

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Забайкальский государственный университет  
(ФГБОУ ВПО «ЗабГУ»)**

А.Ф.Чебунин

**ГИДРОПРИВОД  
ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
МАШИН**

Учебное пособие

**Чита – 2012**

УДК 62-82.002.5 (075)  
ББК 34.447я7  
Ч346  
ISBN

Чебунин А.Ф. Гидропривод транспортных и технологических машин: учеб. пособие /А.Ф. Чебунин. – 2-е изд., испр. – Чита: ЗабГУ, 2012. - 135 с.

Табл. 17. Ил. 38. Библ. 18 наим.

В учебном пособии приведены краткие сведения о рабочих гидравлических жидкостях, описаны принципы действия и конструкции элементов гидравлического оборудования и гидравлического привода, рассмотрены вопросы расчета и проектирования объемного гидравлического привода транспортных и технологических машин.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 190600.62 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и по специальности 190109.65 – «Наземные транспортно-технологические средства».

УДК 62-82.002.5 (075)  
ББК 34.447я7  
Ч346  
ISBN

Ответственный за выпуск к.техн.н. А.В Лесков

Рецензенты: д-р. техн. н. С.Я.Березин;  
д-р. техн. н. Н.С.Галдин

© Забайкальский государственный университет, 2012

© Чебунин А.Ф., 2012

## Предисловие

Научно-технический прогресс в машиностроении неразрывно связан с разработкой и созданием новой более производительной, более эффективной техники и совершенствованием конструкций существующих машин и оборудования.

Технический уровень машин во многом определяется совершенством привода потока мощности к их рабочим органам. При этом важная роль отводится приводам, носителем энергии в которых является жидкость. Такие приводы называют гидравлическими или гидроприводами. Применение гидроприводов позволяет создавать прогрессивные конструкции машин, расширять возможности механизации и автоматизации технологических процессов, облегчать условия труда операторов, улучшать культуру материального производства.

Масштабы распространения и применения гидропривода непрерывно растут, что, безусловно, требует высокой квалификации специалистов, занимающихся вопросами расчета, проектирования, изготовления, эксплуатации и ремонта гидрофицированной техники. В связи с этим первостепенное значение имеет профессиональная подготовка студентов, обучающихся по специальности 190109.65 и направлению 190600.62, изучающих дисциплины «Гидравлика и гидропневмопривод» и «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования».

Целью настоящего пособия является предоставление студентам информации, касающейся основных сведений о гидрообъемных приводах, устройства и принципа действия гидромеханизмов и гидроаппаратов, составления принципиальных гидравлических схем, последовательности расчета гидропривода и выбора гидроэлементов.

## Введение

Гидравлические приводы возникли достаточно давно, но интенсивно стали развиваться только в XX в. Современную историю своего развития гидропривод ведет с корабельных механизмов, в частности с механизмов рулевого управления и поворота орудийных башен [16]. Затем гидропривод нашел применение в металлорежущих станках, в авиационной технике и т.д.

В настоящее время гидроприводы успешно используются практически во всех сферах промышленного производства, в том числе - в отрасли строительного, дорожного, коммунального машиностроения.

Малые габаритные размеры и масса при значительной вырабатываемой мощности, большая перегрузочная способность по мощности и моменту, возможность обеспечения достаточно больших передаточных чисел и бесступенчатого регулирования скорости выходного звена, легкая реверсивность, обеспечивающая высокое быстродействие и точность отработки управляющих воздействий, доступность автоматизации – это те основные преимущества гидравлического привода, которые определяют его широкое применение в конструкциях транспортных и технологических машин.

К существенным недостаткам гидропривода по сравнению с механическим и электроприводом следует отнести: меньшее значение коэффициента полезного действия (0,6-0,8), зависимость характеристик гидропривода от параметров рабочего тела – жидкости, возможность наружных и внутренних утечек рабочей жидкости, более высокие требования к точности изготовления деталей и сборки гидроагрегатов, достаточно жесткие требования к культуре технического обслуживания и ремонта.

# 1. Общие сведения о гидрообъемных приводах

## 1.1. Состав гидравлического привода

Под приводом понимается устройство или совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие рабочих органов машин или механизмов. Привод состоит из источника энергии, механизма для передачи и преобразования энергии и аппаратуры управления. По виду передаваемой и преобразуемой энергии приводы подразделяются на механические, электрические, пневматические и гидравлические. В механических приводах механическая энергия передается при помощи зубчатых, рычажных, винтовых, кулачковых и других механизмов. В электроприводах электрическая энергия преобразуется в механическую энергию при помощи электродвигателей. В пневмоприводах энергия сжатого воздуха переходит в пневмодвигателях в механическую энергию, снимаемую с вала или штока.

Основой гидравлического привода является гидравлический механизм, который передает энергию при помощи потока жидкости под давлением и преобразует ее в гидродвигателе.

**Гидравлическим приводом (гидроприводом)** называется совокупность устройств для приведения в движение рабочих органов машин и механизмов при помощи энергии жидкости. Гидропривод состоит из приводного двигателя, гидропередачи, устройств управления и вспомогательных устройств. Каждый элемент, входящий в состав гидропривода, выполняет определенные функции. На рис. 1 приведена функциональная схема гидропривода, иллюстрирующая взаимосвязи между составными элементами гидропривода.

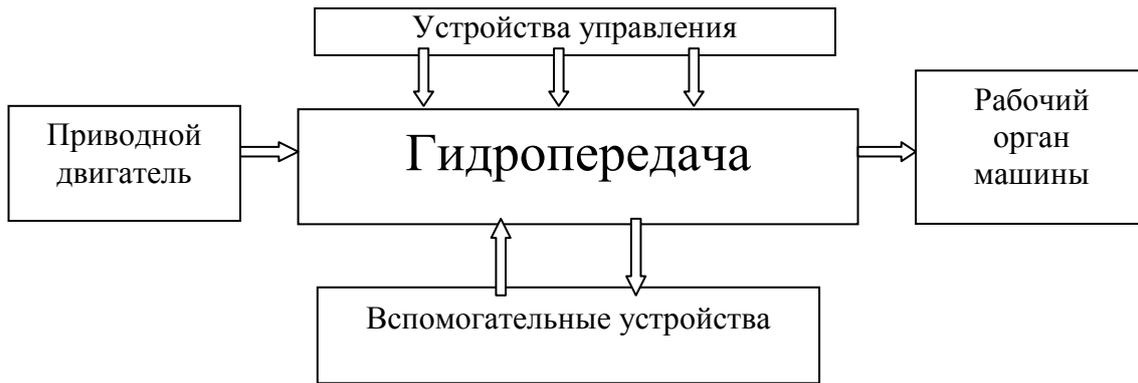


Рис. 1. Функциональная схема гидропривода

**Приводной двигатель** является источником механической энергии. В качестве приводного двигателя могут быть использованы электродвигатель, турбина, двигатель внутреннего сгорания. Последний является основным источником механической энергии на транспортных и технологических машинах.

**Гидропередача** предназначена для передачи механической энергии от приводного двигателя к рабочему оборудованию посредством жидкости. Гидропередача состоит из двух гидравлических машин: насоса и гидродвигателя, соединенных гидромагистралью. Насос преобразует механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию потока жидкости. Гидродвигатель производит обратное преобразование гидравлической энергии жидкости в энергию движения выходного звена гидропередачи (рис.2).

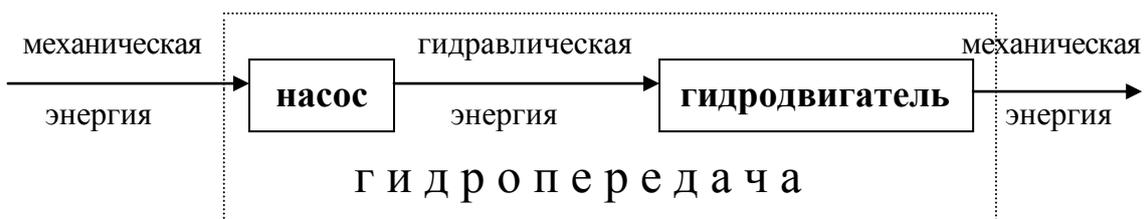


Рис. 2. Преобразование энергии в гидропередаче

В зависимости от вида гидравлической энергии различают объемные и динамические гидропередачи. В объемной передаче энергия от насоса к гидродвигателю передается за счет гидростатического давления жидкости при относительно малом значении ее кинетической энергии. Гидроприводы с объемной гидропередачей называют гидрообъемными (объемными).

В динамической гидропередаче энергия передается главным образом за счет кинетической энергии потока жидкости. Гидроприводы с динамической передачей называют гидродинамическими.

Гидрообъемные и гидродинамические приводы существенно отличаются по конструкции и областям применения. В настоящем пособии речь пойдет только о гидрообъемном приводе.

**Устройства управления** предназначены для управления энергией потока жидкости по величине и направлению. К ним относят регуляторы расхода и давления, гидроусилители, гидрораспределители и т.д.

**Вспомогательные устройства** гидропривода не затрагивают сути его энергетических процессов и предназначены для обеспечения нормального функционирования привода в заданных условиях эксплуатации. К этим устройствам относят гидромагистраль, средства для очистки, охлаждения или нагрева жидкости, гидроемкости, запорная и соединительная арматура и др.

Выходное звено гидропередачи - гидродвигатель непосредственно или через механическую передачу соединяется с рабочим органом машины или механизма (внешней нагрузкой). В качестве гидродвигателя в гидропередаче, в зависимости от вида движения рабочего органа, используют гидроцилиндры и гидромоторы.

## 1.2. Принцип действия объемного гидропривода

Принцип действия объемного гидропривода основан на высоком значении объемного модуля упругости жидкости и на законе Паскаля. Для пояснения принципа действия и выяснения основных зависимостей гидропривода рассмотрим схему на рис. 3. Схема включает две гидравлические машины в виде герметичных цилиндров 1 и 2, соединенных последовательно гидролинией 3.

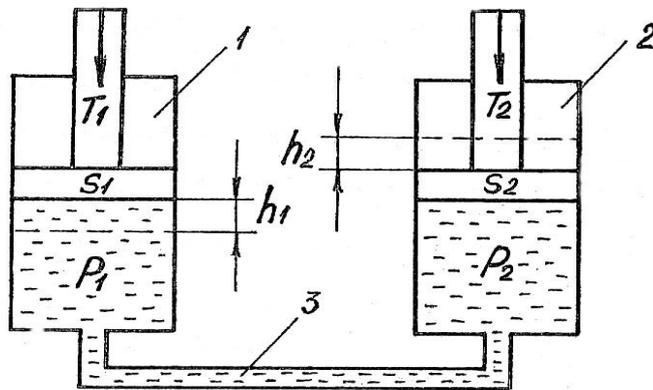


Рис. 3. Принципиальная схема объемного гидропривода

Цилиндр 1 является насосом (входным звеном), цилиндр 2 – гидродвигателем (выходным звеном). Поршень первого цилиндра нагружен силой  $T_1$ , поршень второго – внешней нагрузкой  $T_2$ .

При перемещении поршня цилиндра 1 вниз жидкость из него вытесняется в цилиндр 2, приводя его поршень в движение. В гидроцилиндрах и гидролинии установится гидростатическое давление, величина которого без учета потерь будет равна

$$P_1 = \frac{T_1}{S_1} = \frac{T_2}{S_2} = P_2 = P, \quad (1)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – площади первого и второго цилиндров соответственно.

Следовательно, давление в гидроприводе определяется нагрузкой, а сила, развиваемая на поршне цилиндра 2

$$T_2 = P \cdot S_2, \quad (2)$$

приводит в движение гидродвигатель, преодолевая нагрузку и совершая полезную работу. При отсутствии нагрузки на гидродвигатель давление будет равно нулю. На основании (1) можно записать

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{S_2}{S_1} = i_c, \quad (3)$$

где  $i_c$  - силовое передаточное отношение гидропривода.

В случае полной герметичности цилиндров и соединяющего их трубопровода, несжимаемости жидкости, отсутствия деформации цилиндров справедливо равенство

$$h_1 S_1 = h_2 S_2, \quad (4)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  - перемещение поршней цилиндров 1 и 2 соответственно.

Считая, что перемещение поршней происходит равномерно за время  $t$ , получим

$$\frac{h_1 \cdot S_1}{t} = \frac{h_2 \cdot S_2}{t} \text{ или } \mathcal{G}_1 S_1 = \mathcal{G}_2 S_2, \quad (5)$$

откуда

$$\frac{\mathcal{G}_2}{\mathcal{G}_1} = \frac{S_1}{S_2} = i_k, \quad (6)$$

где  $i_k$  - кинематическое передаточное число гидропривода.

На основании (5) скорость выходного звена гидропривода будет равна

$$\mathcal{G}_2 = \frac{\mathcal{G}_1 S_1}{S_2} = \frac{Q_1}{S_2} = \frac{Q_2}{S_2}, \quad (7)$$

где  $Q_1$  – подача насоса,  $Q_2$  – расход гидродвигателя.

Из полученных зависимостей следует, что расход жидкости обеспечивает скоростные показатели привода, а давление – силовые.

### 1.3. Энергетический баланс гидропривода

Энергетические возможности гидропривода характеризуются его мощностью. Мощность на входе и выходе гидропривода, согласно рис.3 и принятым обозначениям в п. 1.2, определяется из выражений:

$$N_{\text{вх}} = T_1 \cdot \mathcal{G}_1 = P_1 \cdot S_1 \cdot \mathcal{G}_1 = P_1 \cdot Q_1, \quad (8)$$

$$N_{\text{вых}} = T_2 \cdot \mathcal{G}_2 = P_2 \cdot S_2 \cdot \mathcal{G}_2 = P_2 \cdot Q_2.$$

Тогда баланс мощности в приводе можно представить в виде

$$N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} + \Delta N, \quad (9)$$

где  $\Delta N$  - потери мощности в гидроприводе.

Потери мощности в гидроприводе складываются из объемных  $\Delta N_0$ , механических  $\Delta N_M$  и гидравлических потерь  $\Delta N_G$

$$\Delta N = \Delta N_0 + \Delta N_M + \Delta N_G. \quad (10)$$

Мощность объемных потерь равна

$$\Delta N_0 = P \cdot \Delta Q,$$

где  $\Delta Q$  - расход внешних и внутренних утечек жидкости в элементах гидропривода, влияющий на объемный КПД,

$$\eta_0 = \frac{Q_{\text{вых}}}{Q_{\text{вх}}} = \frac{Q_{\text{вх}} - \Delta Q}{Q_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{\text{вх}}}, \quad (11)$$

где  $Q_{\text{вх}}$  - расход жидкости, поступающей в гидропривод;  $Q_{\text{вых}}$  - расход жидкости, направляемой на слив.

Объемные потери проявляются в снижении скоростных параметров гидропривода. Так, если обозначить теоретическую скорость выходного звена гидропривода через  $\mathcal{G}_T$ , то его действительная скорость будет равна

$$\mathcal{G}_d = \mathcal{G}_T \cdot \eta_0. \quad (12)$$

Мощность механических потерь определяют по формуле

$$\Delta N_M = \mathcal{G} \cdot \Delta T, \quad (13)$$

где  $\Delta T$  - потери усилия в гидроприводе, определяющие механический КПД гидропривода

$$\eta_M = \frac{N_{\text{ВХ}} - \Delta N_M}{N_{\text{ВХ}}} = 1 - \frac{\Delta N_M}{N_{\text{ВХ}}}. \quad (14)$$

Механические потери приводят к снижению силовых параметров гидропривода, так как действительное значение усилия на выходном звене гидропривода  $T_d$  всегда меньше теоретического значения  $T_T$  на величину потерь на трение, поэтому

$$T_d = T_T \cdot \eta_M. \quad (15)$$

Основным источником гидравлических потерь в гидроприводе является разветвленная гидросеть. Мощность гидравлических потерь определяют по выражению

$$\Delta N_\Gamma = Q \cdot \Sigma P_n, \quad (16)$$

где  $\Sigma P_n$  - суммарные потери давления в гидросети, которые определяют значение гидравлического КПД гидропривода

$$\eta_\Gamma = \frac{P_{\text{НОМ}} - \Sigma P_n}{P_{\text{НОМ}}}, \quad (17)$$

где  $P_{\text{НОМ}}$  - номинальное давление жидкости в гидроприводе.

Общий КПД гидропривода будет равен

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_M \cdot \eta_\Gamma = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}} = 1 - \frac{\Delta N}{N_{\text{ВХ}}}, \quad (18)$$

откуда следует

$$N_{\text{ВЫХ}} = \eta \cdot N_{\text{ВХ}}, \quad N_{\text{ВХ}} = \frac{1}{\eta} N_{\text{ВЫХ}}. \quad (19)$$

Тогда мощность приводного двигателя гидропривода определится из выражения

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{\eta_{\text{п}}} N_{\text{вх}}, \quad (20)$$

где  $\eta_{\text{п}}$  - КПД передачи между приводным двигателем и гидронасосом.

#### *Контрольные вопросы*

1. Назовите приводы по виду передаваемой энергии?
2. Что является основой гидравлического привода?
3. Из каких элементов состоит гидропривод?
4. Чем отличается гидропривод от гидropередачи?
5. Назовите особенности гидрообъемного и гидродинамического приводов.
6. Какими параметрами определяются скоростные и силовые показатели гидропривода?
7. Перечислите параметры гидропривода, на которые оказывают влияние его объемные потери.
8. Как определяется мощность гидравлических потерь в гидроприводе?

#### *Рекомендуемая литература*

1. Захарова Н.С. Гидравлика, гидравлические машины и основы гидропривода: учеб. пособие / Н.С. Захарова. – Череповец: Изд-во ЧГУ, 2004. – 215 с.
2. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л.Навроцкий. – Москва: Машиностроение, 1991. – 384 с.
3. Холин К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы / К.М.Холин, О.В.Никитин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 264 с.

