям. При этом желательна возможность изменения энергии, частоты ударов при смене вида работы гидроударника.

При уплотнении грунта, например, важное значение имеет величина хода подвижных частей гидроударника с учетом усадки рыхлого грунта (особенно при непосредственном ударе о грунт) для повышения эффективности уплотнения. От величины хода подвижных частей, в свою оче-

редь, зависит частота ударов; рекомендуемое значение хода подвижных частей гидроударника для уплотнения грунта составляет 75...200 мм.

Наибольшее распространение среди гидроударников получили гидропневматические. Применение в гидроударниках пневматических аккумуляторов позволяет создавать устройства, обеспечивающие реализацию и изменение значений энергий удара в широком диапазоне.

Рабочий цикл гидропневмоударника состоит из двух периодов: холостого хода (взвода) бойка, сопровождающегося сжатием газа в пневмоаккумуляторе, и рабочего хода (разгона) бойка, совершающегося при расширении газа пневмоаккумулятора.

На начальном этапе проектирования при определении проектных параметров гидроударных устройств следует пользоваться уравнениями регрессии, полученными в подразд. 9.6, по которым можно определить диаметр хвостовика инструмента, массу гидроударного устройства и другие характеристики, необходимые при проектировании гидроударных устройств [формулы (9.2)–(9.5)].

Уравнение сохранения энергии для рабочего хода бойка записывается следующим образом:

$$W_a = T + A_r + A_{тр}, \quad (9.7)$$

где  $W_a$  – энергия, развиваемая пневмоаккумулятором при расширении газа, Дж;  $T$  – требуемая кинетическая энергия единичного удара, Дж;  $A_r$  – работа, расходуемая на преодоление гидравлических сопротивлений при вытеснении рабочей жидкости из взводящей полости, Дж;  $A_{тр}$  – работа сил механического трения при разгоне бойка, Дж.

Поскольку определение работ  $A_r$ ,  $A_{тр}$  представляет определенные трудности на начальном этапе проектирования гидроударника, то необходимое значение энергии можно определить по формуле

$$W_a = T/\eta_{раз}, \quad (9.8)$$

где  $\eta_{раз}$  – КПД разгона гидроударного устройства, учитывающий потери энергии на перетекание жидкости и механическое трение при разгоне бойка,  $\eta_{раз} = 0,6...0,8$ .

Энергия, развиваемая пневмоаккумулятором, зависит от его параметров и записывается следующим образом:

$$W_a = \frac{p_{Г1} \cdot V_{Г1}}{n-1} \cdot \left( \frac{E_{Г}^n - E_{Г}}{E_{Г}^n} \right), \quad (9.9)$$

где  $W_a$  – энергия пневмоаккумулятора, Дж;  $p_{Г1}$  – максимальное давление сжатого газа в пневмоаккумуляторе, Па;  $V_{Г1}$  – объем, занимаемый газом при давлении  $p_{Г1}$ , м<sup>3</sup>;  $n$  – показатель политропы,  $n = 1,25 \dots 1,65$ ;  $E_{Г}$  – степень сжатия газа,  $E_{Г} = 1,5 \dots 3,5$ .

Степень сжатия газа определяется по формуле

$$E_{Г} = V_{Г0} / V_{Г1}, \quad (9.10)$$

где  $V_{Г0}$  – начальный объем, занимаемый газом, м<sup>3</sup>.

Максимальное давление газа зависит от давления зарядки пневмоаккумулятора и определяется выражением

$$p_{Г1} = p_{Г0} \cdot E_{Г}^n, \quad (9.11)$$

где  $p_{Г0}$  – давление зарядки,  $p_{Г0} \geq 0,5 \dots 1,5$  МПа.

По формулам (9.9) – (9.11) делаются расчеты нескольких вариантов пневмоаккумуляторов и выбираются необходимые параметры.

В качестве газа в пневмоаккумуляторе используется азот. В расчетах необходимо учитывать, что показатель политропы для азота изменяется в диапазоне 1,25...1,65 (зависит от давления газа и температуры).

Масса бойка (подвижных частей) гидроударного устройства определяется исходя из требуемой энергии единичного удара и скорости подвижных частей в момент удара (которая берется в пределах 4...8 м/с) по формуле

$$m = 2 \cdot T / V_1^2, \quad (9.12)$$

где  $m$  – масса бойка, кг;  $T$  – кинетическая энергия единичного удара, Дж;  $V_1$  – скорость бойка в момент удара, м/с.

Такие геометрические параметры гидроударника, как диаметры поршня, штока, рабочие площади взводящей, сливной полостей, зависят от максимального значения давления газа в пневмоаккумуляторе и номинального давления в гидроприводе базовой машины. При этом максимальное давление во взводящей полости гидроударника должно быть

не более номинального давления рабочей жидкости в гидроприводе базовой машины.

Диаметры поршня, штока выбираются также с учетом применяемых диаметров поршней, штоков в гидроцилиндрах экскаваторов (для унификации уплотняющих элементов: резиновых колец, манжет) и конструктивных соображений, например для обеспечения требуемой массы подвижных частей гидроударника.

Рабочие проходные сечения каналов блока управления гидроударника выбираются из условия обеспечения минимальных гидравлических потерь давления при перетекании рабочей жидкости во время рабочего хода бойка.

Значения радиальной деформации упругого запорно-регулирующего элемента для беззолотниковых гидроударников принимаются равными 2...5 мм. Толщина упругого элемента находится в пределах 3...7 мм. В качестве материала упругого элемента используются бензомаслостойкие резины, современные эластомеры, композиционные и другие материалы.

Частота ударов гидроударника зависит от времени цикла, на которое влияют ход бойка, рабочая площадь взводящей полости, подача насоса базовой машины.

Время идеального рабочего цикла гидроударного устройства (без учета времени задержки взвода) определяется по формуле

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{xx}} + t_{\text{px}}, \quad (9.13)$$

где  $T_{\text{ц}}$  – время цикла, с;  $t_{\text{xx}}$  – время холостого хода, с;  $t_{\text{px}}$  – время рабочего хода, с.

Коэффициент асимметрии рабочего цикла  $k_a$  определяется по формуле

$$k_a = t_{\text{xx}}/t_{\text{px}}. \quad (9.14)$$

Значения коэффициента асимметрии рабочего цикла в расчетах принимаются равными  $k_a = 5...10$ .

Время холостого хода определяется из выражения

$$t_{xx} = S_B \cdot l / Q_1, \quad (9.15)$$

где  $t_{xx}$  – время холостого хода, с;  $S_B$  – рабочая (эффективная) площадь взводящей полости;  $l$  – ход подвижных частей, м;  $Q_1$  – расход рабочей жидкости, равный подаче насоса базовой машины.

С учетом формул (9.14) и (9.15) время цикла равно

$$T_{ц} = \frac{S_B \cdot l}{Q_1} \cdot \left( t + \frac{1}{k_a} \right). \quad (9.16)$$

Частота ударов определяется выражением

$$n = 1 / T_{ц}. \quad (9.17)$$

Зная энергию и частоту ударов, определяем эффективную ударную мощность по формуле  $N_{уд} = T \cdot n$ .

КПД гидроударного устройства определяется отношением эффективной ударной мощности к мощности, развиваемой насосом базовой машины:

$$\eta = N_{уд} / N_H, \quad (9.18)$$

где  $N_H$  – мощность, развиваемая насосом, Вт,  $N_H = p_{cp} \cdot Q_1$ , здесь  $p_{cp}$  – среднее давление во взводящей полости, Па;  $Q_1$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с.

Среднее давление гидропривода за цикл определяется по формуле

$$p_{cp} = \frac{1}{T_{ц}} \int_0^{T_{ц}} p(t) dt, \quad (9.19)$$

где  $p(t)$  – функция изменения давления во взводящей полости гидроударного устройства.

Различают также КПД разгона, который вычисляется отношением энергии единичного удара к энергии сжатого газа пневмоаккумулятора [см. формулу (9.8)].

Работоспособность гидроударного устройства во многом зависит от правильности выбора материала, посадок подвижных соединений, чистоты рабочих поверхностей, типов уплотнений и учета других факторов при конструировании гидроударного устройства. Поскольку в настоя-

щее время практически отсутствует широкодоступная литература по конструированию гидроударных устройств, то целесообразно применять имеющиеся рекомендации к гидроцилиндрам.

По возможности необходимо унифицировать конструктивные элементы гидроударных устройств с гидроцилиндрами и другими элементами базовой машины.

При определении действительных значений основных параметров гидроударного устройства (скорости бойка в момент удара, энергии, частоты ударов, ударной мощности и др.) необходимо провести теоретические исследования, основой которых является метод математического моделирования.

#### *Вопросы и задания для самоконтроля*

1. Где применяются гидроударные устройства?
2. Из каких основных элементов состоит гидроударное устройство?
3. В чем заключается принцип действия гидроударного устройства?
4. Каково назначение гидромолота?
5. Какие бывают гидроударные устройства?
6. Что такое гидропневматическое ударное устройство?
7. В чем заключаются особенности беззолотниковых гидроударных устройств?
8. Назовите основные параметры гидроударного устройства.
9. От каких параметров зависит энергия единичного удара?
10. От каких параметров зависит эффективная (ударная) мощность гидроударника?
11. От каких параметров зависит частота ударов гидроударников?



## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

**П**рактическое значение гидравлики возрастает в связи с потребностями современной техники в создании высокопроизводительных средств механизации и автоматизации на основе гидропривода. Объемный гидравлический привод является неотъемлемой частью современных мобильных машин, широко применяется в машиностроении и промышленном оборудовании (прил. 7, 8).

Общие тенденции дальнейшего совершенствования гидрооборудования следующие:

- расширение диапазонов изменения основных параметров [в первую очередь давлений (до 32...40 МПа) и расходов рабочей жидкости];
- применение электрогидравлического управления и электронных устройств в приводах;
- повышение безотказности и долговечности наиболее ответственных элементов гидросистем;
- снижение металлоемкости и уровня шума, создаваемого при работе гидрооборудования;
- универсализация и унификация гидрооборудования.

Повышение КПД гидромашин во всем диапазоне изменения рабочих параметров дает возможность расширения области их применения.

В настоящее время предпочтение отдается универсальным конструкциям гидрооборудования. Основная цель универсализации – существенное сокращение номенклатуры гидрооборудования, необходимого для комплексной гидрофикации мобильных машин.

Помимо создания многофункционального гидрооборудования к основным направлениям его унификации относятся модульный метод конструирования, модификация базовых моделей.