## **2. Рабочие жидкости гидропривода**

### **2.1. Назначение, функции, требования**

Рабочая жидкость, применяемая в гидроприводе, является рабочим телом, при помощи которой гидравлическая энергия передается от ее источника к гидродвигателю. Эта основная, но не единственная функция рабочей жидкости, так как она выполняет и другие важные функции для обеспечения нормальной работы гидропривода и его надежности. К их числу относятся:

- смазывание трущихся поверхностей деталей гидромашин и других гидроустройств;
- отвод избыточной теплоты от нагретых поверхностей гидромашин и гидроустройств;
- вынос продуктов изнашивания и других частиц загрязнения из зон трения;
- защита внутренних поверхностей деталей гидромашин и гидроустройств от коррозии.

Рабочие жидкости могут иметь нефтяную или синтетическую основу. В гидросистемах транспортных и технологических машин используют, в основном, жидкости на нефтяной основе.

Условия эксплуатации рабочей жидкости в гидроприводах могут быть очень сложными. На состояние рабочей жидкости прежде всего влияет широкий диапазон рабочих температур, что связано с эксплуатацией машин в различных климатических зонах. На параметры жидкости также оказывают влияние достаточно высокие значения давления и скоростей потока. Например, температура жидкости может изменяться от  $-50$  до  $+90$  °С и выше, скорость потока жидкост-

ти при дросселировании достигает 50 м/с, а давление более 32 МПа.

Для обеспечения нормального функционирования гидропривода к рабочим жидкостям предъявляют следующие требования [5,13,18]:

1) минимальное изменение вязкости в широком диапазоне температур и давлений;

2) малая плотность (чем больше плотность жидкости, тем больше давления затрачивается на ускорение и торможение потока);

3) малая сжимаемость – высокий модуль объемного сжатия (следствием сжимаемости жидкости является запаздывание срабатывания гидравлических механизмов);

4) совместимость жидкости с конструктивными материалами гидроустройств;

5) хорошие антифрикционные свойства (снижение коэффициента трения скольжения);

6) высокая термостойкость (сохранение свойств при воздействии высоких температур);

7) высокая температура вспышки (снижение пожароопасности);

8) низкая температура застывания;

9) малая испаряемость – высокая температура кипения;

10) хорошие смазывающие и моющие свойства;

11) высокие охлаждающие качества;

12) стойкость к окислению на воздухе;

13) отсутствие расслаивания или разложения при механическом воздействии и при длительном хранении;

14) безопасность в обращении;

15) низкая стоимость;

16) малая склонность к вспениванию.

Перечисленные требования, предъявляемые к рабочим жидкостям, неравноценны. Поэтому в каждом конкретном случае при выборе жидкости ориентируются на наиболее важные из них. Многие требования обеспечиваются введением в основу жидкости различных присадок (антикоррозионные, противоизносные, противозадирные и др.).

В табл. 1 приведены основные сведения о присадках, вводимых в жидкость на нефтяной основе, которые улучшают ее эксплуатационные свойства [14].

Таблица 1. Характеристики присадок

Наименование и процент содержания	Назначение	Состав
Моющедиспергирующие (3...15 %)	Сохраняют продукты старения масел в мелкодисперсном состоянии	Азотосодержащие органические соединения, сера, кальций, барий
Антиокислительные (до 1 %)	Предотвращают окисление масел в процессе эксплуатации	Соли дитиофосфорных кислот
Противоизносные и противозадирные (до 2 %)	Улучшают смазывающую способность масел, уменьшают износ пар трения, повышают нагрузку заедания	Органические соединения серы, фосфаты хлора, осерненный октол
Антикоррозионные (до 0,5 %)	Образуют на поверхности металла стабильные пленки, препятствуют окислению поверхностей трения	Органические соединения серы и фосфора, непредельные жирные кислоты и сульфокислоты
Вязкостные (до 3 %)	Уменьшают вязкость масел при низких температурах и повышают ее при высоких	Полиизобутилен, полиметакрилат
Антипенные (0,002...0,005 %)	Предотвращают пенообразование снижением сил поверхностного натяжения	Полиметилксилосан

Наименование и процент содержания	Назначение	Состав
Депрессорные (0,5...1,0 %)	Снижают температуру застывания и улучшают текучесть масел	Соединения нафталина, фенола, хлорированного парафина, высокомолекулярные кетоны, полимеры виниловых эфиров.

Вводимые в жидкость присадки должны полностью растворяться в ней, не выпадать в осадок в процессе эксплуатации, не ухудшать других свойств жидкости и не разлагаться под действием влаги.

## 2.2. Маркировка рабочих жидкостей

Система обозначений рабочих жидкостей для гидропривода регламентирована ГОСТ 17479.3–85 и основана на их вязкости и уровне эксплуатационных свойств.

В зависимости от величины кинематической вязкости при 40 °С рабочие жидкости (гидравлические масла) делят на классы (табл. 2), а от эксплуатационных свойств на группы (табл. 3) [13].

Таблица 2. Классы гидравлических масел

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с	Класс вязкости	Кинематическая вязкость при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с
5	4,14...5,06	32	28,8...35,2
7	6,12...7,48	46	41,4...50,6
10	9,0...11,0	68	61,2...74,8
15	13,5...16,5	100	90,0...110,0
22	19,8...24,2	150	135,0...165,0

Таблица 3. Группы гидравлических масел

Группа	Состав масла	Рекомендуемая область применения
А	Минеральные масла без присадок	Гидросистемы с шестеренными, поршневыми насосами, работающие при давлении до 15 МПа и температуре масла до 80 °С
Б	Минеральные масла с антиокислительными, антикоррозионными присадками	Гидросистемы с насосами всех типов, работающие при давлении до 25 МПа и температуре масла более 80 °С
В	Минеральные масла с антиокислительными, антикоррозионными и другими присадками	Гидросистемы с насосами всех типов, работающие под давлением до 25 МПа и температуре масла более 90 °С

Обозначение масел состоит из букв МГ (минеральное гидравлическое); цифр, характеризующих класс кинематической вязкости; буквы, указывающей на принадлежность масла к группе эксплуатационных свойств. Пример: МГ-46-Б – минеральное гидравлическое масло, класс вязкости – 46, группа эксплуатационных свойств – Б. В табл. 4 приведены характеристики наиболее распространенных жидкостей в гидроприводах транспортных и технологических машин.

Таблица 4. Технические характеристики рабочих жидкостей

Марка жидкости	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Вязкость, мм <sup>2</sup> /с		Температура, °С		Температурные пределы применения, °С
		при 40 °С	при 0 °С	застывания	вспышки	
МГ-15-В	860	15	66	-60	135	-40...+35
МГ-22-А	890	22	170	-45	165	-30...+60
МГ-32-А	890	32	380	-20	170	0...+60
МГ-46-Б	980	46	760	-30	190	-15...+60
МГ-68-А	900	68	2500	-15	180	0...+60
МГ-46-В	980	46	1000	-30	190	-15...+60

### 2.3. Выбор рабочей жидкости

Наиболее существенное значение при выборе рабочей жидкости имеют ее вязкость, плотность, сжимаемость, температура вспышки и температура застывания.

Вязкость является важнейшей характеристикой жидкости. Доминирующее влияние на вязкость оказывает температура. Жидкость должна иметь такую вязкость, при которой хорошие смазывающие качества сочетаются с минимальными потерями энергии. При использовании рабочей жидкости с малой вязкостью увеличиваются внешние и внутренние утечки. С другой стороны, чем выше вязкость у выбранной жидкости, тем больше потери энергии при работе гидропривода.

Плотность жидкости оказывает большое влияние на величину давления в гидросистеме. Чем больше плотность рабочей жидкости, тем больше давления затрачивается на ускорение и торможение потока. Кроме того, для рабочей жидкости с более высокой плотностью необходимо, при прочих равных условиях, для передачи энергии потока применять гидроэлементы с большей площадью проходного сечения и, наоборот. В гидроприводах рекомендуется применять жидкости с плотностью 700-1000 кг/м<sup>3</sup>.

Сжимаемость жидкости зависит от давления и температуры. Большое влияние на сжимаемость жидкости оказывает растворенный воздух. С увеличением давления количество растворенного воздуха возрастает. Растворенный воздух увеличивает сжимаемость жидкости и является причиной возникновения кавитации и пульсаций давления, что приводит к снижению срока службы гидравлических устройств.

Температура вспышки является показателем, характеризующим пожароопасность и взрывоопасность смеси паров жидкости с возду-

хом. Максимальная температура нагрева рабочей жидкости на нефтяной основе при работе гидропривода должна быть на 10-15 °С ниже температуры вспышки.

Температура застывания рабочей жидкости должна быть на 15-20 °С ниже наименьшей температуры окружающей среды, в которой эксплуатируется гидросистема.

### *Контрольные вопросы*

1. Назовите основные функции рабочей жидкости в гидроприводе.
2. Перечислите требования к гидравлическим рабочим жидкостям.
3. Для чего в рабочие жидкости вводятся присадки?
4. На каких параметрах гидравлических жидкостей основана их маркировка?
5. Какие показатели рабочей жидкости учитывают при ее выборе?

### *Рекомендуемая литература*

1. Бутовский М.Э. Технические жидкости: учеб. пособие / М.Э.Бутовский. – Рубцовск: Изд-во Рубцовского индустриального ин-та, 2005. – 103 с.
2. Итинская Н.И. Топливо, масла и технические жидкости: справочник. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 304 с.
3. Холин К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы / К.М.Холин, О.В.Никитин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 264 с.

### **3. Гидравлическое оборудование транспортных и технологических машин**

Гидравлическое оборудование по функциональному назначению подразделяют на три группы:

- 1) объемные гидромашин (гидронасосы, гидродвигатели);
- 2) гидравлическая аппаратура (направляющая, регулирующая);
- 3) вспомогательное гидрооборудование (гидрофильтры, теплообменные аппараты, гидробаки, гидроаккумуляторы, трубопроводы, соединительная арматура, поворотные соединения, приборы для измерения давления, температуры, расхода, уровня жидкости и др.).

К гидрооборудованию самоходных машин предъявляются следующие эксплуатационные требования [17]:

- способность противостоять воздействию часто повторяющихся, циклических и случайных нагрузок;
- работоспособность в запыленной и влажной окружающей среде со значительными суточными перепадами температур;
- способность сохранять работоспособность при низких отрицательных температурах;
- отсутствие регулировок и настроек элементов гидрооборудования при непосредственной эксплуатации машины.

Гидравлическое оборудование является конструктивно достаточно сложным. Его изготовление обеспечивается технологически трудоемким производством, для которого характерно наличие прецизионного станочного парка, высококачественного оборудования для термообработки и нанесения гальванопокрытий, метрологического обеспечения, испытательных стендов и другого оборудования, отвечающего всем современным техническим требованиям.

Особо важной составляющей при производстве гидрооборудования является система контроля качества, так как уровень качества мобильной машины во многом зависит от степени качества каждого элемента гидравлического оборудования и правильно спроектированной системы гидропривода в целом.

### 3.1. Объемные гидромашины

В гидроприводах транспортных и технологических машин применяют насосы и гидромоторы различных типов, которые являются наиболее сложными элементами гидравлического оборудования. Надежное функционирование гидропривода машины во многом определяется безотказностью насоса. В случае отказа насоса, ни один из гидродвигателей не может быть приведен в движение.

Большинство объемных гидромашин являются обратимыми, так как способны работать и в режиме насоса и в режиме гидромотора.

Насос является частью объемной гидравлической передачи и ее источником гидравлической энергии. Насос обеспечивает преобразование механической энергии приводного двигателя в энергию потока рабочей жидкости. Далее она транспортируется по трубопроводам к гидродвигателю, который преобразует гидравлическую энергию потока жидкости в механическую энергию ведомого звена (вала гидромотора или штока гидроцилиндра), приводящего в действие исполнительный механизм машины.

Основными параметрами насоса являются рабочий объем –  $q_n$ , номинальное давление –  $P_{ном}$ , номинальная частота вращения –  $n_{ном}$ , а производными – производительность (подача) –  $Q_{ном}$ , потребляемая мощность –  $N_H^3$ , полный КПД –  $\eta_H$ .

Исполнение насоса или гидромотора может быть с нерегулируемым и регулируемым рабочим объемом, с реверсивным и нереверсивным направлениями потока жидкости.

Сравнительная оценка параметров объемных гидромашин различных типов показывает, что каждый тип имеет свой диапазон основных параметров, свои конструктивные особенности, которые определяют область их рационального использования, целесообразную с технической и экономической позиций [17].

В объемных гидроприводах транспортных и технологических машин наиболее широко применяют шестеренные, аксиально-поршневые, радиально-поршневые и реже пластинчатые гидромашин.

### **3.1.1. Шестеренные насосы и гидромоторы**

Шестеренные насосы отличаются простотой, надежностью, малой массой и компактностью. Благодаря этим качествам они получили широкое применение в гидроприводах транспортных и технологических машин при давлении рабочей жидкости до 25-30 МПа и частоте вращения входного вала до 4000 об/мин [1,4]. Шестеренные насосы применяют в гидроприводах в качестве самостоятельных источников гидравлической энергии и в качестве вспомогательных насосов для подпитки гидросистем. Их выполняют с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наиболее распространены насосы внешнего зацепления как более технологичные в изготовлении.

Работа шестеренного насоса внешнего зацепления заключается в следующем. При вращении шестерен (рис.4, Б) в направлении, указанном стрелками, жидкость, заключенная во впадинах шестерен, переносится из полости всасывания в полость нагнетания и затем выдав-

ливается в напорную магистраль зубьями шестерен, вступающими в зацепление. В полости всасывания зубья выходят из зацепления и освобождаемый объем, в результате падения давления, заполняется жидкостью.

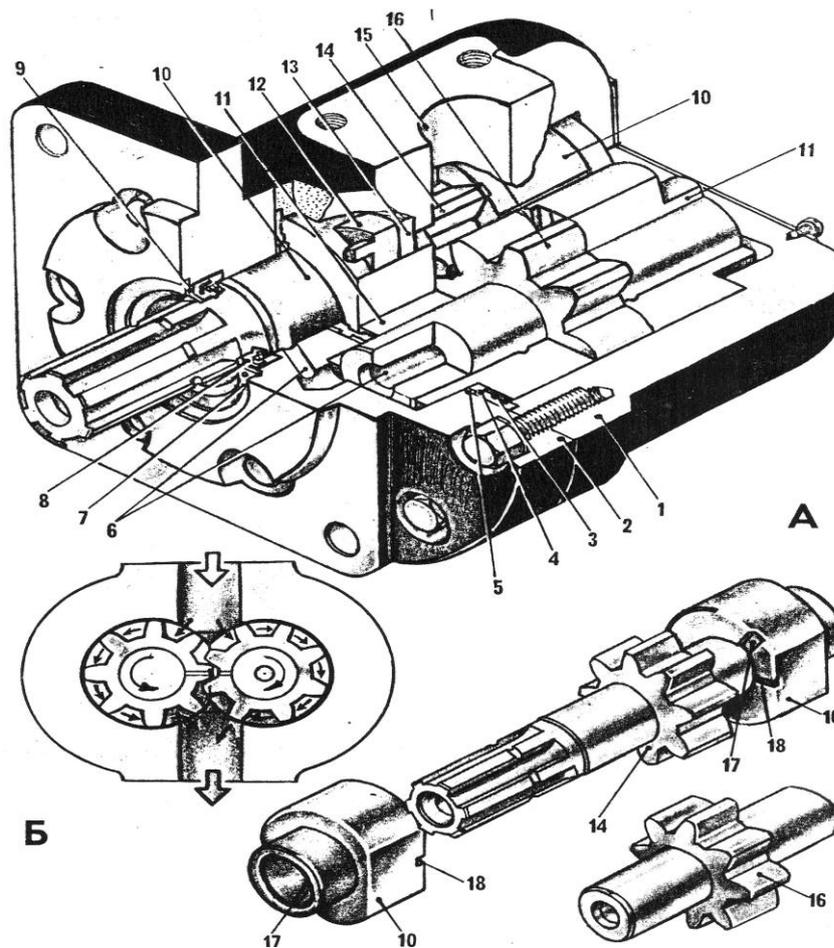


Рис. 4. Шестеренный насос: А - устройство; Б - схема работы; 1 - корпус; 2 - крышка; 3 - полость для масла; 4 - резиновая манжета; 5 - кольцо; 6 - отверстие для отвода масла; 7 - стопорное кольцо; 8 - сальник; 9 - опорное кольцо; 10 - опорная втулка ведущей шестерни; 11 - опорная втулка ведомой шестерни; 12 - резиновая втулка; 13 - вкладыш; 14 - ведущая шестерня; 15 - впускное отверстие; 16 - ведомая шестерня; 17 - канавки для смазки оси шестерни; 18 - разгрузочные канавки

Наибольшее распространение, благодаря простоте изготовления, получили шестеренные насосы с прямозубым зацеплением шестерен, у которых контакт рабочих поверхностей зубьев по всей их ширине (длине зуба) – прямолинейный. В случае неточного изготовления зубьев возникает толчкообразное вращение шестерен, шум, наблюдается быстрый износ рабочих поверхностей.

Эти недостатки устранены в косозубых и шевронных шестернях. Вход в зацепление зубьев и выход из него в этих шестернях происходит постоянно, благодаря чему уменьшается влияние погрешностей профиля зуба и достигается более плавная и бесшумная работа.

Шестеренный насос с прямозубым зацеплением детально показан на рис. 4, А. Ведущая 14 и ведомая 16 шестерни изготовлены заодно с валами и заключены в корпус 1, который закрывается крышкой 2. Втулки 10, 11 являются опорными подшипниками скольжения для валов и одновременно выполняют роль упорных подшипников для торцов шестерен. Положение одной втулки относительно другой фиксируется лысками. Втулки 10, 11 автоматически прижимаются к шестерням независимо от износа их трущихся поверхностей подачей рабочей жидкости под давлением под торцы втулок. Этим обеспечивается повышение объемного КПД насоса и увеличивается срок его службы.

Жидкость, просочившаяся по валам шестерен, поступает через отверстие 6 крышки 2 и отверстие ведомой шестерни 16 в полости, которые соединены с камерой всасывания. Кольцо 5, а также уплотнение 4 предотвращают утечку жидкости из корпуса насоса. Уплотнение насоса 8 закреплено в крышке 2 опорным 9 и стопорным 7 кольцами.

На хвостовике вала ведущей шестерни сделаны шлицы для соединения насоса с двигателем посредством муфты. К боковым по-

верхностям насоса болтами прикрепляются патрубки, соединяющие полости нагнетания и всасывания с соответствующими трубопроводами.

Конструкция шестеренных гидромоторов аналогична конструкции шестеренных насосов. Принцип действия шестеренного гидромотора сводится к следующему. При подводе рабочей жидкости под давлением к гидромотору, поток жидкости действует на неуравновешенные зубья шестерен и создает на них крутящий момент.

К недостаткам шестеренных гидромашин можно отнести трудности регулирования подачи насоса, значительный шум, чувствительность к нагреву, пульсации потока жидкости на выходе насоса.

В табл. 5 приведены технические характеристики шестеренных насосов.

### **3.1.2. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы**

В гидроприводах машин, работающих в условиях средних и тяжелых режимов, с большой частотой включения, нашли широкое применение аксиально-поршневые насосы. Этому способствовали их следующие достоинства: стабильность параметров при длительной эксплуатации под высоким давлением, высокий объемный и механический КПД, жесткость характеристик, малая чувствительность к высоким температурам, достаточная долговечность при соблюдении требуемых условий эксплуатации.

Наиболее часто в гидроприводах машин применяют аксиально-поршневые насосы и моторы с наклонным блоком цилиндров, реже – с наклонным диском.

Таблица 5. Технические характеристики шестеренных насосов типа НШ

Показатели	Марки насосов											
	НШ-4	НШ-6	НШ-10	НШ-32	НШ-40	НШ-46	НШ-50	НШ-71	НШ-100	НШ-140	НШ-250	НШ-400
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	4	6,3	10	31,5	40	45,7	49,1	71	98,8	140	250	400
Давление на выходе, МПа:												
номинальное	20	20	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
максимальное	25	25	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Давление на входе, МПа:												
минимальное	0,08	0,074	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
максимальное	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Частота вращения, об/мин												
номинальная	2400	980	2400	1820	1500	1500	1920	1500	1500	1500	1500	900
минимальная	1200	720	960	1200	1200	1200	960	960	960	960	960	750
максимальная	3000	2520	3000	2400	1920	1920	2400	1920	1920	1920	1920	1170
Номинальная мощность, кВт	3,9	6,0	7,5	17,6	20,9	24,1	28,2	30,53	43,15	60	106,2	170
КПД: объемный	0,9	0,91	0,92	0,94	0,92	0,92	0,92	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
механический	0,9	0,91	0,9	0,91	0,9	0,9	0,9	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
общий	0,8	0,82	0,82	0,83	0,82	0,82	0,82	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Масса, кг	1,7	2,13	2,48	6,4	6,8	7,0	7,47	16,8	16,8	-	44,5	45

Насосы могут быть выполнены с нерегулируемыми и регулируемыми рабочими объемами и быть предназначенными для работы как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора, с реверсивным и нереверсивным направлениями вращения, с постоянным и реверсивным направлениями потока жидкости.

На рис. 5 приведена схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком, принцип действия которого заключается в следующем. Работу всасывания и нагнетания в насосе выполняют поршни 3, расположенные в блоке цилиндров 2 и шарнирно соединены шатунами 7 с фланцем приводного вала 1. Для подвода и отвода жидкости в

диске 4 предусмотрены два дугообразных окна 5 и 6, которые соединены каналами с патрубками всасывания и нагнетания жидкости.

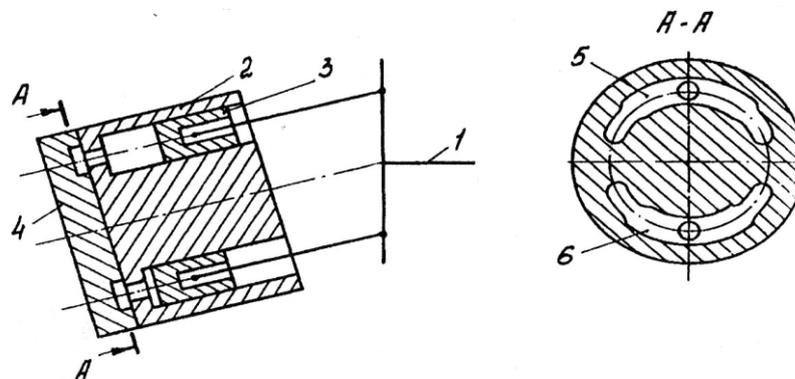


Рис. 5. Схема аксиально-поршневого насоса: 1 – приводной вал; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 – распределительный диск; 5, 6 – окна; 7 - шатун

При вращении приводного вала 1 посредством шатунов 7 вращается блок цилиндров 2. При этом поршни 3 совершают сложное движение - вращаются вместе с блоком цилиндров и совершают возвратно-поступательное движение относительно блока, так как за счет наклона оси приводного вала к оси блока цилиндров на угол  $\gamma$  поршни за каждый оборот вала совершают один двойной ход. За первую половину оборота вала происходит всасывание, а за вторую - нагнетание рабочей жидкости через окна 5,6 распределительного диска 4.

Угол  $\gamma$  между осями вала и блока цилиндров принимают в диапазоне  $150-168^\circ$ . Если этот угол постоянный, то объемная подача, зависящая от величины хода поршней, будет постоянной. Такие насосы называют нерегулируемыми, с постоянной подачей. Наибольшее распространение получили аксиально-поршневые гидромашины типа 210 и 310 и насосы типа 311.

По диаметру поршня насосы-моторы типа 210 изготавливаются пяти типоразмеров различного конструктивного исполнения (рис.6). В

табл. 6 приведены технические характеристики этих гидромашин.

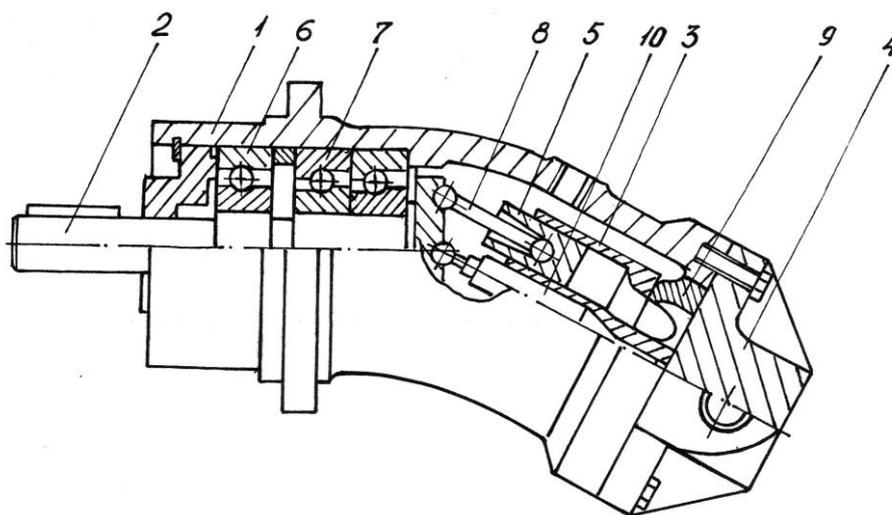


Рис. 6. Аксиально-поршневой нерегулируемый насос-гидромотор типа 210: 1-корпус; 2-ведущий вал; 3-блок цилиндров; 4-крышка; 5-поршень; 6, 7-подшипники; 8-шатуны; 9- распределительный диск; 10-центральный шип

В корпусе насоса 1 установлены под углом ведущий вал 2 и блок цилиндров 3. Цилиндры в блоке расположены параллельно оси его вращения (аксиально). Вал и блок цилиндров соединены центральным шипом 10 и шатунами 8. Последние шарнирно закрепляются во фланце вала и поршнях 5. При вращении вала и блока, поршни совершают вращательное и одновременно возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, поочередно засасывая и нагнетая рабочую жидкость через окна неподвижного распределительного диска 9 и каналы крышки 4. Поскольку конструкция гидромашин не допускает изменение угла наклона блока цилиндров относительно приводного вала, следовательно, ход поршней в блоке и рабочий объем будут постоянными, нерегулируемыми.

Насосы и гидромоторы типа 310 и насосы типа 311 по принципу действия и конструкции аналогичны гидромашинам типа 210. Технические характеристики этих гидромашин приведены в табл. 7 и 8.

Таблица 6. Технические характеристики аксиально-поршневых гидромашин типа 210

Параметры	Марки насосов и гидромоторов				
	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	11,6	28,1	54,8	107	225
Давление, МПа:					
номинальное	20	20	20	20	20
максимальное	35	35	25	25	25
Частота вращения, об/мин:					
номинальная	2400	1920	1500	1400	1120
максимальная	5000	4000	2240	1800	2000
Мощность, потребляемая насосом при номинальном числе оборотов и давлении, кВт	9,8	19,1	31,2	46,8	76
Крутящий момент, развиваемый гидромотором, Н·м:					
номинальный	36,2	87,6	174	340	715
максимальный	46	113	218	425	895
Температура рабочей жидкости, °С:					
минимальная	-25	-25	-25	-25	-25
максимальная	+70	+70	+70	+70	+70
КПД при вязкости рабочей жидкости $33 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с, номинальных числе оборотов и давлении:					
объемный	0,96	0,96	0,95	0,95	0,94
механический (насоса)	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
механический (гидромотора)	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
общий насоса	0,88	0,82	0,87	0,87	0,86
Масса, кг	5, 5	12, 5	23	44	88

Регулирование и реверсирование потока жидкости в аксиально-поршневых гидромашинах осуществляется за счет изменения угла на-

клона блока цилиндров относительно приводного вала. При этом изменение величины угла может производиться при помощи механического, гидравлического или электрогидравлического приводов.

Таблица 7. Технические характеристики нерегулируемых насосов и гидромоторов типа 310

Показатели	Марки насосов и гидромоторов		
	310.56	310.112	310.224
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	56	112	224
Давление, МПа:			
номинальное	20	20	25
максимальное	25	25	32
Частота вращения, об/мин:			
номинальная	1500	1500	960
максимальная	3000	300	1200
Мощность, потребляемая насосом при номинальном числе оборотов и давлении, кВт	26,6	53,2	85,1
Крутящий момент, развиваемый гидромотором, Н·м:			
номинальный	171	342	838
максимальный	270	540	1320
Температура рабочей жидкости, °С:			
минимальная	-25	-25	-25
максимальная	+70	+70	+70
КПД при вязкости рабочей жидкости $33 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с, номинальных числе оборотов и давлении:			
объемный	0,95	0,95	0,95
механический (насоса)	0,96	0,96	0,96
механический (гидромотора)	0,94	0,94	0,94
общий насоса	0,92	0,92	0,92
Диаметр условный, м·10 <sup>-3</sup> :			
напорного отверстия	22	28	50
всасывающего отверстия	30	38	68
Масса, кг	17	31	53

Таблица 8. Технические характеристики нерегулируемых насосов  
типа 311

Параметры	Марки насосов		
	311.20	311.25	311.32
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	56	112	224
Давление, МПа:			
номинальное	20	20	20
максимальное	25	25	25
Частота вращения, об/мин:			
номинальная	1500	1200	960
максимальная	3000	2400	1920
Мощность, потребляемая насосом при номинальном числе оборотов и давлении, кВт	28,9	46,3	74,1
Температура рабочей жидкости, °С:			
минимальная	-40	-40	-40
максимальная	+70	+75	+75
КПД при вязкости рабочей жидкости $33 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с, номинальных числе оборотов и давлении:			
объемный	0,96	0,96	0,96
механический	0,95	0,95	0,95
общий	0,91	0,91	0,91
Масса, кг	23	41	86

На рис. 7 представлен регулируемый насос типа 207, изготавливаемый трех типоразмеров, отличающихся диаметрами поршней (табл. 9). Корпус аксиально-поршневого насоса регулируемой подачи состоит из стационарной 1 и качающейся 2 частей, соединяемых подшипниками 4. В стационарной части установлены ведущий вал 5, а в качающейся – блок цилиндров 6. При повороте качающейся части относительно цапф 3 изменяется угол между осями вала 5 и блока 6, вследствие чего изменяется ход поршней 7 в блоке и соответственно подача насоса. Рабочая жидкость подводится к насосу или отводится под давлением к исполнительному гидродвигателю через отверстие 8

в цапфах, канал 9 и распределительный диск 10.

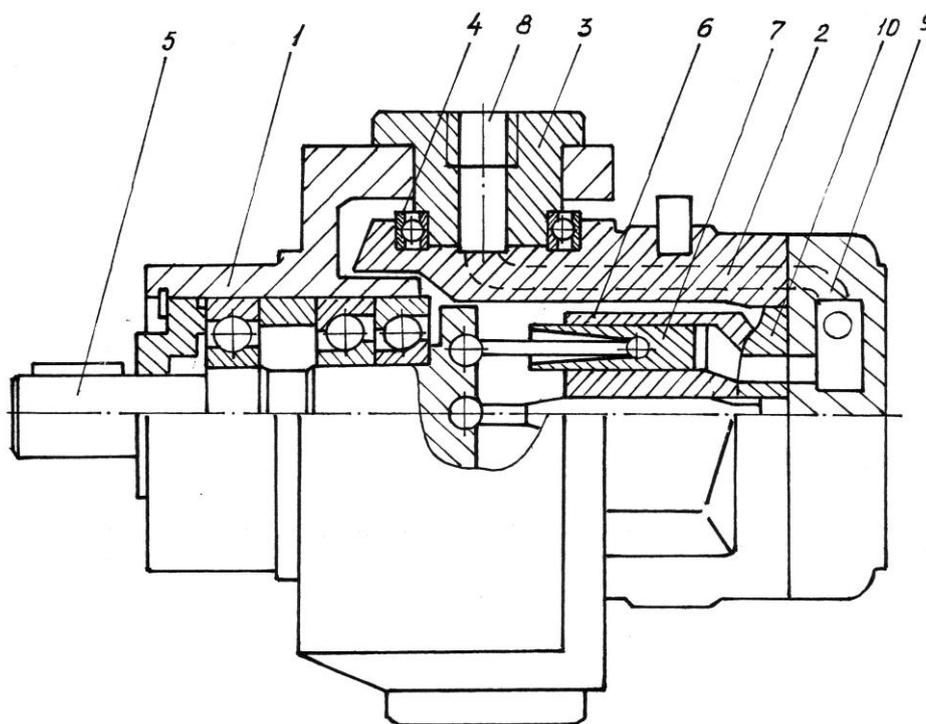


Рис. 7. Аксиально-поршневый регулируемый насос типа 207:

1, 2 – стационарная и качающаяся части корпуса; 3 – цапфа; 4 – подшипник; 5 – ведущий вал; 6 – блок цилиндров; 7 – поршень; 8 – отверстие для подвода или отвода рабочей жидкости; 9 – канал; 10 – распределительный диск

При снижении подачи и постоянном крутящем моменте на валу насоса, развиваемое насосом давление увеличивается. Если крутящий момент и частота вращения постоянны, то приводная мощность насоса сохраняется постоянной. Таким образом, в насосах переменной подачи могут обратно пропорционально изменяться давление и подача при сохранении постоянной мощности. Это качество насосов переменной подачи используют для автоматизации рабочего процесса. Насосы снабжают устройствами управления, обеспечивающими поворот блока цилиндров в зависимости от давления в системе.

Таблица 9. Технические характеристики насосов типа 207

Параметры	Марки насосов		
	207.20	207.25	207.32
Максимальный рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	54,8	107	225
Давление, МПа:			
номинальное	20	20	20
максимальное	25	25	25
Частота вращения, об/мин:			
номинальная	1800	1400	1100
максимальная	3200	2500	2000
Мощность, потребляемая насосом при номинальном числе оборотов и давлении, кВт	31,5	47,7	78
Температура рабочей жидкости, °С:			
минимальная	-25	-25	-25
максимальная	+70	+70	+70
КПД при вязкости рабочей жидкости $33 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с, номинальных числе оборотов и давлении:			
объемный	0,965	0,97	0,975
механический	0,935	0,935	0,935
общий	0,9	0,905	0,91
Масса, кг	37	67	130

Допустим, что нагрузка на рабочем органе возросла. В этом случае давление в гидросистеме возрастает, автоматически уменьшается угол между ведущим валом и блоком цилиндров, соответственно снижается подача насоса и связанная с ней скорость движения штока гидроцилиндра или частота вращения гидромотора. При этом увеличивается усилие на штоке гидроцилиндра или крутящий момент гидромотора и возросшее сопротивление будет преодолено на сниженной скорости или частоте вращения.

При снижении внешней нагрузки давление в системе падает, соответственно увеличивается подача насоса и скорость движения штока гидроцилиндра или частота вращения гидромотора, чем обеспечивается использование полной мощности двигателя и достижение

большей производительности гидрофицированной машины.

Для самоходных машин различного технологического назначения выпускается достаточно много регулируемых аксиально-поршневых гидромашин; в частности, однопоточные насосы типа 311; насосы и гидромоторы типа 209, 309, 312, 313; двухпоточные насосы типа 223, 224, 312, 323, 333.

К недостаткам аксиально-поршневых гидромашин относят высокую стоимость, необходимость весьма точной установки на машине, высокую чувствительность к вибрациям, повышенные требования к тонкости фильтрации жидкости.