Ускорению развития гидроприводов будут способствовать накопление теоретических знаний, новые научно-технические достижения, расширяющиеся технологические возможности производства, совершенствование системы автоматизированного проектирования, прогресс в области материаловедения.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК****Основной**

1. *Алексеева, Т. В.* Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин / *Т. В. Алексеева, Н. С. Галдин, Э. Б. Шерман.* – Новосибирск : Изд-во НГУ, 1994. – 212 с.
2. *Галдин, Н. С.* Гидравлические схемы мобильных машин : учеб. пособие / *Н. С. Галдин, И. А. Семенова.* – Омск : СибАДИ, 2010. – 203 с.
3. *Галдин, Н. С.* Основы гидравлики и гидропривода : учебное пособие / *Н. С. Галдин.* – Омск : Изд-во СибАДИ, 2010. – 145 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учебное пособие / под ред. *С. П. Стесина.* – М. : ИЦ «Академия», 2005. – 384 с.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для вузов / *Т. М. Баица и др.* – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
6. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 2. Гидропневмопривод подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин : учебник / *Р. А. Иванов и др.*; ред. *Р. А. Иванов.* – Балашиха : Изд-во ВТУ, 2004. – 244 с.
7. *Иванов, Р. А.* Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 1. Гидравлика : учебник / *Р. А. Иванов, Я. А. Иванов, С. В. Гераськин.* – Балашиха : Изд-во ВТУ, 2004. – 210 с.
8. *Лагерев, А. В.* Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники : учебное пособие / *А. В. Лагерев.* – Брянск : Изд-во БГТУ, 2006. – 232 с.
9. *Остренко, С. А.* Гидравлические и пневматические системы автотранспортных средств : учебное пособие / *С. А. Остренко, В. В. Пермяков.* – Владивосток : Изд-во ВГУЭС, 2005. – 284 с.
10. *Угинчус, А. А.* Гидравлика и гидравлические машины : учебник / *А. А. Угинчус.* – М. : Аз-book, 2009. – 395 с.
11. *Чебунин А. Ф.* Гидропривод транспортных и технологических машин : учебное пособие / *А. Ф. Чебунин.* – Чита : Изд-во ЧитГУ, 2006. – 134 с.
12. *Шейтак, А. А.* Гидравлика и гидропневмопривод. Ч.1. Основы механики жидкости и газа : учебное пособие / *А. А. Шейтак.* – М. : МГИУ, 2003. – 192 с.

**Дополнительный**

13. *Архипенко, А. П.* Гидравлические ударные машины / *А. П. Архипенко, А. И. Федулов.* – Новосибирск : ИГД СО АН СССР, 1991. – 108 с.
14. *Галдин, Н. С.* Многоцелевые гидроударные рабочие органы дорожно-строительных машин : монография / *Н. С. Галдин.* – Омск : Изд-во СибАДИ, 2005. – 223 с.
15. *Галдин, Н. С.* Элементы объемных гидроприводов мобильных машин: Справочные материалы : учебное пособие / *Н. С. Галдин.* – Омск : Изд-во СибАДИ, 2008. – 127 с.
16. *Галдин, Н. С.* Атлас гидравлических схем мобильных машин и оборудования : учебное пособие / *Н. С. Галдин, А. В. Кукин.* – Омск : Изд-во СибАДИ, 2010. – 91 с.
17. Гидравлические ударники Roxon. Проспекты фирмы "KONE" [Электронный ресурс]. – Финляндия. – Режим доступа: <http://www.gidromolota.ru/roxon>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 20.06.2014).
18. Гидравлические ударники Rammer. Проспекты фирмы "RAMMER" [Электронный ресурс]. – Финляндия. – Режим доступа: <http://gidromolot.tradicia-k.ru/categories/?id=313>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 22.06.2014).

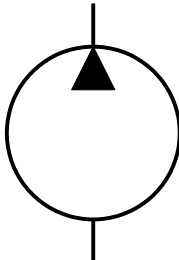
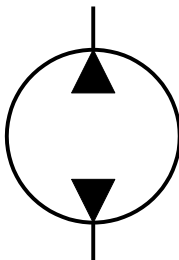
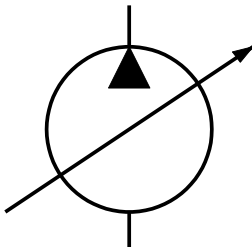
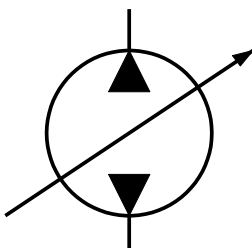
19. Гидравлические молоты NPK. Проспекты фирмы "Nippon Pneumatik KO LTD" [Электронный ресурс]. – Япония. – Режим доступа: <http://gidromolot.tradicia-k.ru/categories/?id=263>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 29.05.2014).
20. Гидравлические молоты Krupp: Проспекты фирмы "KRUPP" [Электронный ресурс]. – Германия. – Режим доступа: [http://www.mascus.ru/stroitel'naya\\_tehnika/navesnye\\_gidromoloty/krupp,1,relevance,search.html](http://www.mascus.ru/stroitel'naya_tehnika/navesnye_gidromoloty/krupp,1,relevance,search.html), свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 2.07.2014).
21. *Гойдо, М. Е.* Проектирование объемных гидроприводов / *М. Е. Гойдо*. – М. : Машиностроение, 2009. – 304 с
22. *Каверзин, С. В.* Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин : учебное пособие / *С. В. Каверзин*. – Красноярск : ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
23. *Кальбус, Г. Л.* Гидропривод и навесные устройства тракторов / *Г. Л. Кальбус*. – М. : Колос, 1982. – 287 с.
24. *Ковалевский, В. Ф.* Справочник по гидроприводам горных машин / *В. Ф. Ковалевский, Н. Г. Железняков, Ю. Е. Бейлин*. – М. : Недра, 1973. – 504 с.
25. *Кондаков, Л. А.* Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / *Л. А. Кондаков*. – М. : Машиностроение, 1982. – 216 с.
26. *Лепешкин, А. В.* Гидравлика и гидропневмопривод. Ч.2. Гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / *А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак*; под ред. *А. А. Шейпака*. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
27. *Марутов, В. А.* Гидроцилиндры. Конструкции и расчет / *В. А. Марутов, С. А. Павловский*. – М. : Машиностроение, 1966. – 171 с.
28. Российская энциклопедия самоходной техники: Основы эксплуатации и ремонта самоходных машин и механизмов. Т. 1. Справочное и учебное пособие для специалистов отрасли «Самоходные машины и механизмы» / ред. *В. А. Зорин*. – М. : МАДИ (ГТУ), 2001. – 408 с.
29. *Свешников, В. К.* Станочные гидроприводы: справочник / *В. К. Свешников, А. А. Усов*. – М. : Машиностроение, 2008. – 640 с.
30. Теоретические основы создания гидроимпульсных систем ударных органов машин / *А. С. Сагинов и др.* – Алма-Ата : Наука, 1985. – 256 с.
31. Техническая диагностика гидравлических приводов / *Т. В. Алексеева и др.*; ред. *Т. М. Башта*. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
32. *Чупраков, Ю. И.* Гидропривод и средства гидроавтоматики / *Ю. И. Чупраков*. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с.
33. Internet-информация с сайта ОАО «Тверьтехоснастка» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gidromolot.ru/>, свободный (дата обращения: 20.06.2014).
34. Internet-сайт [www.ecoinvent.ru](http://www.ecoinvent.ru) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.ecoinvent.ru/upload/seminars/Seminar\\_GA3.pdf](http://www.ecoinvent.ru/upload/seminars/Seminar_GA3.pdf), свободный (дата обращения: 20.06.2014).
35. Internet-информация с сайтов предприятий и организаций [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.hydmarket.ru/catalog>, свободный (дата обращения: 20.06.2014).
36. Краткий иллюстрированный русско-английский словарь по дорожно-строительным машинам / *Н. С. Галдин и др.* – Омск : СибАДИ, 2006. – 45 с.

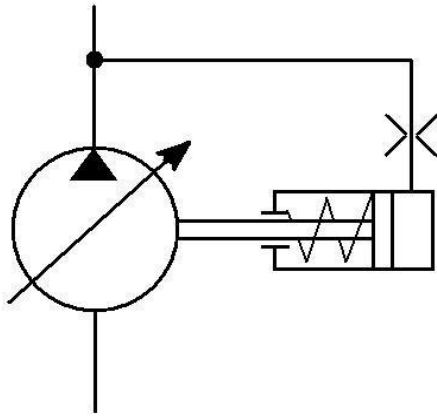
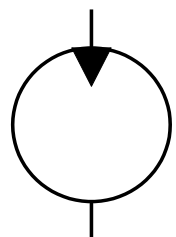
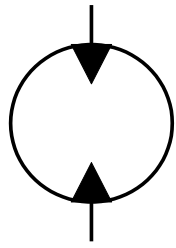
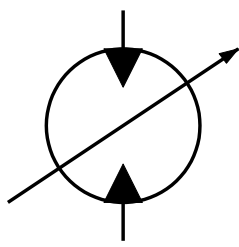
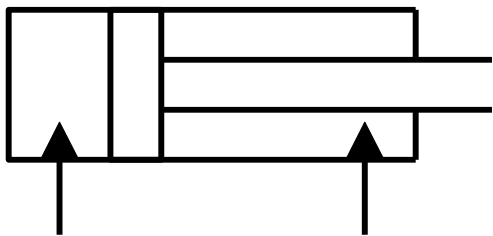
**ПРИЛОЖЕНИЯ**

**ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

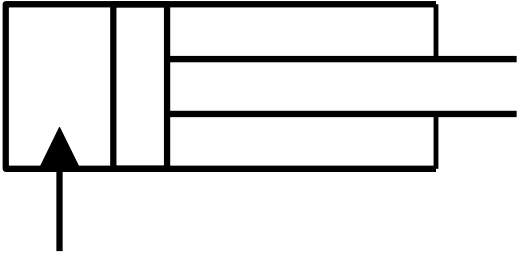
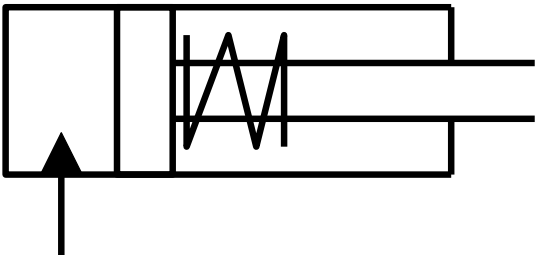
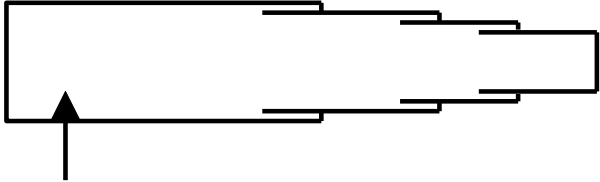
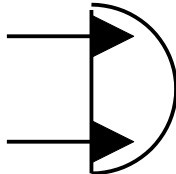
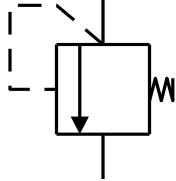
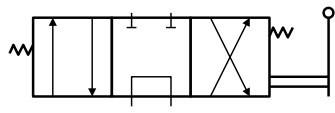
**Условные графические обозначения  
основных элементов гидропривода**

Элементы и устройства гидропривода показываются на принципиальных гидравлических схемах, определяющих полный состав элементов и связи между ними, в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96, ГОСТ 2.784-96.