### **3.1.3. Радиально-поршневые насосы и гидромоторы**

В радиально-поршневых гидромашинах рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, причем оси поршней расположены перпендикулярно (радиально) к оси вращения блока цилиндров.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рис. 8. Блок цилиндров (ротор) 2 расположен эксцентрично относительно статора 1. В цилиндрах, радиально расположенных в роторе, находятся поршни 3, которые опираются сферическими головками на внутреннюю поверхность статора. Оси цилиндров располагаются в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется с помощью неподвижного золотникового распределителя 4, в котором предусмотрены А-всасывающая и Б-нагнетающая полости, соединенные с местами входа и выхода жидкости. Вал 5 жестко соединен с ротором.

Принцип работы насоса следующий. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение.

Они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно относительно ротора. Поршни прижимаются к внутренней поверхности статора центробежными силами, давлением жидкости или пружинами.

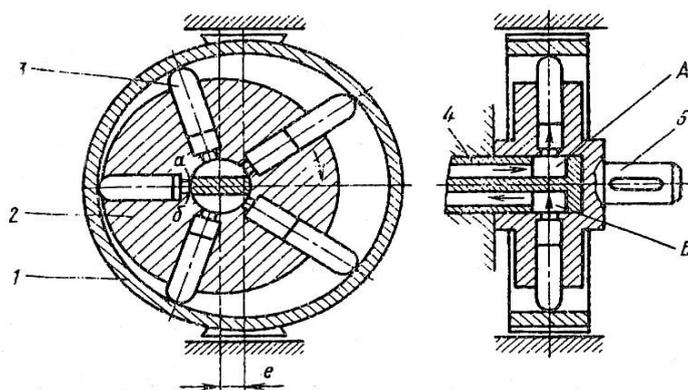


Рис. 8. Схема радиально-поршневого насоса: 1- статор; 2 – ротор; 3 – поршень; 4 – распределитель; 5 – приводной вал; А – всасывающая полость; Б – нагнетающая полость; аб – перемиčka распределителя

В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной осевой линии, поршни перемещаются в направлении от распределителя. Рабочие камеры при этом соединены с полостью всасывания. Поскольку объемы этих камер увеличиваются, рабочая жидкость заполняет их. Таким образом происходит процесс всасывания. На участке аб – перемички распределителя происходит изоляция рабочих камер, следовательно, их объем на этом участке не изменяется.

Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания. Поршни при этом перемещаются по направлению к распределителю и вытесняют жидкость из камер на выход насоса. Так происходит процесс нагнетания.

При необходимости увеличения производительности исполь-

зуют радиально-поршневые насосы многократного действия, в которых за один оборот ротора происходит несколько рабочих циклов, или насосы с ротором, состоящим из несколько рядов цилиндров.

Регулирование подачи насоса осуществляется за счет изменения эксцентриситета -  $e$  (см. рис. 8) статора относительно ротора, так как эксцентриситет определяет величину хода поршня в цилиндре, а следовательно и рабочий объем.

Реверсирование потока рабочей жидкости реализуется в радиально-поршневых насосах за счет возможности смещения статора в обе стороны от вертикальной оси ротора. Полости всасывания и нагнетания при этом меняются местами.

Превалирующее применение радиально-поршневые гидромашины в транспортных и технологических машинах находят в качестве высокомоментных гидромоторов. Их используют для привода хода гусеничных машин, поворота платформ одноковшовых экскаваторов и кранов, привода цепи или ротора многоковшовых экскаваторов и т.д. Основное преимущество радиально-поршневых гидромоторов перед широко применяемыми низкомоментными аксиально-поршневыми гидромоторами, состоит в том, что они могут развивать значительный крутящий момент при малой частоте вращения. Поэтому их применяют без редуктора или с редуктором, имеющим небольшое передаточное число, что позволяет уменьшить вес и габариты привода.

В радиально-поршневом гидромоторе крутящий момент на роторе создается за счет подачи жидкости под давлением в рабочие камеры цилиндров, соединенных с полостью нагнетания. Под действием силы давления жидкости поршни выдвигаются из цилиндров. В точке контакта поршня с внутренней поверхностью статора возникает тан-

генциальная сила, которая создает момент, вращающий ротор относительно статора. Частота вращения ротора при этом определяется расходом жидкости, а крутящий момент – давлением. Для изменения направления вращения ротора необходимо поменять местами точки подвода рабочей жидкости и слива.

### **3.1.4. Пластинчатые насосы и гидромоторы**

Пластинчатые насосы наиболее просты по конструкции и имеют высокую удельную подачу при сравнительно небольших габаритах. По принципу действия эти насосы бывают однократного и многократного действия.

Принципиальная схема простейшего пластинчатого насоса однократного действия приведена на рис. 9, а. Насос состоит из статора 1 и эксцентрично расположенного по отношению к нему ротора 5, в пазах 3 которого расположены подвижные пластины 2. В торцах статора предусмотрены дугообразные окна 4 и 6, соединенные с магистралями всасывания и нагнетания жидкости.

При вращении ротора, например по часовой стрелке, пластины под действием центробежных сил выдвигаются из пазов, образуя ряд замкнутых камер-объемов между пластинами, ротором и статором. По мере вращения ротора объем между пластинами, расположенными слева от вертикальной оси, увеличивается и жидкость через всасывающее окно заполняет межпластинное пространство. При переходе пластин через точку А объем камер уменьшается, в результате чего жидкость под давлением вытесняется через нагнетательное окно. Изменяя эксцентриситет, можно регулировать рабочий объем насоса, а, следовательно, и его подачу.

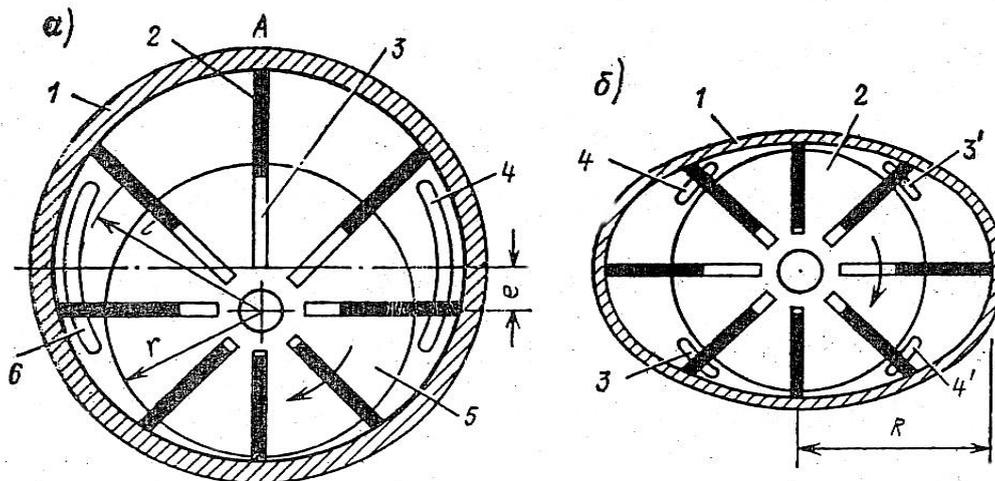


Рис. 9. Схема пластинчатого насоса: а – однократного действия: 1 – статор; 2 – пластина; 3 – паз; 4 и 6 – окна; 5 – ротор; б – двухкратного действия: 1 – статор; 2 – ротор; 3, 3', 4, 4' - окна

Несмотря на простоту конструкции, насосы однократного действия имеют недостатки, заключающиеся в том, что подшипники ротора всегда односторонне нагружены силами давления жидкости, что не позволяет создавать эти насосы для больших мощностей. Кроме того, неравномерность подачи пластинчатых насосов однократного действия превышает неравномерность подачи роторно-поршневых, аксиально-поршневых и шестеренных насосов.

Для разгрузки опор ротора от действия радиальных сил давления жидкости и уменьшения степени неравномерности подачи применяют насосы двухкратного действия (рис. 9, б). При вращении ротора 2, помещенного в статор эллиптической формы 1, всасывание жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания 3 и 3', а вытеснение через окна 4 и 4'. Всасывание и нагнетание происходит два раза за один оборот ротора.

Пластинчатый гидромотор аналогичен по конструкции пластин-

чатовому насосу. Крутящий момент на валу гидромотора создается за счет разности сил гидростатического давления жидкости на две смежные пластины, образующие камеру, при подводе в нее рабочей жидкости под давлением через нагнетающее окно. Одновременно при вращении ротора из камер, соединенных с другим окном, жидкость сливается в гидробак.

### **3.1.5. Гидроцилиндры**

Гидроцилиндры являются простейшими объемными гидродвигателями с возвратно-поступательным перемещением выходного звена, которым может быть шток, плунжер или корпус гидроцилиндра.

Основными параметрами гидроцилиндра являются внутренний диаметр, диаметр штока, ход поршня и номинальное давление, определяющие его эксплуатационную характеристику и конструкцию, в частности, тип и материал применяемых уплотнений, а также требования к качеству обработки и чистоте внутренней поверхности гидроцилиндра и поверхности штока.

По принципу действия гидроцилиндры подразделяют на гидроцилиндры одностороннего и двустороннего действия. Характерной особенностью гидроцилиндров одностороннего действия (рис. 10, а) является то, что усилие на выходном звене, возникающее при нагнетании в рабочую полость жидкости под давлением, направлено только в одну сторону (осуществляется рабочий ход). В противоположном направлении выходное звено перемещается, вытесняя жидкость из гидроцилиндра, под влиянием возвратной пружины или под действием силы тяжести.

Гидроцилиндры одностороннего действия применяют обычно в

системах управления и для привода некоторых вспомогательных механизмов.

Гидроцилиндры двустороннего действия (рис.10, б, в) включают в себя две рабочие полости (поршневая и штоковая), поэтому усилие на выходном звене и его перемещение направлены в обе стороны в зависимости от того, в какую из полостей нагнетается рабочая жидкость (противоположная полость при этом соединяется со сливом). Кроме того, гидроцилиндры бывают с односторонним (рис. 10, б) и с двухсторонним штоком (рис.10, в). Причем, при эксплуатации последних, подвижным звеном чаще всего является корпус гидроцилиндра.

На строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машинах применяют преимущественно поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком.

Поршневые гидроцилиндры, используемые в гидроприводах транспортных и технологических машин, можно разделить по условиям применения на три основные группы:

1) с тяжелым режимом работы - для привода рычажных механизмов рабочего оборудования, которые, как правило, циклично совершают полезную работу при технологических операциях, выполняемых машинами (одноковшовые экскаваторы, фронтальные погрузчики, лесопогрузчики, бетонотранспортные и другие машины);

2) со средним режимом работы – для привода механизмов или технологического оборудования, периодически или с перерывами совершающих полезную работу (бульдозеры, автогрейдеры, скреперы, рулевые системы и т.п.);

3) с легким режимом работы – для привода механизмов, выполняющих установку рабочих или вспомогательных органов машины в

заданное положение (выносные опоры автомобильных кранов, механизмы блокировки рессор и пр.).

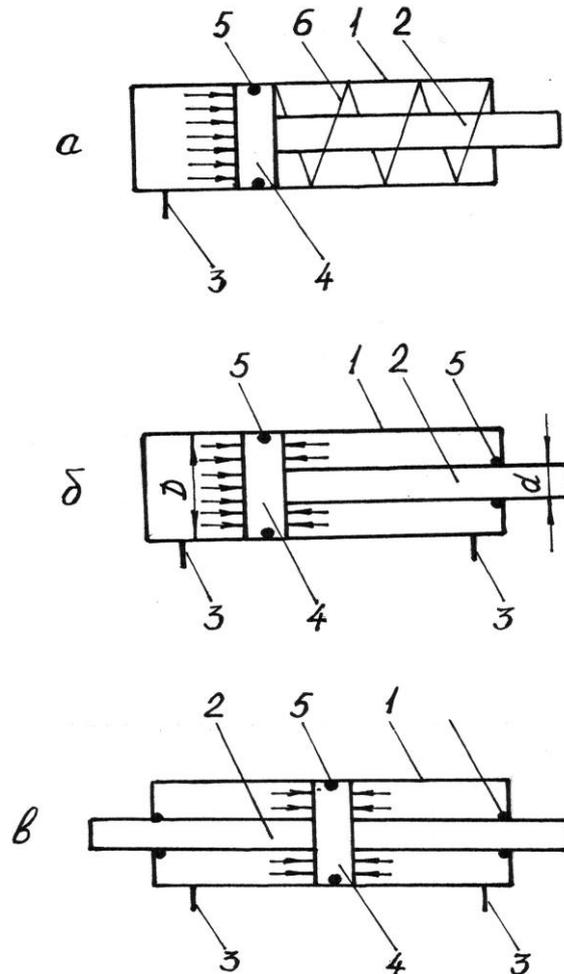


Рис.10. Схемы гидроцилиндров одностороннего (а) и двухстороннего (б, в) действия, с односторонним (а, б) и двухсторонним (в) штоками: 1 – корпус; 2 – шток; 3 – штуцер для подвода (отвода) рабочей жидкости; 4 – поршень; 5 – уплотнительные манжеты; 6 – возвратная пружина

По способу крепления штока и корпуса каждый типоразмер гидроцилиндра может быть шести основных исполнений (рис.11): с проушинами штока и задней крышки 1, с проушинами штока и цапфами на гильзе 2, с проушиной штока и задней крышкой под сварку 3,

с резьбовым наружным концом штока и проушиной задней крышки 4, с резьбовым наружным концом штока и цапфами на гильзе 5, с резьбовым наружным концом штока и задней крышкой под сварку 6. Кроме проушин и цапф в качестве элементов крепления используются шаровые опоры, которые нашли применение в гидроцилиндрах автогрейдеров.

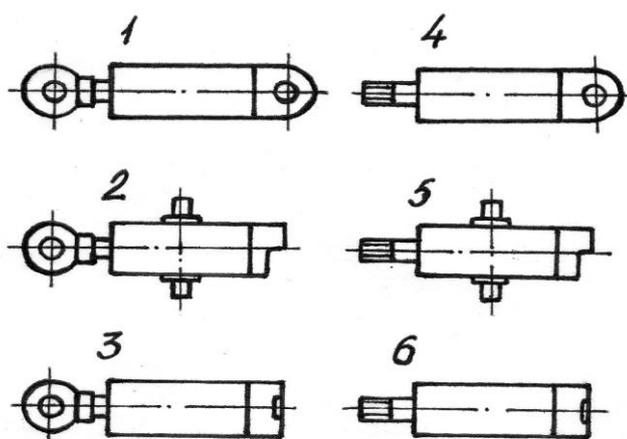


Рис. 11. Типы крепления гидроцилиндров

Рассмотрим конструкцию гидроцилиндра, используемого для рабочего оборудования экскаватора (рис.12). Основными сборочными единицами гидроцилиндра являются: гильза 19 с приваренной к ней задней крышкой, навинченная на гильзу передняя крышка 9 с отверстием под шток 18 с проушиной 2 и поршень 15.

В проушине 2, ввинченной в наружный торец штока, и в проушине задней крышки цилиндра установлены с помощью пружинных колец сферические подшипники 1, которые допускают ограниченное ( $\pm 10^0$ ) качание гидроцилиндра относительно корпуса машины.

Рабочая жидкость подается в штоковую или поршневую полости внутри гидроцилиндра соответственно через отверстия Б и А. Гер-

метичное разделение поршневой и штоковой полостей и передача усилия на шток создается поршнем с манжетами 14 и уплотнительным кольцом 13. Манжеты удерживаются от осевого перемещения по поршню манжетодержателями 12. Поршень закреплен на штоке при помощи гайки 16, фиксируемой шплинтом 17. Шток 18 выполняется вместе с проушиной 2 из одной поковки, либо проушина соединяется с ним сваркой трением или на резьбе с неразъемной контровкой.

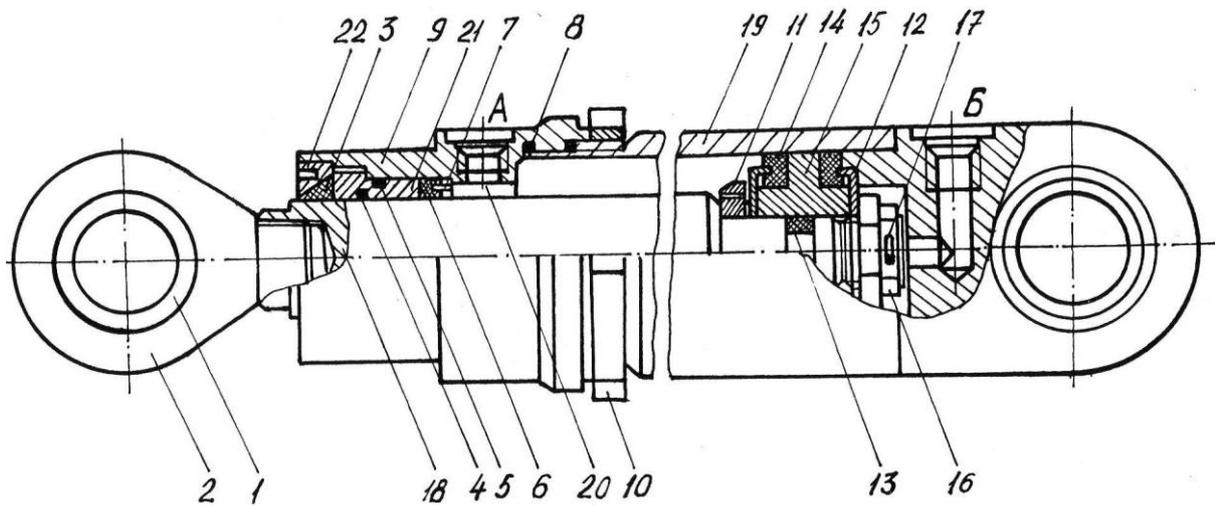


Рис. 12. Гидроцилиндр: 1 – подшипник; 2 – проушина штока; 3 – грязесъемник; 4, 5, 8 и 13 – уплотнительные кольца; 6 – манжета штока; 7 и 12 – манжетодержатели; 9 – передняя крышка; 10 – контргайка; 11 – демпфер; 14 – манжеты поршня; 15 – поршень; 16 – гайка поршня; 17 – шплинт; 18 – шток; 19 – гильза гидроцилиндра с задней крышкой; 20 – кромка крышки; 21 – втулка передней крышки; 22 – гайка грязесъемника

Передняя крышка 9 фиксируется на резьбе гильзы 19 контргайкой 10. Запрессованная в крышке 9 втулка 21 служит направляющей для штока 18. Утечкам из штоковой полости гидроцилиндра препятствуют установленное в проточке крышки 9 уплотнительное кольцо 8,

манжета 6 и уплотнительные кольца 4 и 5 во втулке 21. От осевого перемещения при движении штока манжета 6 удерживается манжетодержателем 7. Со стороны наружного торца крышки 9 установлен грязесъемник 3, который удерживается внутренней гайкой 22, ввернутой в крышку.

На штоке рядом с поршнем 15 установлен демпфер 11, смягчающий удар поршня в переднюю крышку в конце его полного хода. При этом образующаяся щель между кромкой 20 крышки 9 и конической поверхностью демпфера 11, через которую рабочая жидкость выжимается поршнем из штоковой полости в отверстие А, уменьшается. В результате чего, за счет дросселирования масла через уменьшающуюся щель, поршень затормаживается, что приводит в свою очередь к уменьшению динамических нагрузок на управляемые гидроцилиндром исполнительные органы машины или механизма.

Перечисленные выше гидроцилиндры выпускаются в двух исполнениях: с нормальным и увеличенным диаметром штока. Гидроцилиндры с увеличенным диаметром штока выбирают в тех случаях, когда рабочий ход происходит при подаче жидкости в поршневую полость. Шток при этом воспринимает значительную осевую нагрузку. Гидроцилиндры с увеличенным штоком обеспечивают более высокую скорость холостого хода, что снижает время цикла и повышает производительность машины. Если рабочий ход осуществляется при подаче жидкости в штоковую полость, выбирают гидроцилиндры с нормальным диаметром штока. В табл. 10,11 представлены основные параметры гидроцилиндров с нормальным и увеличенным диаметром штока.

Таблица 11. Параметры гидроцилиндров с нормальным диаметром штока

Диаметр, мм		Площадь поршня в полости, см <sup>2</sup>		Ход поршня, мм					
поршня	штока	поршне-вой	штоко-вой						
32	16	8	6	60	80	100	125	160	200
40	20	12,6	9,5	80	100	125	160	200	250
50	25	19,6	14,8	100	125	160	200	250	320
60	32	28,4	21,3	125	160	200	250	320	400
70	36	38,5	29,6	160	200	250	320	400	500
80	40	50	37,5	160	200	250	320	400	500
90	40	63,5	47,6	200	250	320	400	500	630
100	50	78,5	59	200	250	320	400	500	630
110	50	95	71,5	250	320	400	500	630	800
125	60	122	92	250	320	400	500	630	800
140	70	154	116	320	400	500	630	800	1000
160	80	200	150	329	400	500	630	800	1000
180	80	255	192	400	500	630	800	1000	1250
200	100	314	236	400	500	630	800	1000	1250
220	110	380	286	500	630	800	1000	1250	1600

Таблица 11. Параметры гидроцилиндров с увеличенным диаметром штока

Диаметр, мм		Площадь поршня в полости, см <sup>2</sup>		Ход поршня, мм		
поршня	штока	поршне-вой	штоко-вой			
32	20	8	4,85	250	320	400
40	25	12,6	7,6	320	400	500
50	32	19,6	11,8	400	500	630
60	40	28,4	17,2	500	630	710
70	40	38,5	24,0	630	710	800
80	50	50	30,3	630	800	1000
90	50	63,5	38,5	800	900	1120
100	60	78,5	47,6	800	1000	1250
110	70	95	57,6	1000	1120	1400
125	80	122	74	1000	1250	1600
140	80	154	93,5	1250	1400	1800
160	100	200	121	1250	1600	2000
180	110	255	155	1600	1800	2240
200	125	314	190	1600	2000	2500
220	140	380	230	2000	2240	2800

Для обеспечения поворота выходного звена гидропривода на ограниченный угол (в пределах угла меньше 360<sup>0</sup>) применяют пово-

ротные или моментные гидроцилиндры. Применение подобных гидроцилиндров, как правило, упрощает кинематику и конструкцию приводных механизмов.

Поворотные гидроцилиндры находят применение в различных механизмах транспортных и погрузочных машин.

Моментные гидроцилиндры являются гидродвигателями возвратно-поворотных ограниченных движений выходного звена.

Поворотные цилиндры состоят из силового цилиндра возвратно-поступательного движения и механизма преобразования этого движения в поворотное. В качестве преобразующих механизмов применяют кривошипно-шатунные механизмы (рис.13, а, б), шестеренные, зубчато-реечные передачи (рис. 13, в, г).

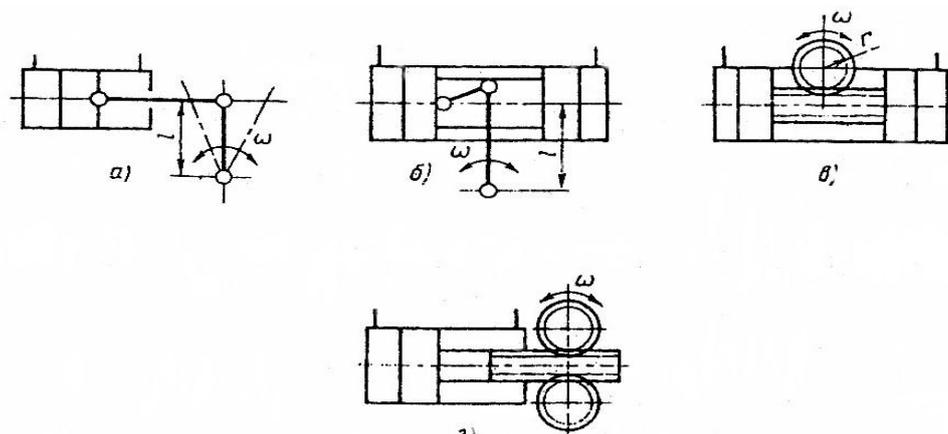


Рис. 13. Схемы поворотных гидроцилиндров

Наибольшее применение в практике нашли моментные цилиндры (рис. 14), в корпусе 1 которых рабочим органом является пластина 2, жестко заделанная в выходной вал 3 и разделяющая цилиндр на две полости, попеременно питаемые рабочей жидкостью.

Поток жидкости от насоса подается в одну из полостей. Давление жидкости действует на неуравновешенную пластину и поворачивает ее относительно оси вместе с валом. Из смежной полости поток

жидкости сливается в гидробак.

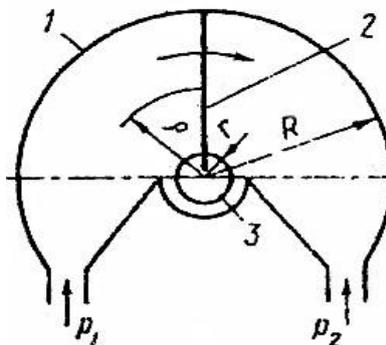


Рис. 14. Схема моментного гидроцилиндра:

1 – корпус; 2 – пластина; 3 – выходной вал.

### 3.2. Гидравлическая аппаратура

Работа гидропривода возможна при условии, если поток жидкости, циркулирующий в его системе, будет управляемым. Под управлением потока жидкости понимают регулирование или поддержание величины давления или расхода жидкости в заданных пределах, изменение направления течения потока жидкости и т.д. Устройства, предназначенные для выполнения этих функций, называют гидравлическими аппаратами управления.

Главным параметром гидроаппаратов является условный проход по ГОСТ 16516-80. По величине условного прохода построены типоразмерные ряды всех гидроаппаратов. К основным параметрам гидроаппаратов относят номинальное давление и номинальный расход.

Присоединительные отверстия гидроаппаратов по ГОСТ 24242-80 обозначают прописными буквами латинского алфавита: P – отверстие для входа рабочей жидкости под давлением; A и B – отверстия

для присоединения к другим гидроустройствам; Т – отверстие для слива рабочей жидкости в гидробак; Х и Y – отверстия потока управления; L – дренажное отверстие.

Гидравлические аппараты по функциональному назначению подразделяют на направляющие и регулирующие.

### **3.2.1. Направляющая гидроаппаратура**

Гидравлические направляющие аппараты или гидрораспределители предназначены для управления направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения с целью пуска, реверса и остановки гидродвигателей.

Основными конструктивными элементами распределителя являются корпус и запорный элемент. При перемещении последнего перекрываются проходные сечения устройства. По конструкции запорного элемента распределители подразделяют на золотниковые, крановые и клапанные.

В клапанном распределителе (рис. 15, а) рабочее проходное сечение создается между кромками седла 2 и клапана 1 при его осевом перемещении; в золотниковом гидроаппарате (рис. 15, б) – между кромками цилиндрической расточки корпуса 4 и цилиндрического пояска золотника 3 при его осевом перемещении; в крановом гидроаппарате (рис. 15, в) – между кромками каналов корпуса 6 и крана 5 при его повороте.

Запорные элементы в направляющих распределителях всегда занимают такое положение относительно корпуса, чтобы рабочее проходное сечение было или закрыто или максимально открыто. Поэтому

направляющие распределители не изменяют значения давления или расхода рабочей жидкости, проходящей через его рабочие окна.

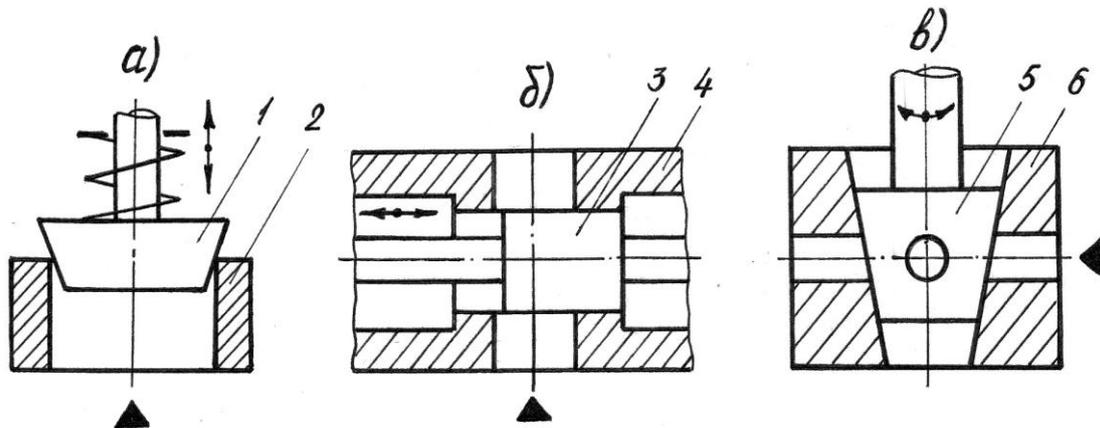


Рис. 15. Запорные элементы распределителей

В гидросистемах транспортных и технологических машин получили преимущественное применение золотниковые распределители. Основными достоинствами золотниковых распределителей являются простота конструкции, легкость управления, высокая надежность.

Существует достаточно много различных конструкций золотниковых распределителей, отличающихся разнообразием признаков основного рабочего органа – золотника. По форме поперечного сечения золотники делятся на цилиндрические и плоские, по кинематике движения различают золотники с поворотным и поступательным движением и т.д.

Наиболее простым и распространенным является распределитель с цилиндрическим золотником, перемещающимся в осевом направлении и на котором выполнено необходимое число проточек. Подвод и отвод рабочей жидкости производится через окна питания в

корпусе распределителя и соответствующие проточки его золотника.

Показанный на рис. 16 золотник 2 находится в нейтральном положении. Подводимая от насоса к окну 3 жидкость в рабочие окна 4, 5 не поступает, так как они закрыты пояском золотника. При смещении золотника вправо жидкость поступает в штоковую полость цилиндра через окна 3, 4 и вытесняется из поршневой полости на слив через окна 5, 6. При перемещении золотника влево, направление потоков жидкости изменится на противоположное. В цилиндр жидкость будет поступать через окна 3, 5, а вытесняться через окна 4, 7.

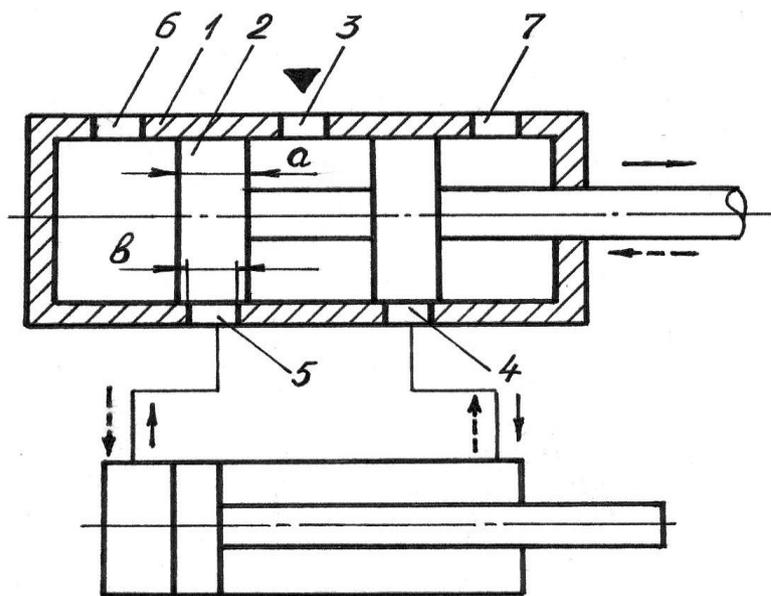


Рис. 16. Схема работы золотникового распределителя

Цилиндрические золотники в зависимости от размеров уплотняющих поясков и окон питания делятся на три типа:

- 1) с положительным перекрытием ( $a > b$ );
- 2) с отрицательным перекрытием ( $a < b$ );
- 3) с нулевым перекрытием ( $a = b$ ).

Золотники с положительным перекрытием имеют хорошую герметичность. Их недостаток - наличие зоны нечувствительности, равной  $0,5 \cdot (a - b)$ , в пределах которой золотник не работает. Золотники с отрицательным перекрытием имеют утечки в нейтральном положении. Золотники с нулевым перекрытием технологически трудно выполнимы.

По числу внешних гидролиний различают распределители двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т.д. Двухлинейные распределители служат для пропуска потока жидкости в одном направлении и перекрытия потока (рис.17, а); трехлинейные – для управления гидродвигателями одностороннего действия (рис.17, б); четырехлинейные – для управления гидродвигателями двустороннего действия (рис.17, в).

По числу рабочих позиций (фиксированных положений золотника) распределители подразделяют на двух-, трех- и четырехпозиционные. Двухпозиционные распределители (рис.17, а, б, в) применяются для управления гидроцилиндрами одностороннего и двустороннего действия и для запираания потока жидкости в системах гидроавтоматики. Трехпозиционные распределители (рис.17, г) имеют наибольшее применение для управления гидроцилиндрами двустороннего действия или гидромоторами. В таких распределителях золотник имеет нейтральное положение и два крайних (рабочих) положения, соответствующих, например, рабочим операциям «подъем» - «опускание», «вперед» - «назад» и т.д. В четырехпозиционном распределителе (рис.17, д) золотник, кроме трех вышеуказанных положений, имеет четвертое плавающее положение, при котором обе полости гидродвигателя соединяются между собой и со сливной магистралью.

По виду управления распределители классифицируют на распределители с ручным (рис.17, а), механическим (рис.17, б), электрическим (рис.17, г), гидравлическим (рис.17, в) и электрогидравлическим управлением (рис.17, д).

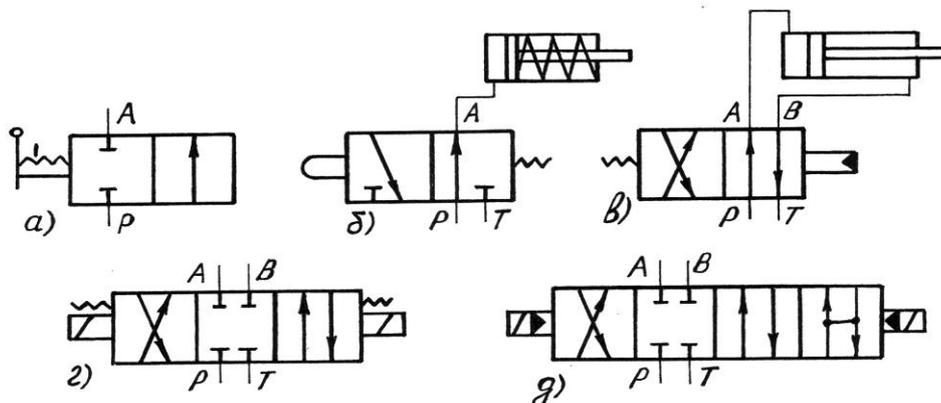


Рис. 17. Условные обозначения гидрораспределителей

В условном обозначении распределителя указывают следующие элементы: позиции запорного элемента; внешние гидролинии, подводимые к распределителю; внутренние проходы (каналы) и элементы управления.

Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков жидкости в каждой позиции. Места соединений проходов выделяют точками, а закрытый проход изображают тупиковой линией с поперечной черточкой. Внешние линии связи подводят только к нейтральной (исходной) позиции.

Вид управления распределителем указывают соответствующими знаками, примыкающими к торцам обозначения распределителя.