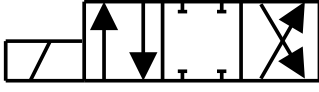
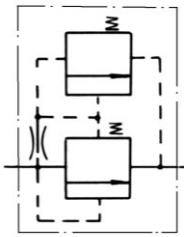

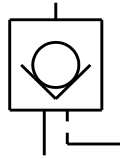
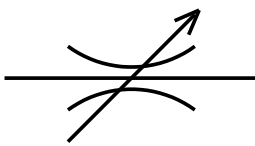
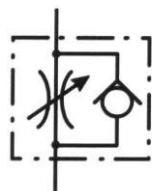
Наименование элемента схемы	Условное обозначение
Насос нерегулируемый с нереверсивным потоком	
Насос нерегулируемый с реверсивным потоком	
Насос регулируемый с нереверсивным потоком	
Насос регулируемый с реверсивным потоком	

<p>Насос регулируемый с регулятором мощности</p>	
<p>Гидромотор нерегулируемый с нереверсивным потоком</p>	
<p>Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком</p>	
<p>Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком</p>	
<p>Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком</p>	

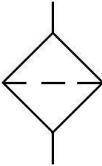



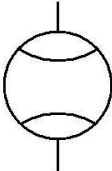
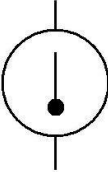

Продолжение прил. 1

<p>Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой (без указания способа возврата штока)</p>	
<p>Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой (с возвратом штока пружиной)</p>	
<p>Гидроцилиндр телескопический с односторонним выдавливанием</p>	
<p>Поворотный гидродвигатель</p>	
<p>Клапан напорный (предохранительный или переливной)</p>	
<p>Гидрораспределитель трехпозиционный с ручным управлением</p>	

Продолжение прил. 1

<p>Гидрораспределитель трехпозиционный с электромагнитным управлением</p>	
<p>Клапан напорный (непрямого действия)</p>	
<p>Клапан обратный</p>	
<p>Гидрозамок односторонний</p>	
<p>Дроссель регулируемый</p>	
<p>Дроссель с обратным клапаном</p>	

Окончание прил. 1

<p>Фильтр</p>	
<p>Охладитель без указания подвода и отвода</p>	
<p>Гидробак</p>	
<p>Аккумулятор пружинный гидравлический</p>	
<p>Расходомер</p>	
<p>Термодатчик</p>	
<p>Манометр</p>	



## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### Буквенные позиционные обозначения основных элементов гидропривода на принципиальных гидравлических схемах по ГОСТ 2.704-76

Устройство (общее обозначение).....	А
Гидроаккумулятор .....	АК
Аппарат теплообменный .....	АТ
Гидробак .....	Б
Гидродвигатель поворотный .....	Д
Делитель потока .....	ДП
Гидродроссель .....	ДР
Гидрозамок .....	ЗМ
Гидроклапан .....	К
Гидроклапан обратный .....	КО
Гидроклапан предохранительный .....	КП
Гидроклапан редуционный .....	КР
Гидромотор .....	М
Манометр .....	МН
Насос .....	Н
Насос аксиально-поршневой .....	НА
Насос-мотор .....	НМ
Насос пластинчатый .....	НМ
Насос радиально-поршневой .....	НР
Гидрораспределитель .....	Р
Гидроаппарат золотниковый .....	РЗ
Гидроаппарат клапанный .....	РК
Регулятор потока .....	РП
Сумматор потока .....	СП
Термометр .....	Т
Гидроусилитель .....	УС
Фильтр .....	Ф
Гидроцилиндр .....	Ц

**ПРИЛОЖЕНИЕ 3**

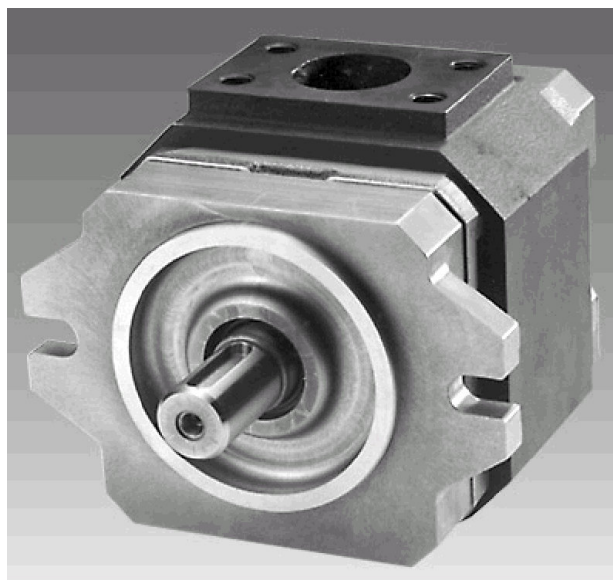
**Образцы гидромашин  
производства зарубежных фирм**



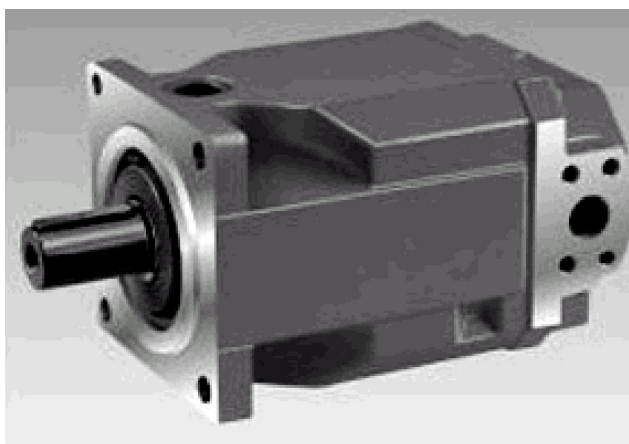
Насос шестеренный AZPG-1x032  
( $q = 32 \text{ см}^3$ ) BOSCH REXROTH



Насос шестеренный CP222\_060  
( $q = 97 \text{ см}^3$ ) SAUER-DANFOSS

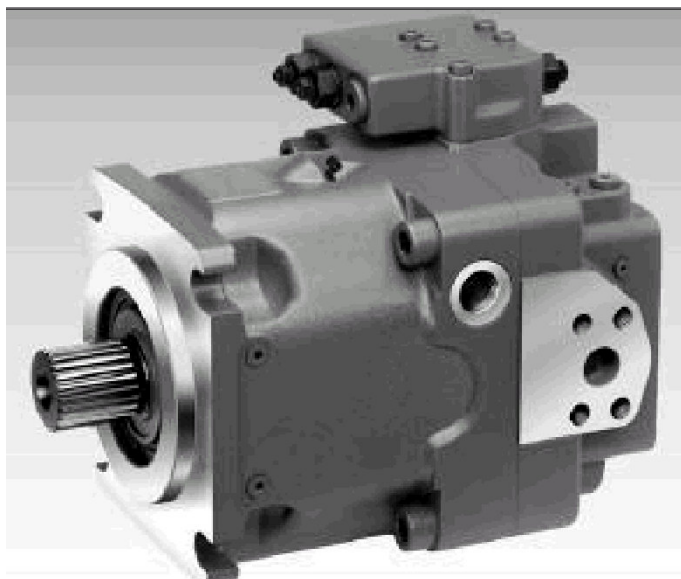


Насос шестеренный  
внутреннего зацепления  
PGH3-2x/016 (350 бар)  
BOSCH REXROTH



Насос аксиально-поршневой  
с наклонным диском  
нерегулируемый A4F0250 (400 бар)  
BOSCH REXROTH

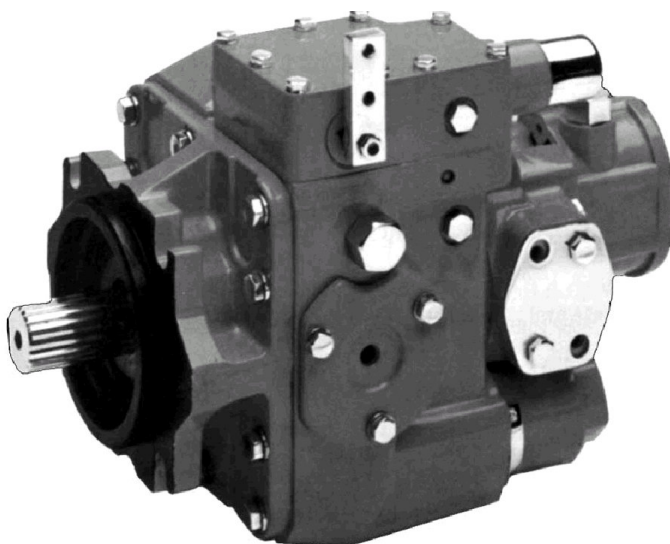
Продолжение прил. 3



Насос аксиально-поршневой  
с наклонным диском  
регулируемый A11V0130(400 бар)  
BOSCH REXROTH



Насос аксиально-поршневой  
с наклонным блоком  
регулируемый A7V0160 (400 бар)  
BOSCH REXROTH



Насос аксиально-поршневой  
с наклонным диском  
регулируемый SPV2\_070 (460бар)  
SAUER-DANFOSS