Правило чтения условного графического обозначения распределителя следующее: чтобы представить принцип работы распреде-

лителя в рабочей позиции, необходимо мысленно в условном обозначении передвинуть соответствующий квадрат обозначения рабочей позиции на место квадрата исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинные направления потока рабочей жидкости укажут проходы рабочей позиции.

Условные графические обозначения едины для золотниковых, крановых и клапанных распределителей, т.е. они не отражают конструкцию запорных элементов.

По исполнению корпуса золотниковые распределители могут быть секционными и моноблочными. Секционные распределители (рис. 18, а) состоят из нескольких секций, соединенных между собой.

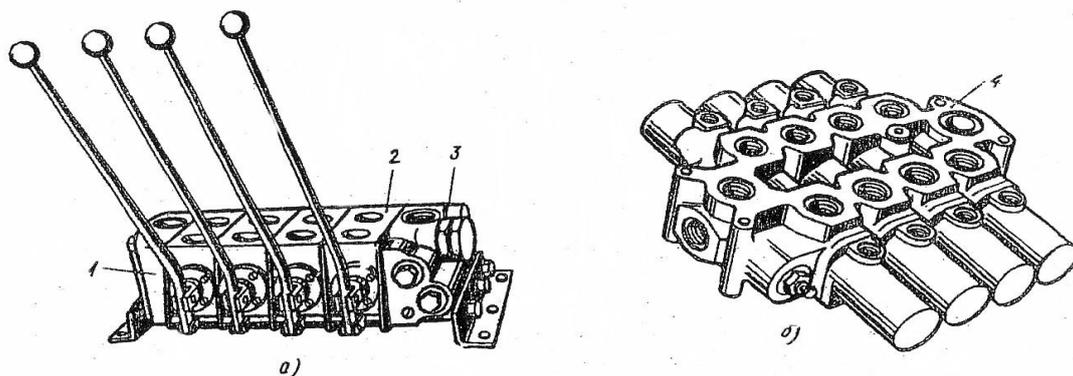


Рис. 18. Секционный (а) и моноблочный (б) распределители:

1, 2, 3 – сливная, рабочая, напорная секции; 4 – корпус (моноблок)

Использование унифицированных секций разных типов (рабочих, сливных, промежуточных) расширяет область применения распределителей. Секционные распределители удобны в эксплуатации, так как изношенную секцию можно легко заменить или отремонтировать. Недостатками их являются увеличенные габариты и масса, на-

личие уплотняемых поверхностей на стыках секций. Последний недостаток тем серьезнее, чем выше давление в гидросистеме.

На рис. 19 представлены схемы некоторых типовых секций. Напорная секция с обратным и предохранительным клапаном (рис. 19, а) выполняет предохранительную функцию. Рабочая трехпозиционная секция (рис. 19, б) с двумя запертыми в нейтральном положении отводами применяется для управления гидродвигателями двустороннего действия, когда необходимо обеспечить фиксацию положения гидродвигателя и связанного с ним исполнительного механизма. Промежуточная секция с обратным клапаном (рис. 19, в) предназначена для установки в блоки распределителя, управляющих поочередно двумя операциями, совмещение которых недопустимо. Сливная секция (рис. 19, г) предназначена для слива рабочей жидкости в бак.

Таким образом, из набора напорных, рабочих, промежуточных, сливных секций составляется распределитель с определенным числом золотников в зависимости от того, каким числом рабочих органов машины необходимо управлять. Схемы типовых секций, их назначение и области преимущественного применения приведены в [6, 14, 17].

Моноблочные распределители (рис. 18, б) с одним или несколькими золотниками выполняют в одном корпусе (блоке). Их габариты и масса значительно меньше, чем секционных, что весьма важно для размещения на машине. Они более дешевы и надежны, поскольку не требуют точной механической обработки и наличия уплотнений между стыками секций. Широкие внутренние каналы в отливке корпуса обеспечивают незначительное сопротивление потоку рабочей жидкости, почти не зависящее от количества золотников. Однако мо-

ноблочные гидрораспределители менее универсальны, так как определенное число золотников в моноблочном распределителе ограничивает его применение только данным конкретным типом машин. Поэтому моноблочные распределители применяют при большой серийности выпуска однотипных машин с одинаковой схемой гидропривода.

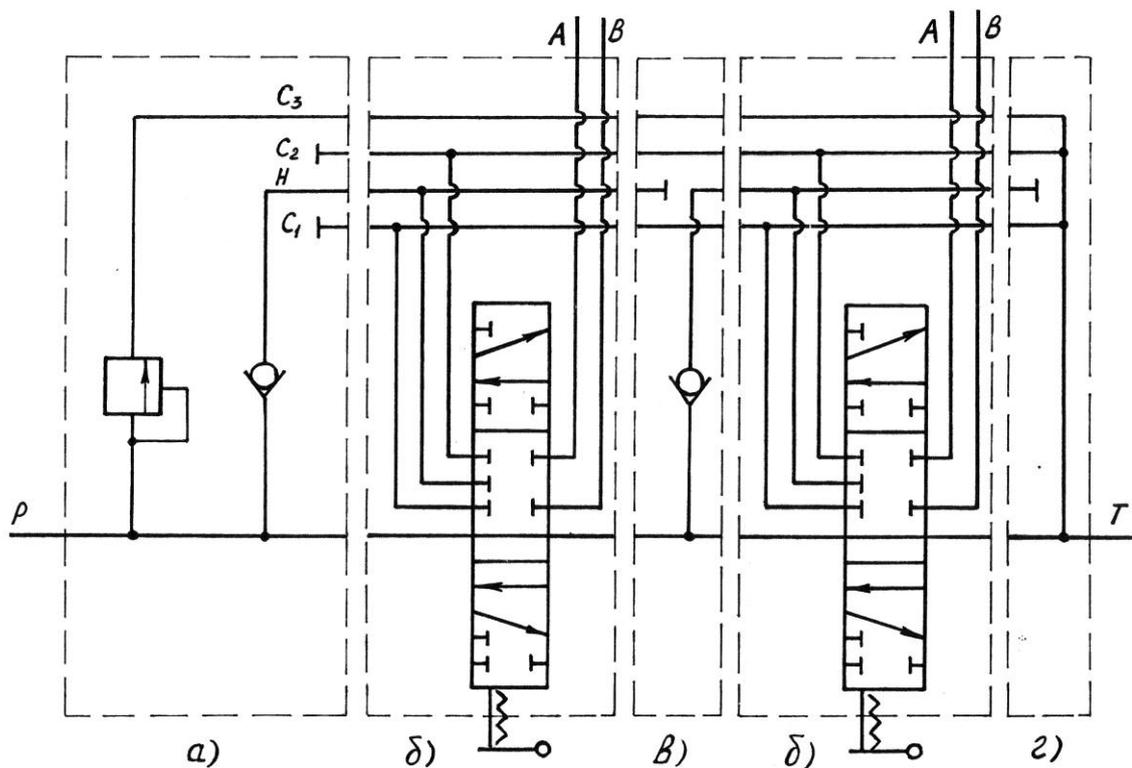


Рис. 19. Типовые секции секционного распределителя: Н – напорная гидролиния;  $C_1, C_2, C_3$  – проточные каналы

По схеме соединения золотников распределители различают с параллельной, последовательной и индивидуальной схемами.

При параллельной схеме (рис. 20, а) жидкость от насоса подается на несколько гидродвигателей одновременно. Причем объем жидкости, направляемый к каждому из гидродвигателей, делится обратно

пропорционально их внешней нагрузке. При последовательной схеме соединения золотников (рис.20, б) весь поток жидкости от насоса поступает в рабочую полость первого гидродвигателя, допустим в полость, соединенную с отводом А1 распределителя, а из сливной полости через отводы В1 и А2 в рабочую полость второго гидродвигателя и т.д. Сливная полость последнего включенного гидродвигателя соединяется со сливом. Недостатком такой схемы включения гидродвигателей является снижение полезного усилия на выходном звене, а положительным – равные скорости всех подключенных гидродвигателей.

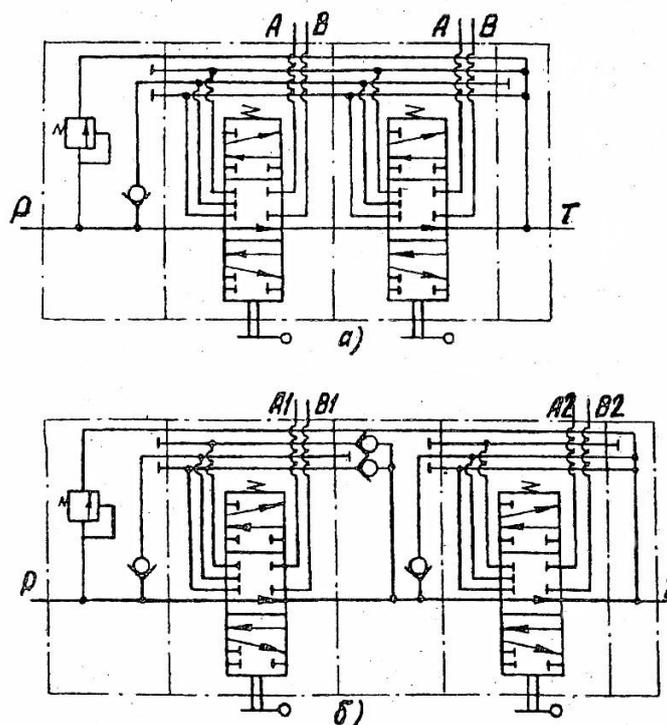


Рис. 20. Гидравлические схемы соединения золотников в распределителе: а – параллельная; б – последовательная

При индивидуальной схеме (рис. 19) соединения золотников жидкость поступает к одному из гидродвигателей, а из сливной

его полости направляется в гидробак. Причем при одновременном включении золотников жидкость поступает к тому гидродвигателю, золотник которого находится ближе к напорной секции распределителя. Такой режим обеспечивает промежуточная секция (рис. 19, в).

Для транспортных и технологических машин выпускаются секционные распределители на давление 16, 20, 25 МПа. В табл. 12 приведены технические характеристики секционных распределителей на давление 20 МПа.

Таблица 12. Технические характеристики секционных распределителей на  $P_{\text{ном}} = 20$  МПа

Параметры	Марки распределителей		
	P-20	P-25	P-32
Условный проход, мм	20	25	32
Поток жидкости, л/мин:			
номинальный	100	160	250
максимальный	125	200	320
Давление, МПа:			
номинальное	20	20	20
максимальное	25	25	25
Внутренние утечки масла при нейтральном положении золотника и $P_{\text{ном}}$ , см <sup>3</sup> /мин (не более)	50	75	100
Потери давления в секциях распределителя, МПа:			
одной	0,18	0,25	0,25
двух	0,32	0,38	0,38
трех	0,48	0,52	0,52
четырёх	0,65	0,68	0,68
пяти	0,80	0,85	0,85
шести	0,95	1,00	1,00
семи	1,15	1,15	-
восьми	1,25	-	-
Максимальное число рабочих секций	8	7	6

Моноблочные распределители выпускают в двух модификациях на давление 16 (14) МПа (табл. 13) и 32 МПа. Первые используют в гидроприводах с шестеренными насосами в машинах различного технологического назначения. Вторые, преимущественно, на одноковшовых экскаваторах V и VI размерных групп, в гидроприводах которых установлены аксиально-поршневые регулируемые насосы.

Таблица 13. Технические характеристики  
моноблочных распределителей

Параметры	Марки распределителей						
	P80- 3/1- 222	P80- 2/2- 222	P80- 3/1- 444	P80- 3/2- 444	P80- 3/3- 444	P80- 2/1- 22	P80- 2/1- 44
Давление, МПа:							
номинальное	16	16	16	16	16	14	16
максимальное	20	20	20	20	20	17,5	17,5
Поток жидкости, л/мин:							
номинальный	80	80	80	80	80	80	80
максимальный	100	100	100	100	100	100	200
Число золотников	3	2	3	3	3	2	2
Число позиций	4	3	3	3	3	4	3
Потери давления в распределителе, МПа:							
при нейтральном положении	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
при рабочем положении	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Допускаемое дав- ление на сливе, МПа	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Масса, кг	18	15,5	15,3	15,1	15,1	10	10

### 3.2.2. Регулирующая гидроаппаратура

Регулирующая гидроаппаратура предназначена для стабилизации или изменения давления и расхода жидкости. К ней относятся регуляторы давления и регуляторы расхода.

Регуляторы давления служат для поддержания заданного давления рабочей жидкости в любой точке гидропривода. К ним относятся предохранительные, переливные, редукционные, тормозные, подпиточные клапаны.

**Предохранительные клапаны** применяются для защиты гидропривода от перегрузки путем ограничения давления предельным значением в результате периодического или однократного отвода жидкости на слив. Они подразделяются на первичные и вторичные. Первичные клапаны, как правило, встроены в напорную секцию гидрораспределителя. Однако могут устанавливаться на ответвлении от напорной магистрали сразу за насосом.

Вторичные клапаны, которые по конструкции аналогичны первичным клапанам, пристыковываются к рабочим секциям распределителя со стороны гидродвигателя и служат для ограничения давления, возникающего в результате действия реактивных и инерционных нагрузок при нейтральном положении золотников распределителя.

Предохранительные клапаны должны обеспечивать надежную работу, высокие чувствительность и быстродействие, герметичность, стабильность регулировочных характеристик, минимальные уровни вибраций составных элементов.

Предохранительные клапаны обычно регулируют на давление, превышающее номинальное на 10-30 %. При давлении в системе, превышающем допустимую величину, клапан открывается и перепускает

жидкость в полость низкого давления. При давлении ниже заданного, клапан надежно запирает проход жидкости на слив.

Основными элементами предохранительного клапана являются запирающий (рабочий) и чувствительный элементы. Запирающий элемент предназначен для герметизации клапана и конструктивно выполняется в виде сферы, конуса, плоскости, золотника.

Чувствительный элемент предназначен для ограничения давления в клапане и выполняется в виде механической, гидравлической или пневматической пружины.

По воздействию жидкости на рабочие элементы различают клапаны прямого действия (одноступенчатые) и клапаны непрямого действия (двухступенчатые), у которых поток жидкости воздействует на запирающий элемент через промежуточное устройство.

На рис. 21 приведены схемы клапанов прямого действия с шариковым (а), конусным (б), золотниковым (в) рабочими органами.

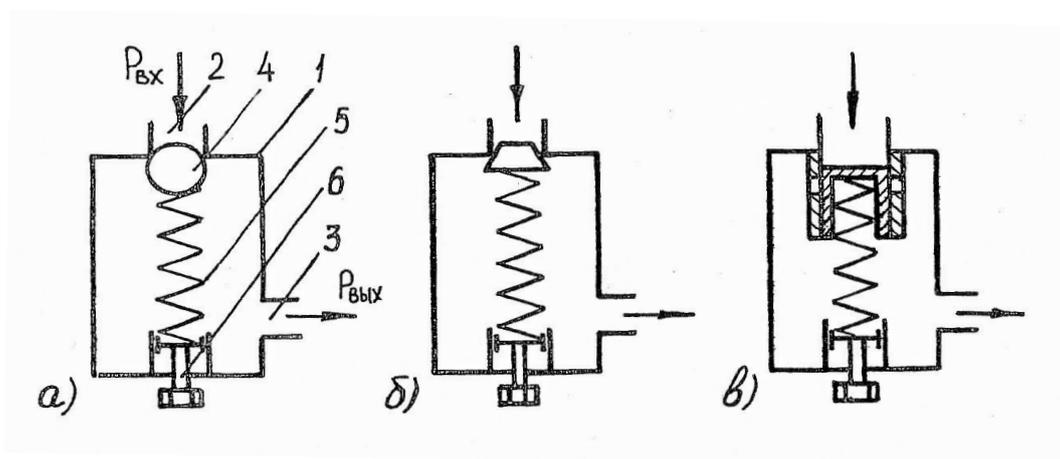


Рис. 21. Схемы предохранительных клапанов

Клапан состоит из корпуса 1, в котором размещены каналы входа 2 и выхода 3 рабочей жидкости, запирающий элемент 4, герметично перекрывающий входной канал с помощью пружины 5. Настройка

клапана на определенное давление срабатывания осуществляется винтом 6, регулирующим усилие прижатия запирающего элемента к седлу входного канала.

Клапаны прямого действия просты по конструкции, обладают достаточным быстродействием вследствие небольшой массы запирающего элемента, но не имеют достаточной стабильности и герметичности. Поэтому там, где эти факторы играют основную роль, применяют двухступенчатые клапаны.

Двухступенчатый клапан (рис.22) состоит из основного 1 и вспомогательного 2 клапанов. Жидкость подводится к основному клапану по каналу 3 и одновременно поступает по каналу 4 к вспомогательному клапану, открытие которого приведет к подъему основного клапана и пропуску жидкости из напорной магистрали на слив через канал 5.

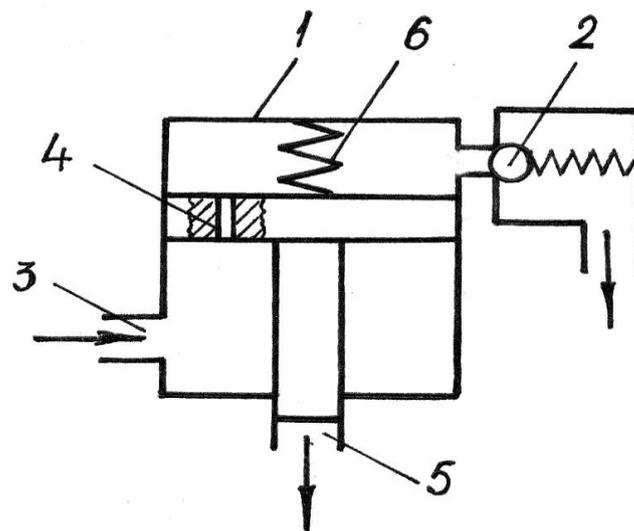


Рис. 22. Схема двухступенчатого предохранительного клапана:

Пружина 6 основного клапана играет здесь второстепенную роль. Благодаря небольшому расходу жидкости через дроссельный канал 4 давление на вспомогательный клапан меняется незначительно,

и основной клапан работает стабильно. Вследствие неизбежного запаздывания в отработке сигнала вспомогательным клапаном, двухступенчатые клапаны не рекомендуется применять в условиях, где возможны большие скачки давления.