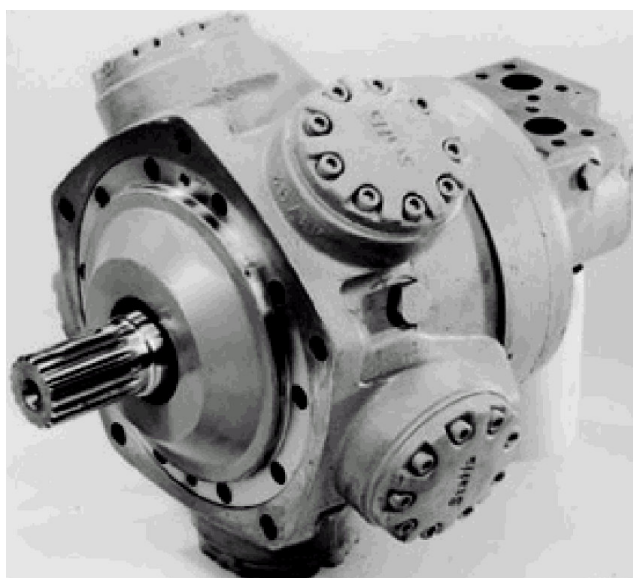


Насос радиально-поршневой  
нерегулируемый 1PF1R4-1x/3...  
(500 бар) BOSCH REXROTH

Продолжение прил. 3



Гидромотор радиально-поршневой МКМ20(200 бар)  
BOSCH REXROTH



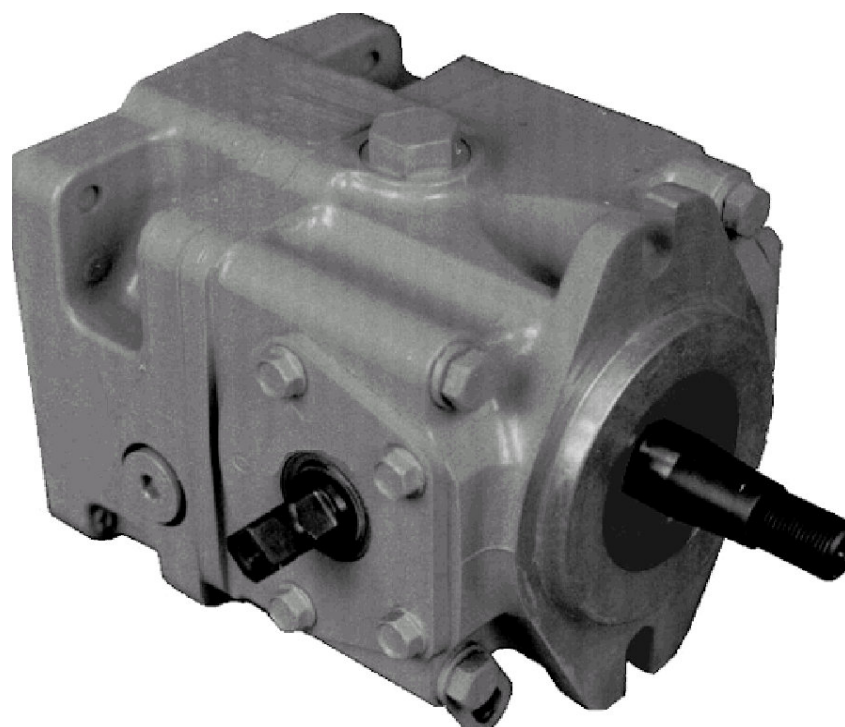
Гидромотор радиально-поршневой  
регулируемый HMC03015  
(241 бар) KAWASAKI



Гидромотор аксиально-поршневой  
с наклонным диском  
регулируемый A10V028/52 (315 бар)  
BOSCH REXROTH



Гидромотор аксиально-поршневой с наклонным блоком регулируемый A2VK28/52 (315 бар) BOSCH REXROTH



Насос аксиально-поршневой с наклонным диском регулируемый M23PT (345 бар) SAUER-DANFOSS

Продолжение прил. 3

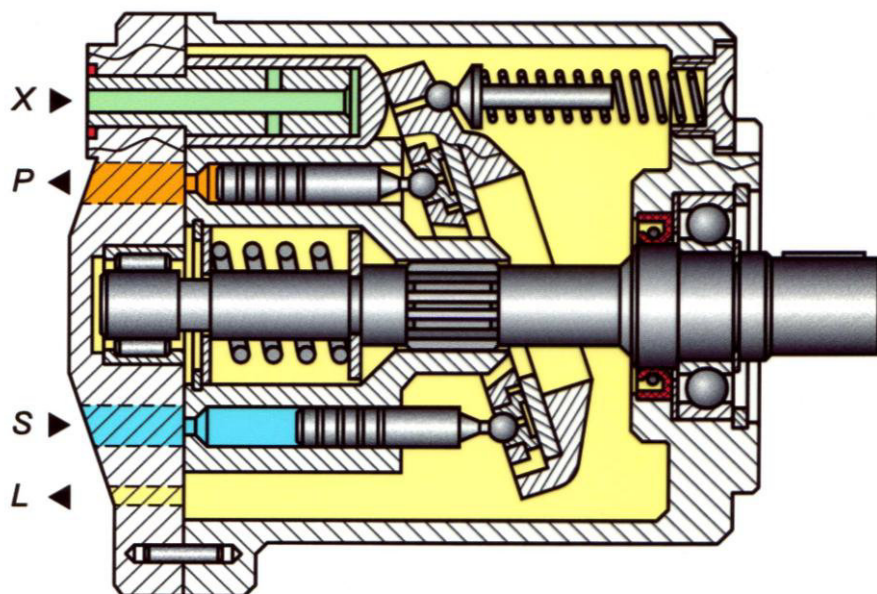
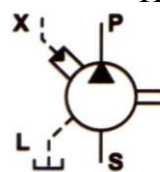


Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

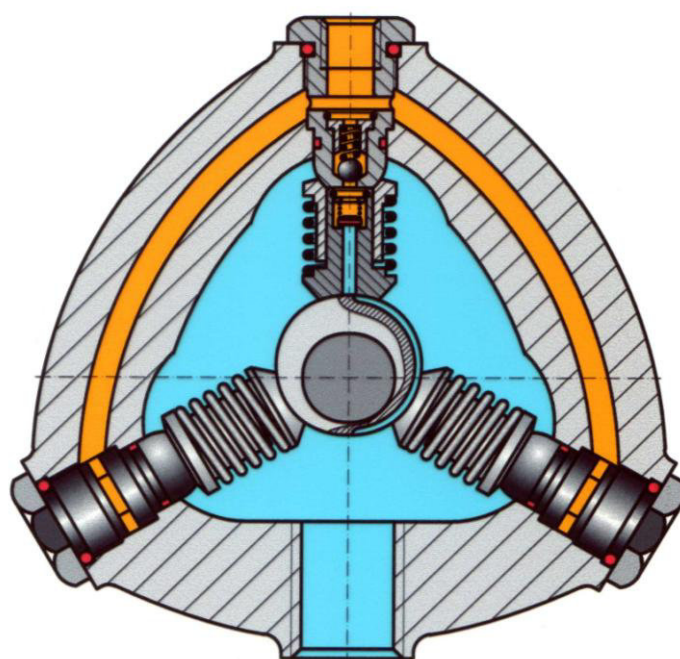


Схема радиально-поршневого насоса

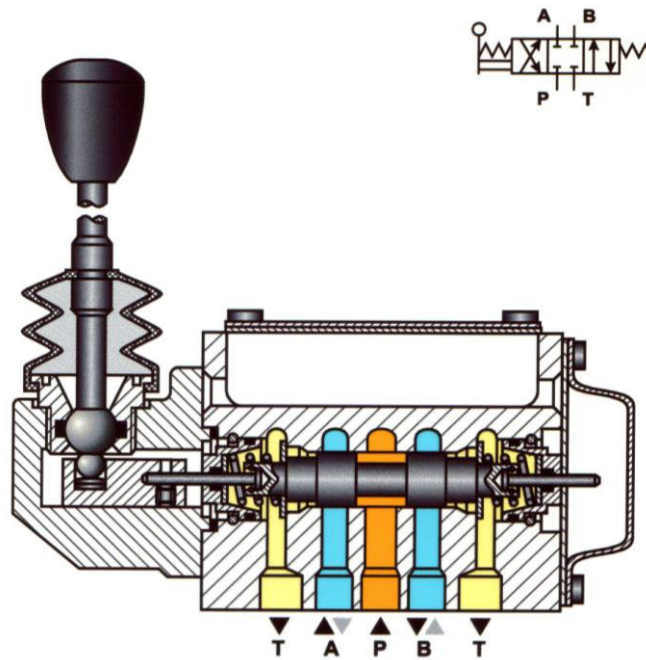


Схема гидрораспределителя с ручным управлением

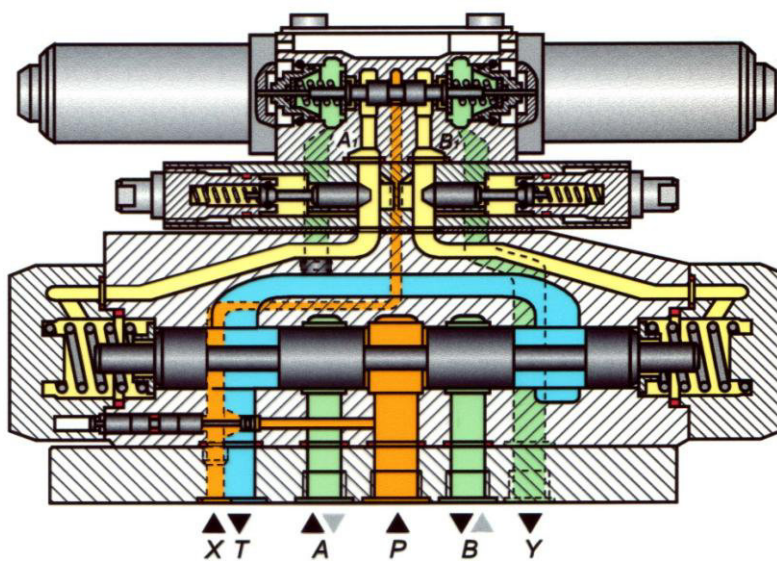
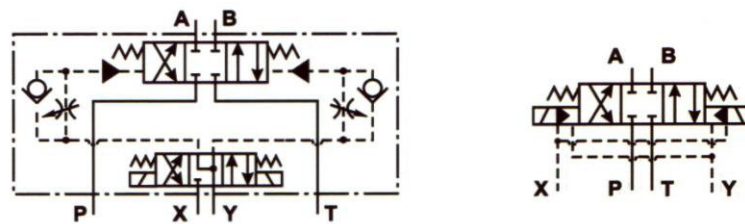
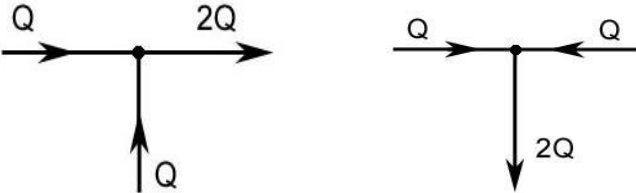