**Переливные клапаны** предназначены для поддержания заданного давления в системе путем непрерывного отвода (слива) жидкости в бак, например, при дроссельном регулировании гидропривода. Переливные клапаны отличаются от предохранительных характеристик пружин. Для обеспечения слива рабочей жидкости в большом диапазоне изменения расхода необходимо обеспечить как можно меньшее изменение давления в напорной линии. Для этого используют пружины с возможно меньшей жесткостью. В отличие от предохранительных клапанов к переливным клапанам требования высокой герметичности не предъявляются.

**Редукционные клапаны** применяются в гидросистемах, где от одного насоса питаются несколько гидродвигателей, требующих разных давлений. В этих условиях редукционный клапан в отличие от предохранительного включается последовательно с гидродвигателем и предназначается для понижения давления насоса.

Редукционный клапан представляет собой автоматически действующий регулятор давления, рабочим органом которого служит плунжер 1 с дросселирующей конусной головкой 2 и уравнивающим поршнем 3 (рис. 23). Плунжер под действием пружины 4 постоянно отжимается вправо и открывает проход жидкости из напорной гидролинии 5 в гидролинию 6 редуцированного давления. Когда редуцированное давление увеличится и превысит усилие пружины, плунжер переместится влево и частично или полностью перекроет доступ

жидкости в гидрوليнию 6. При этом поступление жидкости уменьшится и давление  $P_p$  снизится до заданного значения. Если давление  $P_p$  по какой-либо причине уменьшится, то плунжер, перемещаясь вправо, откроет проход жидкости, в результате чего давление на выходе снова возрастет до заданного значения.

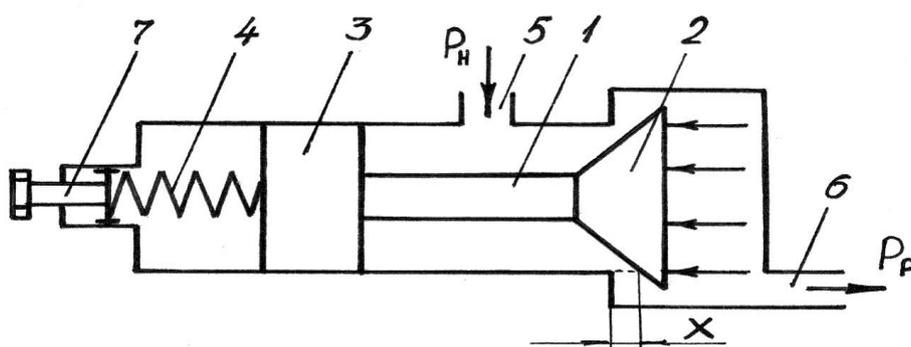


Рис. 23. Схема редукционного клапана

Для настройки клапана на определенное давление  $P_p$  служит винт 7, позволяющий изменять величину сжатия пружины.

Регуляторы расхода объединяют устройства, предназначенные для изменения расхода рабочей жидкости. К ним относятся дроссели, регуляторы потока, делители потока.

**Дроссель** представляет собой местное регулируемое или нерегулируемое сопротивление, устанавливаемое на пути течения жидкости для создания перепада давления, а, следовательно, и изменения расхода жидкости. В связи с этим различают дроссели нерегулируемые, у которых постоянная площадь рабочих окон, следовательно, стабильное гидравлическое сопротивление и регулируемые, сопротивление которых может изменяться в процессе работы дросселя.

На практике применяют два принципа регулирования дросселей: изменением длины дроссельного канала и изменением площади

дресселирования.

Первый принцип используется в дросселе винтового типа (рис. 24, а). Регулирование гидравлического сопротивления производится в нем смещением относительно корпуса 1 в осевом направлении плунжера 2 с нарезанной на его поверхности канавкой, тем самым уменьшается или увеличивается длина дроссельного канала (канавки).

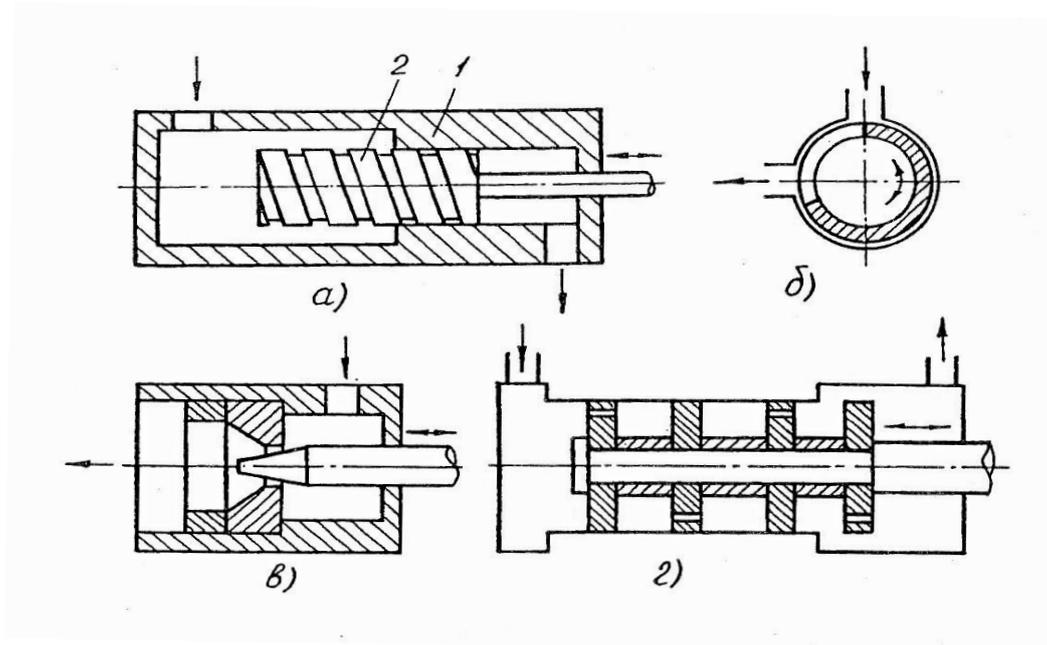


Рис. 24. Схемы дросселей

Второй принцип реализуется с помощью пробковых дросселей поворотного типа (рис. 24, б), игольчатых дросселей прямолинейного перемещения (рис. 24, в).

Расход жидкости через дроссель пробкового типа определяется площадью сечения щели в полый пробке, которая регулируется угловым вращением пробки относительно корпуса.

Перемещением дроссельной иглы в осевом направлении производится изменение сечения отверстия для прохода жидкости, следовательно, расхода через игольчатый дроссель.

Дроссели делят на одноступенчатые и многоступенчатые. В одноступенчатых дросселях дросселирование осуществляется в одном рабочем окне или нескольких параллельно расположенных окнах, а в многоступенчатых – в нескольких последовательно расположенных окнах. Примером многоступенчатого дросселя может служить дроссель на рис. 24, г, который состоит из набора шайб с отверстиями. Расход изменяется в зависимости от количества шайб, находящихся на пути потока жидкости.

Расход жидкости через дроссель при прочих равных условиях зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада давлений. Чем меньше перепад давлений, тем меньше расход, и наоборот. Так как перепад давлений зависит от нагрузки, приложенной к выходному звену гидродвигателя, то при переменной нагрузке нельзя получить с помощью одного дросселя постоянный расход и, следовательно, стабильную скорость выходного звена гидродвигателя. Поэтому в гидроприводах с дроссельным управлением, выходное звено которых подвержено переменной нагрузке, применяют регуляторы потока.

**Регулятором потока (расхода)** называется гидроаппарат управления расходом, предназначенный для поддержания заданного значения расхода через дросселирующее окно независимо от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

Конструктивно регуляторы расхода представляют собой блоки, состоящие из регулируемого дросселя и клапана. При помощи дросселя управляют расходом жидкости, а при помощи клапана автоматически обеспечивают постоянный перепад давлений на дросселе.

На рис. 25 приведена конструкция регулятора потока, в котором

расход жидкости устанавливается путем поворота дросселя 4 вокруг своей оси, а постоянный небольшой (0,2...0,3 МПа) перепад давления до и после дросселя создается регулирующим элементом 3. Жидкость подводится в канал Д и отводится из канала А. Полость Б перед дросселем 4 соединена каналами с полостями Г и Е нижних торцов регулирующего элемента 3 и каналом Д. Полость В соединена с каналом А.

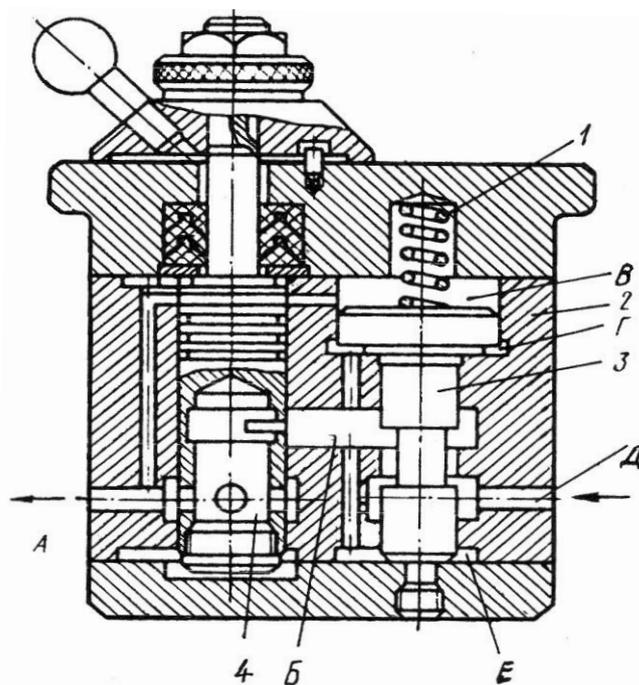


Рис. 25. Регулятор потока: 1 – пружина; 2 – корпус; 3 – регулирующий элемент; 4 – дроссель; А – канал для отвода рабочей жидкости; Д – канал для подвода рабочей жидкости; Б, В, Г, Е – полости.

При равновесном положении регулирующего элемента 3 на него снизу действует давление, равное давлению в полости Б, а сверху – давление в канале А плюс давление, определяемое усилием пружины 1. Таким образом, давление в полости Б перед дросселем 4 больше давления в канале А после дросселя на величину, определяемую усилием пружины 1 и равное 0,2...0,3 МПа.

При увеличении или уменьшении давления в канале Д и постоянном давлении в канале А регулируемый элемент 3 соответственно поднимается или опускается, создавая постоянное заданное давление в полости Б перед дросселем.

При изменении давления в канале А регулируемый элемент также изменяет свое положение, обеспечивая требуемое давление в полости Б. Таким образом, независимо от изменения давления в каналах А и Д автоматически поддерживается постоянный небольшой перепад давления до и после дросселя, а следовательно, и неизменный расход жидкости при данном проходном сечении.

### **3.2.3. Вспомогательное гидрооборудование**

**Гидравлические баки** предназначены для размещения необходимого объема рабочей жидкости, ее охлаждения, отстоя, выпуска паров и воздуха. Вместимость, форма, расположение гидробака на машине, некоторые конструктивные особенности оказывают существенное влияние на работоспособность и эффективность гидравлического привода.

Основным параметром гидробака является номинальная вместимость, значения которой определены ГОСТ 12448-80. От этого параметра зависит установившаяся температура рабочей жидкости и интенсивность ее нарастания при пуске машины, время выхода гидропривода на оптимальный тепловой режим, объемный КПД гидропривода и в конечном итоге производительность машины в целом. Кроме того, вместимость бака влияет на срок службы рабочей жидкости (чем меньше вместимость, тем меньше при прочих равных условиях срок службы рабочей жидкости). В идеальном случае вмес-

тимость бака должна быть выбрана так, чтобы замену отработанной жидкости производить в осенний или весенний сезонные обслуживания машин. Гидробаки являются единственными не унифицированными элементами гидропривода, поэтому в каждой гидрофицированной машине бак может иметь свои конструктивные особенности.

В соответствии с ГОСТ 16770-71 «Баки для гидравлических и смазочных систем. Общие технические условия» к конструкциям баков предъявляются следующие требования:

1. Конструкция бака должна способствовать охлаждению рабочей жидкости, предотвращать проникновение воздуха в жидкость и ее вспенивание, исключать попадание загрязняющих частиц из окружающей среды и засасывание осадков со дна бака в гидросистему.

2. Бак должен быть оборудован указателем уровня жидкости или устройством, подающим сигнал при достижении определенного уровня.

3. Бак должен иметь заливную горловину с фильтром и герметичной крышкой.

4. Желательно, чтобы конструкция бака предусматривала закрытую заправку, при которой жидкость поступает в бак по трубопроводу, герметично присоединенному к баку от заправочной станции.

5. Бак должен быть снабжен устройством для сообщения с атмосферой (сапун), конструкция которого должна включать воздушный фильтр.

6. Конструкция бака должна обеспечить его удобную очистку. Сливные патрубки должны находиться в местах для удобного слива жидкости из бака.

7. Поверхности гидробака должны иметь антикоррозионные по-

крытия, стойкие к воздействию рабочей жидкости и не вызывающие ее загрязнения.

На рис. 26 приведена конструктивная схема гидробака, в корпусе которого установлены всасывающий и сливной патрубки, кран для удаления отстоя, две перегородки, заливная горловина, воздушный фильтр, указатель уровня топлива.

Всасывающий патрубок присоединяется к всасывающей полосе насоса. Принципиально важно его размещение по высоте бака. Патрубок должен быть расположен достаточно высоко от дна (во избежание всасывания отстоя со дна) и достаточно глубоко от свободной поверхности (чтобы не засасывался воздух, образуя воронку на свободной поверхности).

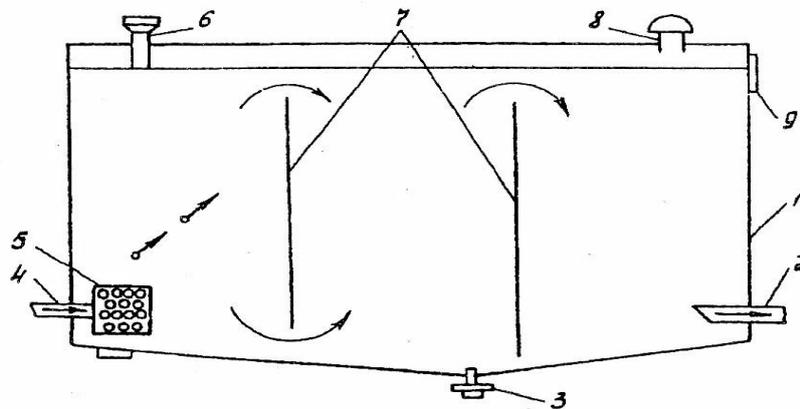


Рис. 26. Схема гидробака: 1 – корпус; 2- всасывающий патрубок; 3 – кран слива отстоя; 4 – сливной патрубок; 5 – рассекаватель; 6 – заливная горловина; 7 – перегородки; 8 – воздушный фильтр; 9 – уровнемер

На сливном патрубке устанавливают рассекаватель, который служит для гашения кинетической энергии потока жидкости и для ускорения выделения растворенного воздуха.

Воздушный фильтр обеспечивает связь гидробака с атмосферой. В процессе работы гидропривода уровень масла в гидробаке колеблется вследствие разницы объемов поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров. Кроме того, уровень жидкости изменяется под действием температуры. Для исключения проникновения жидкости в воздушный фильтр при работе гидропривода объем жидкости в баке должен быть на 10-15 % меньше его вместимости.

Кран слива отстоя выполняется заодно с магнитной вставкой, которая улавливает продукты износа и тем самым повышает ресурс гидрооборудования.

Перегородки способствуют выделению растворенного воздуха, оседанию твердых примесей, препятствуют проникновению турбулентных потоков в зону всасывания жидкости.

Рабочая жидкость в процессе эксплуатации гидропривода загрязняется абразивными частицами, попадающими в гидросистему через воздушный фильтр бака и уплотнения штоков гидроцилиндров, при дозаправках рабочей жидкости и ремонте. Кроме того, жидкость загрязняется продуктами износа деталей гидрооборудования.

Абразивные частицы, попадая в зону трения, способствуют интенсивному разрушению трущихся деталей и, в итоге, приводят к уменьшению объемного КПД и преждевременному выходу из строя гидроэлементов. Наиболее подвержены воздействию абразивных частиц насосы и гидромоторы.

Для очистки рабочей жидкости от твердых механических примесей в гидроприводах машин применяют различные фильтры.

**Фильтры** по способу удаления механических примесей подразделяют на фильтры механического действия и фильтры силового дей-

ствия. Принцип действия последних основан на удалении примесей (имеющих больший удельный вес, чем фильтруемая жидкость) воздействием одного из силовых полей: гравитационное, магнитное, электростатическое, центробежное.

По характеру задержания абразивных частиц фильтры механического действия делят на поверхностные и глубинные. У поверхностных фильтров задержание частиц происходит на поверхности фильтроэлемента (сетчатые, проволочные, бумажные, тканевые). В глубинных фильтрах примеси задерживаются в глубине объема фильтроэлемента (металлокерамические, многослойные сетчатые, войлочные, пластинчатые).

В зависимости от магистрали, где устанавливается фильтр, различают сливные, напорные и всасывающие фильтры. По месту установки фильтры могут быть линейные и встроенные в бак.