Схема гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением

**ПРИЛОЖЕНИЕ 4**

**Ориентировочные значения коэффициентов  
местных сопротивлений  
некоторых элементов гидропривода**

Тип местного сопротивления	Коэффициент
Золотниковый распределитель	2...4
Обратный клапан	2...3
Дроссель	2...2,2
Разъемная самозапирающаяся соединительная муфта	1...1,5
Фильтр	2...3
Присоединительный штуцер, переходник	0,1...0,15
Плавное колено трубопровода под углом 90°	0,12...0,15
Угольник с поворотом под углом 90°	1,5...2
Сверленный угольник	2
Выход жидкости из трубопровода в бак: а) для турбулентного режима б) для ламинарного режима	1 2
Вход в гидроцилиндры, фильтры и т.д.	0,8...0,9
Выход из бака в трубопровод с острыми кромками: а) при трубе, выполненной заподлицо со стенками резервуара б) при трубе, выдвинутой в бак	0,05 1
Тройники с одинаковыми диаметрами всех каналов: а) поток складывается	0,5...0,7 1,5...2
	
б) поток расходится	0,9...1,2 1...1,5
	



**ПРИЛОЖЕНИЕ 5**

**Ориентировочные значения  
максимальных скоростей течения рабочей жидкости**

Назначение гидролинии	Скорость $v$ , м/с, не более
Всасывающая	1,2
Сливная	2,0
Напорная (нагнетательная) при давлениях, МПа: до 2,5	2,5
до 10	4,0
до 16	5,0
свыше 25	6,2

**ПРИЛОЖЕНИЕ 6**

**Средняя высота неровностей (абсолютная шероховатость)  
внутренних поверхностей трубопроводов,  
выполненных из различных материалов**

Тип трубопровода	Абсолютная шероховатость $\Delta$ , мм
Стальные цельнотянутые	0,04...0,08
Чугунные и стальные с коррозией	0,2...0,3
Медные, латунные, алюминиевые цельнотянутые	0,01...0,05
Резиновые рукава и шланги	0,03

## ПРИЛОЖЕНИЕ 7

**Основные определения и зависимости  
гидравлики и гидропривода**

Наименование	Определения и зависимости
1	2
Плотность жидкости	Масса жидкости в единице объема: $\rho = m/V$
Сжимаемость	Свойство жидкости изменять свою плотность (объем) при изменении давления и (или) температуры
Вязкость	Свойство жидкости оказывать сопротивление относительно движению (сдвигу) частиц жидкости
Динамический коэффициент вязкости	Коэффициент пропорциональности $\mu$ , входящий в выражение закона вязкого трения Ньютона: $\tau = \mu \frac{dv}{dy}$ , где $\tau$ – касательное напряжение (удельная сила трения) на элементарной площадке, лежащей на поверхности соприкасающихся слоев движущейся жидкости; $\frac{dv}{dy}$ – производная скорости слоев жидкости $V$ по нормали $Y$ к рассматриваемым слоям жидкости (поперечный градиент скорости)
Кинематический коэффициент вязкости	Величина $\nu$ , равная отношению динамического коэффициента вязкости $\mu$ к плотности жидкости $\rho$ : $\nu = \mu/\rho$
Живое сечение потока	Поперечное сечение потока $S$ , перпендикулярное к направлению движения жидкости
Расход	Количество жидкости, протекающей через живое сечение в единицу времени: объемный расход $Q = V/t$ , где $V$ – объем; $t$ – время
Давление	Величина, определяемая силой, приходящейся на единицу поверхности (при равномерно распределенной нагрузке): $p = F/S$ , где $F$ – сила, нормальная к поверхности; $S$ – площадь поверхности

1	2
Средняя скорость потока	Скорость, с которой должны были бы двигаться все частицы жидкости через данное живое сечение, чтобы сохранился расход, соответствующий действительному распределению скоростей в этом же живом сечении: $V = Q/S$ , где $V$ – средняя скорость потока; $Q$ – расход жидкости; $S$ – площадь живого сечения
Уравнение неразрывности потока (постоянства расхода)	Уравнение выражает постоянство расхода жидкости, проходящей через каждое сечение вдоль потока: $Q = S_1 V_1 = S_2 V_2 = \dots SV = \text{const},$ где $S$ – площадь живого сечения; $V$ – средняя скорость потока в сечении
Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости	При установившемся движении жидкости уравнение Бернулли, записанное для двух сечений потока (первое сечение начальное), имеет вид $z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{пот}},$ где $p$ – давление в центре тяжести сечения; $Z$ – геометрическая высота центра тяжести сечения; $\gamma$ – удельный вес жидкости, $\gamma = \rho g$ ; $V$ – средняя скорость потока; $\alpha$ – коэффициент Кориолиса; $h_{\text{пот}}$ – потери напора в потоке между первым и вторым сечениями
Число Рейнольдса (критерий режима движения)	Безразмерная величина $Re$ , характеризующая режим движения. Для трубопровода круглого сечения с внутренним диаметром $d$ $Re = \frac{Vd}{\nu}$ , где $V$ – средняя скорость потока; $\nu$ – кинематический коэффициент вязкости. Значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного режима движения жидкости в турбулентный и турбулентного в ламинарный, называют критическим числом Рейнольдса

Продолжение прил. 7

1	2
Турбулентный режим движения	Хаотичное, беспорядочное движение жидкости с пульсацией скоростей, давлений и перемешиванием ее частиц
Ламинарный режим движения	Струйчатое, слоистое, упорядоченное движение жидкости без перемешивания ее частиц
Местное сопротивление	Гидравлическое сопротивление движению потока жидкости, вызывающее изменение скорости жидкости по величине или направлению и возникающее на участках резкого изменения конфигурации потока (поворот, сужение, расширение, задвижка, клапан, дроссель, распределитель и т.д.)
Сопротивление по длине	Гидравлическое сопротивление движению потока жидкости, вызываемое вязкостью и перемешиванием частиц жидкости на участке рассматриваемой длины без учета влияния местных сопротивлений
Потери напора в местном сопротивлении	<p>Потери напора <math>h_M</math> (удельной энергии потока) на преодоление местных сопротивлений. Определяются по формуле Вейсбаха</p> $h_M = \xi \frac{V^2}{2g},$ <p>где <math>\xi</math> – коэффициент местного сопротивления; <math>V</math> – средняя скорость жидкости; <math>g</math> – ускорение свободного падения. Потери давления <math>\Delta p_M</math> в местном сопротивлении равны <math>\Delta p_M = h_M \rho g</math>, где <math>\rho</math> – плотность жидкости</p>
Потери напора по длине трубопровода	<p>Потери напора <math>h_\ell</math> (удельной энергии потока) на преодоление сопротивлений по длине определяются по формуле Дарси–Вейсбаха</p> $h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{V^2}{2g},$ <p>где <math>\lambda</math> – коэффициент Дарси (коэффициент гидравлического трения, коэффициент путевых потерь); <math>\ell</math> – длина трубопровода; <math>d</math> – внутренний диаметр трубопровода; <math>V</math> – средняя скорость потока жидкости; <math>g</math> – ускорение свободного падения</p>
Объемный гидропривод	Совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенная для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением

1	2
Гидроустройство	Техническое устройство, предназначенное для выполнения определенной самостоятельной функции в объемном гидроприводе посредством взаимодействия с рабочей жидкостью
Гидросистема	Совокупность гидроустройств, входящих в состав объемного гидропривода
Объемная гидромашина	Гидроустройство, предназначенное для преобразования механической энергии в энергию потока рабочей жидкости (или наоборот) в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснения ее из рабочей камеры
Гидронасос (насос)	Машина для создания потока жидкой среды. Объемная гидромашина, предназначенная для преобразования механической энергии в энергию потока рабочей жидкости
Жидкая среда	Капельная жидкость, которая может содержать твердую и (или) газовую фазу
Объемный насос	Насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса
Насосный агрегат	Агрегат, состоящий из насоса или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой
Рабочая камера объемной гидромашины	Пространство объемной гидромашины, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости
Гидроаппарат	Гидроустройство, предназначенное для управления потоком рабочей жидкости. <i>Примечание.</i> Под управлением потоком рабочей жидкости понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей жидкости либо изменение направления, пуск и останов потока рабочей жидкости
Кондиционер рабочей жидкости	Гидроустройство, предназначенное для обеспечения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости
Гидроемкость	Гидроустройство, предназначенное для содержания рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода

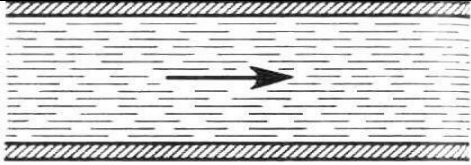
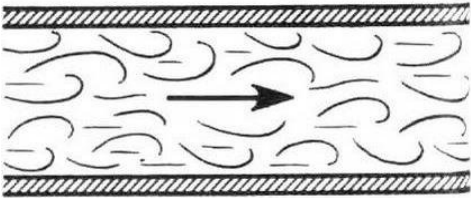
Продолжение прил. 7

1	2
Гидролиния	Гидроустройство, предназначенное для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного гидроустройства к другому
Насосный гидропривод	Объемный гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосом, входящим в состав этого привода
Гидропривод поступательного движения	Объемный гидропривод, гидродвигателем которого является гидроцилиндр
Гидропривод вращательного движения	Объемный гидропривод, гидродвигателем которого является гидромотор
Гидропривод с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости	Насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак
Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости	Насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает на вход насоса
Объемный гидродвигатель	Объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена
Гидроцилиндр	Объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена
Поворотный гидродвигатель	Объемный гидродвигатель с ограниченным поворотным движением выходного звена
Гидромотор	Объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена
Регулируемый гидромотор	Гидромотор с изменяемым рабочим объемом
Нерегулируемый гидромотор	Гидромотор с постоянным рабочим объемом
Запорно-регулирующий элемент гидроаппарата	Под запорно-регулирующим элементом понимается подвижная деталь или группа деталей гидроаппарата, при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение

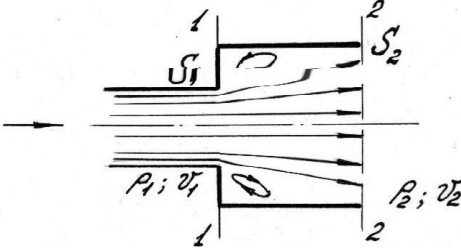
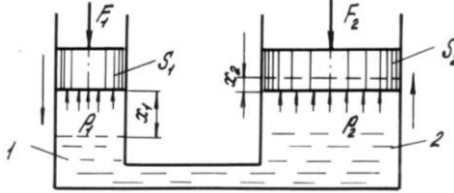
1	2
Гидроклапан	Гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат
Гидроаппарат неклапанного действия	Гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от внешнего управляющего воздействия
Регулирующий гидроаппарат	Гидроаппарат, который управляет давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения
Направляющий гидроаппарат	Гидроаппарат, который управляет пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения
Гидроаппарат прямого действия	Гидроклапан, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент
Гидроклапан непрямого действия	Гидроклапан, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются основным запорно-регулирующим элементом в результате воздействия потока рабочей жидкости на вспомогательный запорно-регулирующий элемент
Гидроклапан давления	Регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости
Напорный гидроклапан	Гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости
Предохранительный клапан	Напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное
Гидродроссель	Гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости
Направляющий гидрораспределитель	Направляющий гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия
Дренажная линия	Гидролиния, по которой отводятся утечки рабочей жидкости

**ПРИЛОЖЕНИЕ 8**

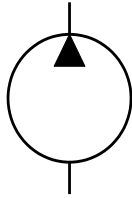
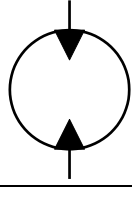
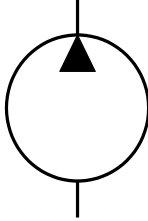
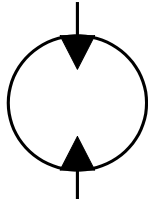
**Краткий русско-английский словарь по гидроприводу**

№ п/ п	Термин		Иллюстрация
	На русском языке	На английском языке	
1	2	3	4
1	Жидкость	Liquid	
2	Давление $p = 98\,000\text{ Па}$	Pressure $p = \frac{F}{S}$ $p = 98\,000\text{ Па}$	
3	Гидростатическое давление	Hydrostatic pressure $p = \rho gh$	
4	Манометр	Pressure gauge, manometer	
5	Поток	Flow	
6	Ламинарный поток	Laminar flow, streamline flow	
7	Турбулентный поток	Turbulent flow	
8	Число Рейнольдса	Reynolds' number $Re = \frac{vd}{\nu}$	
9	Вязкость	Viscosity	
10	Сила вязкого трения	Force of viscous friction	
11	Напор	Head	


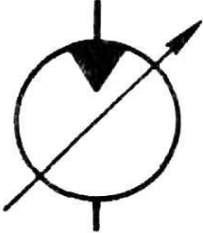

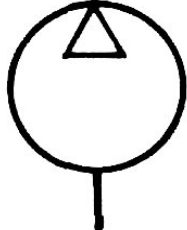
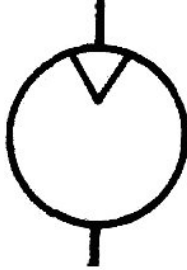


1	2	3	4
12	Коэффициент динамической вязкости, динамическая вязкость $\eta = 1,5 \text{ Па}\cdot\text{с}$	Dynamic coefficient of viscosity  $\eta = 1,5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$	
13	Кинематическая вязкость  $\nu = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$ $\nu = 50 \text{ сСт}$	Kinematic viscosity  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ $\nu = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$ $\nu = 50 \text{ сСт}$	
14	Напор	Head	
15	Скоростной напор, динамический напор	Dynamic head  $H_v = \alpha \frac{v_0^2}{2g}$	
16	Потери давления	Pressure loss ( $\Delta p$ )	
17	Гидравлическое сопротивление	Hydraulic resistance	
18	Коэффициент сопротивления	Resistance coefficient ( $\zeta$ )	
19	Температура	Temperature $T = 323 \text{ K}; t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	
20	Гидравлический привод (гидропривод)	Hydraulic drive	
21	Пневматический привод (пневмопривод)	Pneumatic drive	

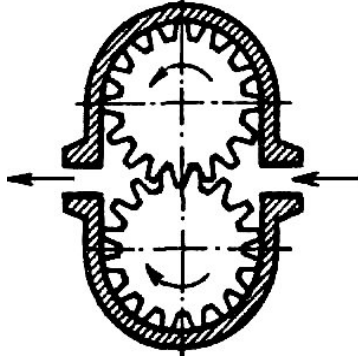
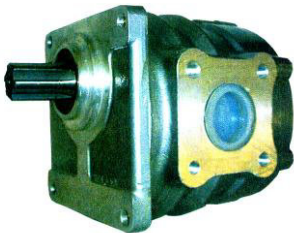
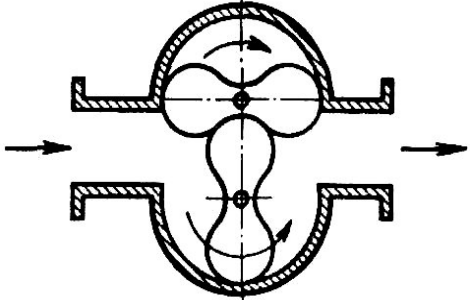
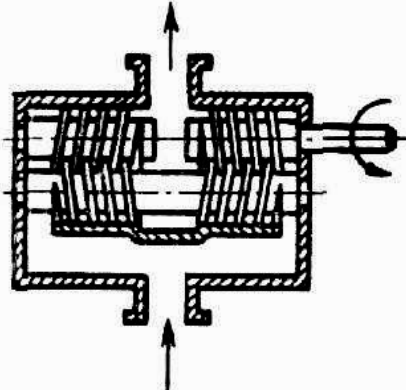
Продолжение прил. 8

1	2	3	4
22	Объемный гидропривод	Hydrostatic drive	
23	Гидродинамический привод	Hydrodynamic power drive	
24	Объемный насос	Positive-displacement pump	
25	Объемный гидромотор	Hydraulic actuator	
26	Гидролиния (линия, магистраль)	Hydraulic line, line	
27	Всасывающая гидролиния	Suching line	
28	Напорная гидролиния (нагнетательная гидролиния)	Pressure line	
29	Сливная линия	Return line	
30	Дренажная линия	Drain line	
31	Насос	Pump	
32	Подача насоса (производительность насоса) Q	Pump capacity Q = 25 л/мин (l/min)	
33	Гидромотор	Hydraulic motor	
34	Насос с постоянной подачей (насос постоянной производительности)	Constant-delivery pump Q = const	
35	Нерегулируемый гидромотор	Constant-speed hydraulic motor n = const	

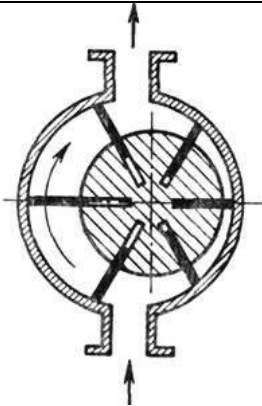
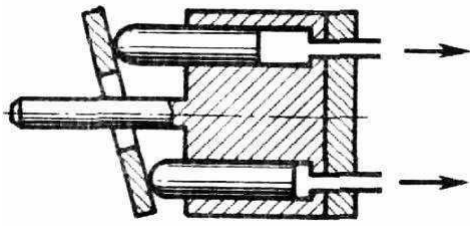
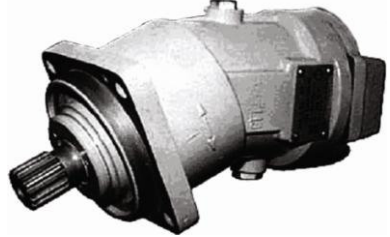
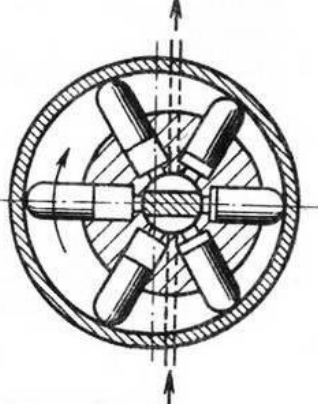
Продолжение прил. 8

1	2	3	4
36	Насос с регулируемой подачей (насос регулируемой производительности)	Variable pump $Q = \text{var}$	
37	Регулируемый гидромотор	Variable-speed hydraulic motor $n = \text{var}$	
38	Насос-мотор	Pump-motor	
39	Компрессор	Compressor	
40	Пневмомотор	Pneumatic motor	

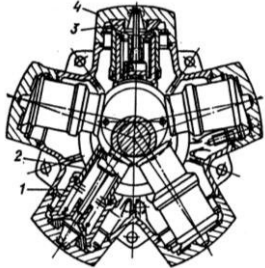
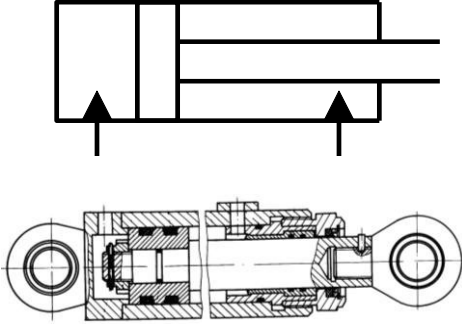
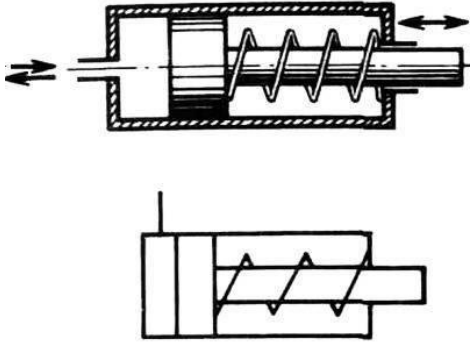
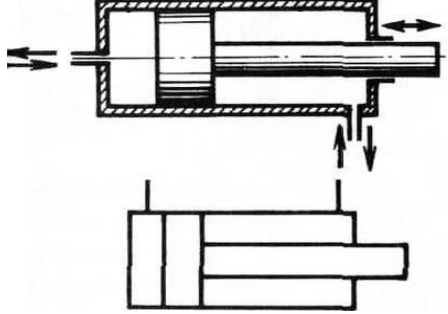
Продолжение прил. 8

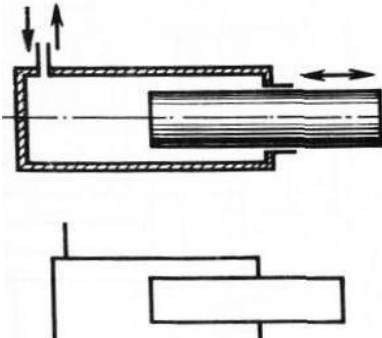
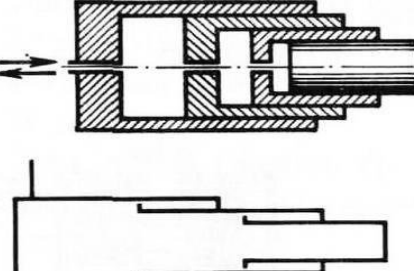
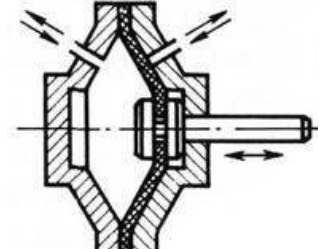
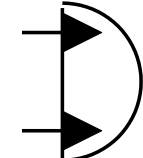
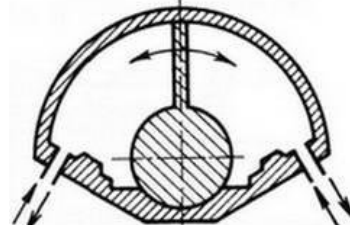
1	2	3	4
41	Шестеренный насос	Gear pump	
42	Шестеренный гидромотор	Gear-type hydraulic motor	
43	Коловратный насос	Rotary pump	
44	Коловратный гидромотор	Rotary hydraulic motor	
45	Винтовой насос	Screw pump	
46	Винтовой гидромотор	Screw hydraulic motor	

Продолжение прил. 8

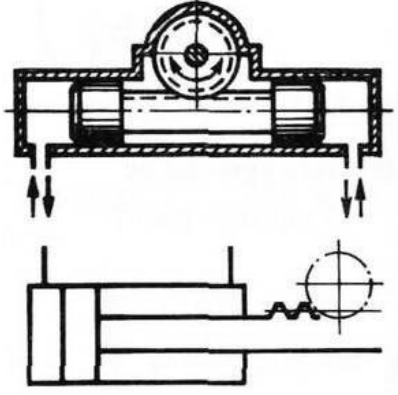
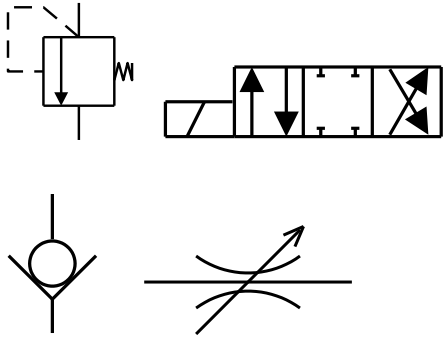
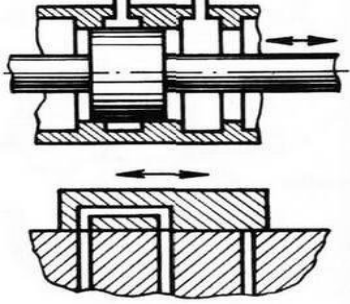
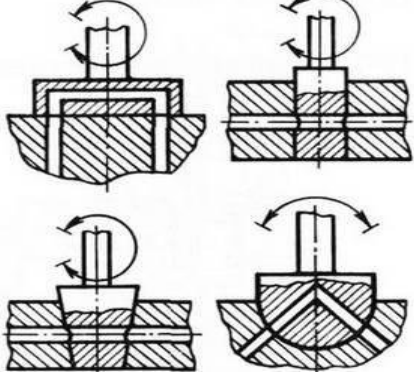
1	2	3	4
47	Пластинчатый насос	Vane pump	
48	Пластинчатый гидромотор	Vane motor	
49	Аксиально-поршневой насос	Axial-piston pump	
50	Аксиально-поршневой гидромотор	Axial-piston hydraulic motor	
51	Радиально-поршневой насос	Radial-piston pump	

Продолжение прил. 8

1	2	3	4
52	Радиально-поршневой гидромотор	Radial-piston hydraulic motor	
53	Гидроцилиндр (гидравлический цилиндр)	Hydraulic cylinder	
54	Пневмоцилиндр (пневматический цилиндр)	Pneumatic cylinder	
55	Поршень	Piston	
56	Шток (поршня)	Piston rod	
57	Цилиндр одностороннего действия	Single-acting Cylinder	
58	Цилиндр двухстороннего действия	Double-acting Cylinder	

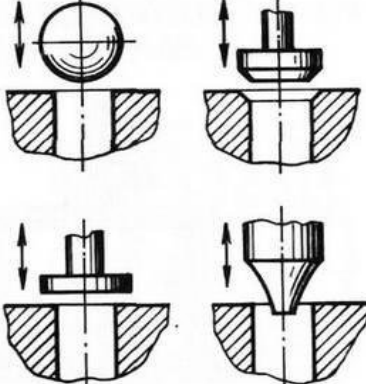
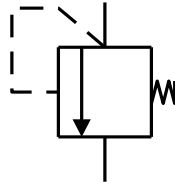
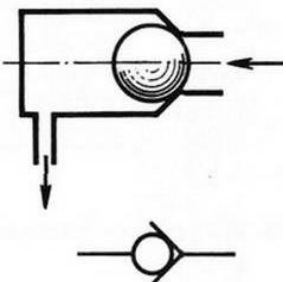
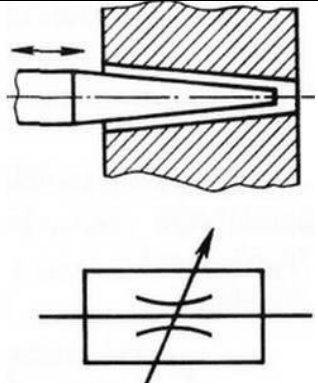
1	2	3	4
59	Поршневая полость (цилиндра)	Head end of cylinder	
60	Штоковая полость (цилиндра)	Rod end of cylinder	
61	Плунжерный цилиндр	Plunger cylinder	
62	Телескопический цилиндр	Telescoping Cylinder	
63	Мембранный цилиндр	Diaphragm actuator	
64	Поворотный гидродвигатель	Limited rotary hydraulic motor	
65	Пластинчатый поворотный гидродвигатель	Vane-type limited rotary hydraulic motor	

Продолжение прил. 8

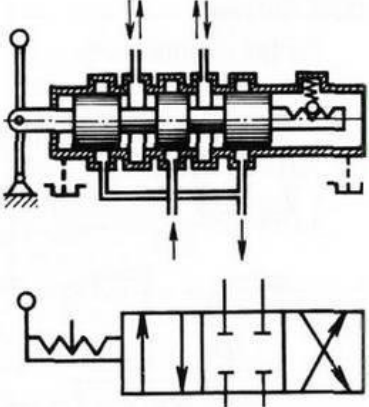
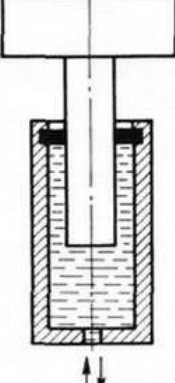
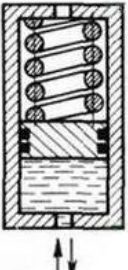
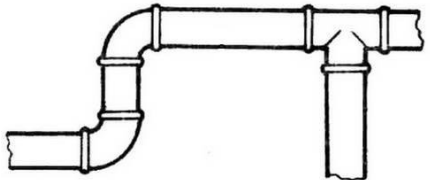
1	2	3	4
66	Поршневой поворотный гидродвигатель	Piston- type limited rotary hydraulic Motor	
67	Гидроаппарат	Hydraulic control valve	
68	Золотник	Valve, slide	
69	Кран (поворотный клапан)	Rotary valve	

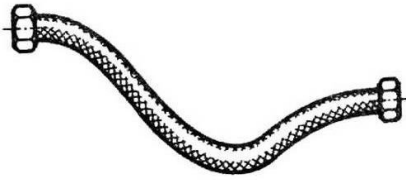
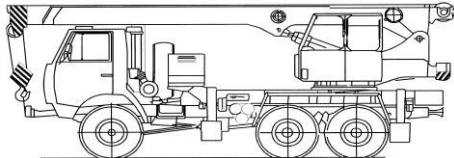
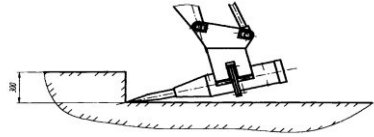
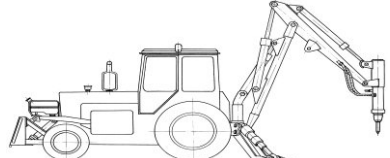
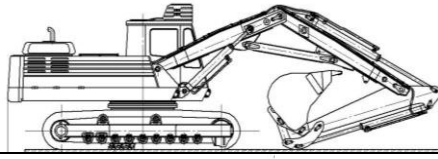
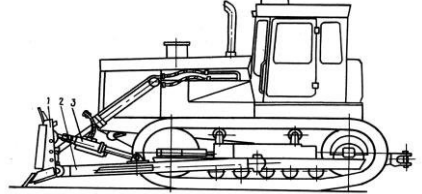


Продолжение прил. 8

1	2	3	4
70	Клапан (седельный клапан)	Seat valve	
71	Клапан давления	Pressure control valve	
72	Предохранительный клапан	Safety valve, relief valve	
73	Редукционный клапан	Pressure reducing valve	
74	Обратный клапан	Check valve	
75	Дроссель	Throttle	
76	Дросселирование	Throttling	
77	Рабочее окно	Orifice	

Продолжение прил. 8

1	2	3	4
78	Распределитель	Distribution valve	
79	Гидрораспределитель	Hydraulic distribution valve	
80	Пневмораспределитель	Pneumatic distribution valve	
81	Гидроаккумулятор	Hydraulic accumulator	
82	Грузовой гидроаккумулятор	Weighted hydraulic accumulator	
83	Пружинный гидроаккумулятор	Spring-loaded hydraulic accumulator	
84	Трубопровод	Pipeline	

1	2	3	4
85	Шланг	Hose	
86	Смазывание, смазка	Lubrication	
87	Смазочное масло, жидкая смазка	Oil	
88	Марка масла	Oil grade	
89	Индустриальное масло	Industrial oil	
90	Присадка к маслу	Oil additive	
91	Уплотнение, герметизация	Sealing, seal	
92	Уплотнительное устройство, уплотнение	Seal	
93	Автомобильный гидравлический кран	Motor hydraulic crane	
94	Зуб-рыхлитель	Tooth Ripper	
95	Рабочее оборудование	Operating element	
96	Экскаватор	Excavator	
97	Бульдозер	Dozer, bulldozer	

## Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение гидромашины.
2. В чем основное отличие гидронасоса от гидродвигателя?
3. В чем основное отличие гидроцилиндра от гидромотора?
4. В чем заключается принцип действия объемных насосов?
5. Какие бывают гидродвигатели в зависимости от характера движения выходного звена?
6. Из каких основных элементов состоят роторные насосы?
7. Что понимается под рабочим объемом насоса  $q_n$ ?
8. От каких параметров зависит рабочий объем шестеренного насоса?
9. От каких параметров зависит рабочий объем пластинчатого насоса?
10. От каких параметров зависит рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров?
11. От каких параметров зависит рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском?
12. В чем отличие аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров от аксиально-поршневого насоса с наклонным диском?
13. В чем отличие низкомоментных гидромоторов от высокомоментных?
14. Что понимается под номинальным давлением гидромашины?
15. Назовите основные параметры гидромашин.
16. Как рассчитать теоретическую подачу насоса, зная рабочий объем и частоту вращения вала насоса?
17. Какие параметры необходимо знать для расчета теоретической подачи насоса?
18. Действительная подача насоса больше или меньше теоретической?
19. Как определить полный КПД гидромашины, если известны гидравлический, механический и объемный КПД?
20. Каково назначение гидронасоса?
21. Каково назначение гидромотора?
22. Каково назначение гидроцилиндра?
23. Каково назначение пневмоцилиндра?
24. Для чего служит компрессор?
25. Как рассчитать скорость движения поршня гидроцилиндра  $V$ , если известны расход жидкости  $Q$  и площадь рабочей полости  $S$ ?
26. Как рассчитать скорость движения поршня пневмоцилиндра  $V$ , если известны расход газа  $Q$  и площадь рабочей полости  $S$ ?
27. От каких параметров зависит скорость движения поршня гидроцилиндра?
28. В чем отличие полезной мощности гидромашины от потребляемой?
29. Как определяется полный КПД гидромашины?

30. Назовите основные параметры объемного насоса.
31. Назовите основные параметры гидромотора.
32. Назовите основные параметры гидроцилиндра.
33. Как определяется полезная мощность насоса?
34. Как определяется полезная мощность гидромотора?
35. Как определяется полезная мощность гидроцилиндра?
36. Как определяется мощность, потребляемая насосом?
37. Как определяется мощность, потребляемая гидромотором?
38. Как определяется мощность, потребляемая гидроцилиндром?
39. Каково назначение объемного гидропривода?
40. Из каких основных элементов состоит объемный гидропривод?
41. Назовите основные параметры объемного гидропривода.
42. В чем отличие гидропривода с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости от гидропривода с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости?
43. Какими способами можно регулировать скорость движения выходного звена гидропривода?
44. В чем заключаются особенности объемного (машинного) способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
45. В чем заключаются особенности дроссельного способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
46. Где может устанавливаться дроссель при дроссельном регулировании скорости движения выходного звена гидропривода?
47. Что понимается под диапазоном регулирования скорости движения выходного звена гидропривода?
48. Где может устанавливаться фильтр в гидросистеме?
49. Какие функции выполняет гидроаппаратура?
50. Назовите примеры гидроаппаратов.
51. По каким основным параметрам выбирается гидроаппарат?
52. Для чего предназначен фильтр?
53. Для чего предназначен обратный клапан?
54. Для чего предназначен гидрозамок?
55. Для чего предназначен предохранительный клапан?
56. Для чего предназначен гидрораспределитель?
57. Для чего служит запорно-регулирующий элемент в гидроаппарате?
58. В чем отличие предохранительного клапана от переливного?
59. Что такое принципиальная гидравлическая схема?
60. Как изображается на гидравлических схемах насос?
61. Как изображается на гидравлических схемах гидроцилиндр?
62. Как изображается на гидравлических схемах предохранительный клапан?
63. Как изображается на гидравлических схемах обратный клапан?
64. Как изображается на гидравлических схемах дроссель?

65. Как изображается на гидравлических схемах гидромотор?
66. Как изображается на гидравлических схемах распределитель?
67. Как изображается на гидравлических схемах фильтр?
68. Как изображается на гидравлических схемах расходомер?
69. Как изображается на гидравлических схемах манометр?
70. Как изображается на гидравлических схемах датчик температуры?
71. Сформулируйте достоинства и недостатки объемного способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода.
72. Сформулируйте достоинства и недостатки дроссельного способа регулирования скорости движения выходного звена гидропривода.
73. Каково назначение следящего гидропривода?
74. Из каких элементов состоит следящий гидропривод?
75. Что такое гидроусилитель?
76. Что такое коэффициент усиления по мощности гидроусилителя?
77. Что такое обратная связь выхода со входом в гидроусилителе?
78. Каков принцип действия следящего гидропривода?
79. Какова структурная схема следящего гидропривода?
80. Где применяются гидроударные устройства?
81. Из каких основных элементов состоит гидроударное устройство?
82. В чем заключается принцип действия гидроударного устройства?
83. Каково назначение гидромолота?
84. Какие бывают гидроударные устройства?
85. Что такое гидропневматическое ударное устройство?
86. В чем заключаются особенности беззолотниковых гидроударных устройств?
87. Назовите основные параметры гидроударного устройства.
88. От каких параметров зависит энергия единичного удара?
89. От каких параметров зависит эффективная (ударная) мощность гидроударника?
90. От каких параметров зависит частота ударов гидроударников?

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД .....	4
1.1. Основные понятия и принцип действия .....	4
1.2. Классификация объемного гидропривода .....	7
1.3. Выполнение гидравлических схем .....	11
1.4. Основные параметры объемного гидропривода .....	13
1.5. Достоинства и недостатки объемных гидроприводов.....	14
1.6. Области применения объемных гидроприводов .....	16
2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ .....	18
2.1. Общая классификация гидромашин .....	18
2.2. Области применения гидромашин .....	19
2.3. Основные параметры объемных гидромашин .....	20
2.4. Классификация объемных гидромашин .....	25
2.5. Поршневые насосы .....	27
2.6. Шестеренные гидромашины .....	30
2.7. Пластинчатые гидромашины .....	35
2.8. Аксиально-поршневые гидромашины .....	38
2.9. Радиально-поршневые гидромашины .....	49
2.10. Гидромоторы .....	51
2.11. Гидроцилиндры .....	57
2.12. Поворотные гидродвигатели .....	66
3. ГИДРОАППАРАТУРА .....	70
3.1. Общие сведения, определения, классификация .....	70
3.2. Гидравлические распределители .....	76
3.3. Гидравлические клапаны давления .....	93
3.3.1. Предохранительные и переливные клапаны .....	94
3.3.2. Редукционные гидроклапаны .....	100
3.4. Гидравлические дроссели и регуляторы потока .....	102
3.5. Гидравлические клапаны соотношения расходов .....	106
3.6. Гидравлические обратные клапаны и гидрозамки .....	108

4. КОНДИЦИОНЕРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ, ГИДРОЕМКОСТИ, ГИДРОЛИНИИ .....	116
4.1. Рабочие жидкости гидросистем .....	116
4.2. Фильтры, теплообменные аппараты .....	128
4.3. Гидробаки .....	134
4.4. Гидроаккумуляторы .....	137
4.5. Гидролинии .....	139
4.6. Уплотнительные устройства .....	144
5. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ .....	146
5.1. Объемное регулирование .....	146
5.2. Дроссельное регулирование .....	151
6. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТИПОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ....	160
6.1. Автомобильные краны .....	160
6.2. Одноковшовые экскаваторы .....	163
7. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА .....	173
7.1. Исходные данные для расчета гидропривода .....	173
7.2. Расчет гидропривода .....	175
7.2.1. Определение мощности гидропривода и выбор насоса .....	176
7.2.2. Определение внутреннего диаметра гидролиний, скоростей движения жидкости.....	179
7.2.3. Выбор гидроаппаратуры, кондиционеров рабочей жидкости ...	180
7.2.4. Расчет потерь давления в гидролиниях .....	181
7.2.5. Расчет и выбор гидроцилиндров .....	182
7.2.6. Расчет и выбор гидромоторов .....	186
7.2.7. Определение КПД гидропривода .....	188
7.3. Тепловой расчет гидропривода .....	189
7.4. Расчет объемного гидропривода на ЭВМ .....	192
8. СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД .....	196
8.1. Назначение .....	196
8.2. Принцип действия .....	198



9. ГИДРОУДАРНЫЕ УСТРОЙСТВА .....	202
9.1. Области применения гидроударных устройств .....	202
9.2. Классификация, структура гидроударных устройств .....	205
9.3. Технические характеристики гидроударных устройств .....	211
9.4. Особенности беззолотниковых гидроударных устройств .....	215
9.5. Основные параметры гидроударных устройств .....	218
9.6. Уравнения регрессии основных параметров гидроударных устройств .....	219
9.7. Основы расчета гидроударных устройств .....	222
9.8. Основные рекомендации и методика инженерного расчета гидроударных рабочих органов ДСМ .....	226
 ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	 232
 БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	 233
 ПРИЛОЖЕНИЯ:	
<i>Приложение 1.</i> Условные графические обозначения основных элементов гидропривода .....	235
<i>Приложение 2.</i> Буквенные позиционные обозначения основных элементов гидропривода на принципиальных гидравлических схемах по ГОСТ 2.704–76 .....	240
<i>Приложение 3.</i> Образцы гидромашин производства зарубежных фирм .....	241
<i>Приложение 4.</i> Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений некоторых элементов гидропривода .....	247
<i>Приложение 5.</i> Ориентировочные значения максимальных скоростей течения рабочей жидкости .....	248
<i>Приложение 6.</i> Средняя высота неровностей (абсолютная шероховатость) внутренних поверхностей трубопроводов, выполненных из различных материалов .....	248
<i>Приложение 7.</i> Основные определения и зависимости гидравлики и гидропривода .....	249
<i>Приложение 8.</i> Краткий русско-английский словарь по гидроприводу .....	255
 Контрольные вопросы и задания.....	 267