В гидроприводах транспортных и технологических машин наибольшее распространение получили фильтры линейные механического действия с сетчатыми или бумажными фильтроэлементами, устанавливаемые в сливной магистрали.

Основными параметрами фильтра являются условный проход, давление и тонкость фильтрации. Требования к тонкости фильтрации повышаются с увеличением давления и уменьшением зазора в подвижных соединениях гидрооборудования. Например, для гидроприводов с номинальным давлением 16-32 МПа тонкость фильтрации должна быть 10-25 мкм, а для давления 10-16 МПа тонкость фильтрации может составлять 25-40 мкм.

На рис. 27 приведена конструкция линейного фильтра с сетчатым фильтроэлементом, а в табл. 14 приводятся технические ха-

рактеристики линейных фильтров с бумажными фильтроэлементами.

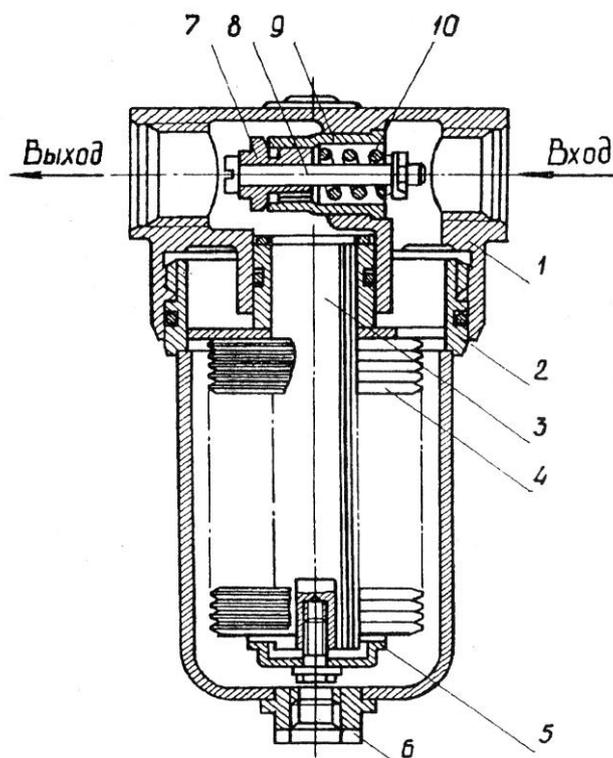


Рис. 27. Конструкция линейного фильтра: 1 – крышка; 2 – стакан; 3 – стержень; 4 – комплект сетчатых фильтров; 5 - шайба; 6 – пробка; 7 – клапан; 8 – винт; 9 – втулка; 10 – пружина

В процессе эксплуатации гидропривода по мере загрязнения фильтроэлемента увеличивается сопротивление потоку жидкости. При значительном засорении фильтроэлемента возможно его разрушение под действием давления жидкости в магистрали. Поэтому во всех фильтрах устанавливается переливной клапан, пропускающий жидкость мимо фильтроэлемента. Переливной клапан также срабатывает в случае высокой вязкости жидкости в условиях низкой температуры.

Напорные фильтры – это фильтры высокого давления, которые выпускаются на номинальное давление 42, 22, 11 МПа. Тонкость фильтрации напорных фильтров составляет от 3 до 60 мкм. Они могут

Таблица 14. Технические характеристики линейных фильтров

Параметры	Типоразмер							
	1.1.32-25	1.1.50-25	1.1.32-25И	1.1.50-25ИЗ	1.1.25-25/16	1.1.32-25/16	1.1.20-10/200	1.1.25-10/200
Условный проход, мм	32	50	32	50	25	32	20	25
Гидролиния установки	Сливная	Сливная	Сливная	Сливная	Подпитка	Подпитка	Напорная	Напорная
Номинальный поток через фильтр при вязкости рабочей жидкости $(20-30) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , л/мин	100	250	100	250	63	100	63	100
Номинальное давление, МПа	0,63	0,63	0,63	0,63	1,6	1,6	20	20
Номинальный перепад давления при номинальном потоке и вязкости рабочей жидкости не более $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , МПа	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	-	-
Перепад давления на фильтре при открытии переливного клапана, МПа	0,35	0,35	0,35	0,35	1,0	1,0	21	21
Масса сухого фильтра, кг	10	20	10	20	7,5	9,0	16	16

оснащаться бумажными, синтетическими и сетчатыми металлическими фильтроэлементами. Преимуществом применения напорных фильтров является защищенность агрегатов гидросистемы от загрязнений, в том числе от продуктов износа насосов.

Всасывающие фильтры защищают насос от загрязнений. Их чаще используют в виде металлических сетчатых фильтроэлементов, устанавливаемых на всасывающие магистрали. Тонкость фильтрации всасывающих фильтров составляет 10-250 мкм.

**Гидроаккумуляторы** применяют в гидроприводах для выполнения следующих функций:

- являются дополнительным источником энергии, накапливая ее в периоды останова или реверса гидродвигателей;
- используют в качестве аварийного источника энергии для торможения груза или машины при повреждении напорного трубопровода;
- компенсируют температурные колебания и объемные потери жидкости в гидроприводах с замкнутой циркуляцией жидкости;
- гасят высокочастотные пульсации давления, возникающие при работе насосов;
- амортизируют гидравлические удары, вызванные быстрым переключением гидроаппаратуры или внезапным торможением движущихся масс.

По конструкции гидроаккумуляторы делят на грузовые, пружинные и пневмогидравлические (рис. 28). Последние имеют исполнение без разделения сред и с разделением (поршневые, мембранные, балонные).

В грузовых аккумуляторах накопление энергии происходит за счет потенциальной энергии груза, в пружинных – за счет сжатия пружины, а в пневмогидравлических – за счет сжатия газа или воздуха. Аккумуляторы без разделения сред по габаритам компактнее, но имеют существенный недостаток, заключающийся в насыщении жидкости воздухом или газом, что, в свою очередь ухудшает динамику гидропривода и приводит к кавитации.

**Теплообменные аппараты (теплообменники)** предназначены для стабилизации температуры рабочей жидкости гидропривода. По назначению их разделяют на охладители и нагреватели. В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, по-

сколькx при нагреве ухудшаются ее характеристики, что влечет за собой снижение эксплуатационных параметров гидропривода. В зависимости от хладагента охладители делят на воздушные и водяные.

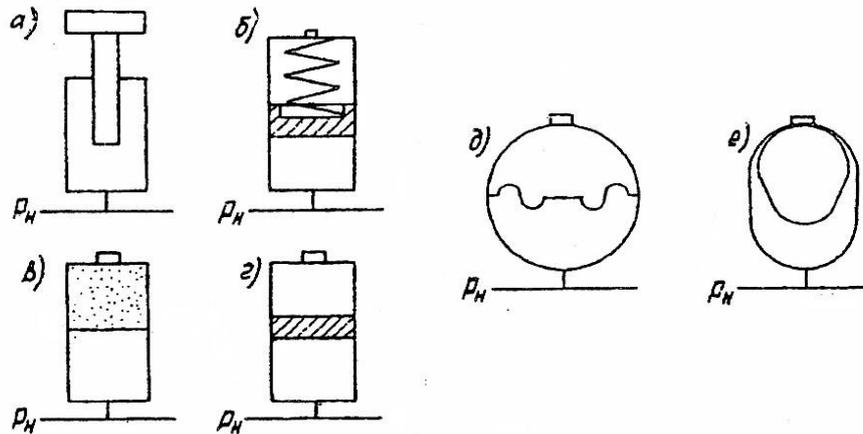


Рис. 28. Схемы гидроаккумуляторов: а – грузовой; б – пружинный; в – пневмогидравлический без разделения сред; г – поршневой; д – мембранный; е – баллонный

В водяном охладителе теплообменные трубы, в которых циркулирует рабочая жидкость, омываются водой. В воздушном охладителе рабочая жидкость, проходящая через радиатор, охлаждается потоком воздуха от вентилятора.

Нагреватели применяют в гидроприводах для обеспечения их пуска в условиях низких температур окружающего воздуха.

**Трубопроводы** предназначены для передачи гидравлической энергии потока жидкости от насоса к гидродвигателям и для соединения элементов гидрооборудования между собой.

Трубопроводы гидросистем должны обладать достаточной прочностью, виброустойчивостью, пластической деформируемостью, обеспечивать герметичное соединение гидроаппаратов, позволять

производить многократный монтаж и демонтаж.

Основными параметрами трубопроводов и их соединений являются наружный диаметр, условный проход и давление.

По назначению трубопроводы подразделяются на напорные, всасывающие, сливные, управления и дренажные. По конструкции – на жесткие (металлические трубы) и гибкие (резинотканевые и резинометаллические рукава).

Жесткие трубопроводы для гидроприводов машин, в основном, изготавливают из холодноотянутых (ГОСТ 8734-75) или горячекатаных труб (ГОСТ 8732-78), выполненных из сталей 10 и 20 (табл. 15).

Таблица 15. Размеры стальных бесшовных труб  
(ГОСТ 8732-78, ГОСТ 8734-75)

Услов. проход, мм	Номер ГОСТа	Номинальное давление, МПа											
		до 6,3			до 10			до 20			до 32		
		$d_n$	S	$d_{вн}$	$d_n$	S	$d_{вн}$	$d_n$	S	$d_{вн}$	$d_n$	S	$d_{вн}$
6	8734-75	8	1	6	10	2	6	14	3,5	7	14	3,5	7
8		10	1	8	14	3	8	18	3,5	11	18	4,5	9
10		12	1	10	18	3	12	22	5	12	22	5	12
13		14	1	12	20	3,5	13	25	5	15	25	5	15
16		18	1,4	15,2	22	3,5	15	28	6	16	28	6	16
20		22	1,4	19,2	28	3,5	21	34	6	22	34	6	22
25		28	2	24	34	4	26	42	7	28	42	8	26
32		38	2,5	33	42	4	34	50	7	36	50	8	34
40	8732-78	45	3	39	50	4	42	60	8	44	60	10	40
50		57	3,5	50	60	5	50	76	10	56	76	12	52
63		68	4	60	76	6	64	89	11	67	89	14	61
80		89	5	79	102	8	86	114	14	86	114	18	78
100		108	5	98	114	8	98	140	16	108	140	22	96

Примечание:  $d_n$  – наружный диаметр трубы, мм;  $d_{вн}$  – внутренний диаметр трубы, мм; S – толщина стенки, мм

Для гидросистем низкого давления применяют сварные трубы (ГОСТ 10704-76, ГОСТ 10707-80). Для линий управления и подключения контрольных приборов используют медные трубы (ГОСТ 11383-75).

Для присоединения трубопроводов к различным гидроагрегатам используют разъемные соединения двух типов: резьбовые и фланцевые. Наибольшее распространение получили три вида резьбовых соединений трубопроводов: с врезающим кольцом, с шаровым ниппелем и с развальцовкой. Герметизация в этих соединениях обеспечивается за счет упругой и упругопластической деформации контактирующих поверхностей сопрягаемых деталей под действием усилия, передаваемого резьбой при затяжке.

Возможные варианты соединения трубопроводов и штуцеров, штуцеров с гидроагрегатами показаны на рис. 29.

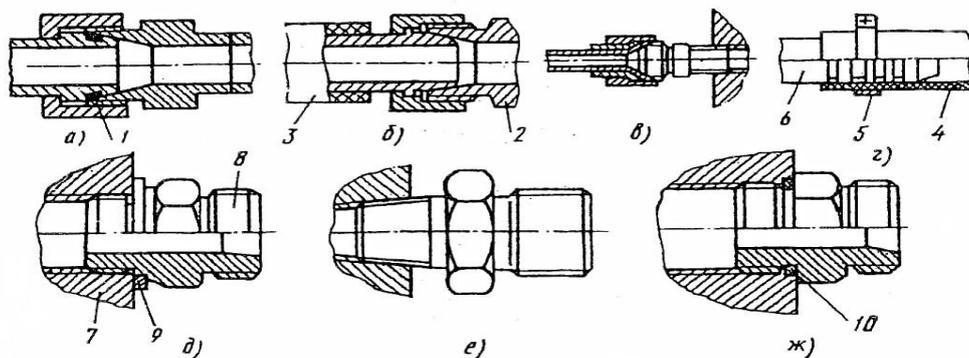


Рис. 29. Неподвижные соединения с резиновым кольцом (а, ж), с шароконусным ниппелем (б), с развальцовкой трубы (в), с помощью хомута (г), с медным кольцом (д), на конической резьбе (е): 1, 10 – резиновые кольца, 2, 8 – штуцера, 3 – рукав высокого давления, 4 – гибкий шланг, 5 – хомут, 6 – ниппель, 7 – корпус гидроагрегата, 9 – медное кольцо

Эластичные трубопроводы (гибкие рукава высокого и низкого давления) применяют для соединения подвижных элементов гидропривода, для компенсации неточностей при сборке агрегатов, облегчения сборки и получения быстроразъемных соединений, а также для демпфирования кратковременных динамических «бросков» давления жидкости.

В качестве гибких трубопроводов используют резинотканевые рукава на давление не выше 1,6 МПа для всасывающих и сливных гидролиний. Рукава низкого давления соединяются с элементами гидропривода с помощью ниппелей, закрепленных в рукавах при помощи хомутов.

Таблица 16. Технические характеристики рукавов высокого и сверх-высокого давления

Типоразмер	Технические условия	Условный проход, D <sub>y</sub> , мм	Номинальное давление, Р <sub>ном.</sub> МПа	Присоединительная резьба	Длина рукава, см
РВД 16-20	22-4756-80	16	20	М 27×1,5	45, 65, 85
РВД 16-34	22-4584-79	16	34	М 36×2	105, 125, 145
РВД 20-16	-	20	16	М 33×2	165, 185, 205, 225
РВД 20-30	-	20	30	М 42×2	
РВД 25-25	22-5923-85	25	25	М 42×2	43, 48, 53, 58, 630, 68, 78, 83
РВД 32-25	22-5974-85	32	25	М 52×2	98, 118, 138, 158, 168, 188, 208, 228

Примечание. Длина рукава может быть любой из приведенных значений.

Рукава высокого давления (РВД) применяют при давлении от 1,6 Мпа до 32 МПа и более. Они изготавливаются из нескольких слоев специальной резины и влитых в нее нескольких металлических или

текстильных оплеток в зависимости от давления, которое они должны выдерживать. Для РВД с условным проходом 20 мм и более и давлением свыше 25 МПа применяют навивочные шланги, содержащие 4 слоя проволочной спиральной навивки, а в более мощных РВД - 6 слоев. Такие РВД получили широкое распространение в гидростатических трансмиссиях, в приводах рабочих органов мощных экскаваторов, кранов и т.п.

В табл. 16 приведены технические характеристики гибких трубопроводов высокого и сверхвысокого давления.

#### *Контрольные вопросы*

1. Назовите основные параметры объемного гидронасоса.
2. Поясните принцип действия шестеренного насоса.
3. За счет чего может производиться регулирование производительности в аксиально-поршневом и радиально-поршневом гидронасосах?
4. Перечислите недостатки аксиально-поршневых гидромашин.
5. Чем достигается уменьшение неравномерности подачи в пластинчатом гидронасосе?
6. Приведите краткую классификацию гидроцилиндров.
7. В каких случаях применяют гидроцилиндры с увеличенным диаметром штока?
8. Поясните принцип действия золотникового направляющего гидрораспределителя.
9. Какие признаки гидрораспределителя можно выяснить из его условного обозначения?
10. От чего зависит число рабочих секций секционного гидрораспределителя?

11. Какие гидроэлементы относят к регуляторам давления?
12. От каких параметров зависит расход жидкости через дроссель?
13. Какое основное преимущество дросселирования жидкости при помощи регулятора потока?
14. Перечислите основные требования к конструкции гидробаков.
15. В чем заключается отличие поверхностных и глубинных фильтроэлементов?
16. Какие фильтры получили наибольшее распространение в гидроприводах транспортных и технологических машин?
17. Какие функции выполняют гидроаккумуляторы?

#### *Рекомендуемая литература*

1. Галдин Н.С. Элементы объемных гидроприводов мобильных машин. Справочные материалы: учеб. пособие / Н.С.Галдин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 127 с.
2. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. – Москва: Машиностроение, 1983. – 301 с.
3. Гидравлика и гидропривод: учеб. пособие / под общ. ред. И.Л. Пастоева. – Москва: Изд-во Моск. гос. горного ун-та, 2001. – 520 с.
4. Холин К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы / К.М.Холин, О.В.Никитин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 264 с.
5. Российская энциклопедия самоходной техники (основы эксплуатации и ремонта самоходных машин и механизмов): справ. и учеб. пособие. В 2 т. Т.1. – Москва: Просвещение, 2001. – 408 с.

## **4. Гидравлические приводы транспортных и технологических машин**

### **4.1. Классификация гидравлических приводов**

Гидравлические приводы, применяемые на транспортных и технологических машинах используются:

- для привода рабочего оборудования (экскаваторы, погрузчики, автокраны, автосамосвалы и т.д.);
- для изменения положения рабочих органов (бульдозеры, автогрейдеры, скреперы, рыхлители, кусторезы и т.д.);
- для привода колесных и гусеничных механизмов передвижения (экскаваторы, катки, тягачи и т.д.);
- для управления вспомогательными механизмами (тормоза, муфты сцепления, коробки передач, рулевое управление и т.д.).

Гидроприводы классифицируют по следующим признакам:

1. По источнику гидравлической энергии:

- а) насосный гидропривод;
- б) аккумуляторный гидропривод;
- в) магистральный гидропривод.

В машинах транспортного и технологического назначения получил распространение насосный гидропривод (рис. 30, а), в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель – гидромотор М насосом Н, входящим в состав гидропривода.

В аккумуляторном гидроприводе (рис. 30, б) рабочая жидкость нагнетается в гидродвигатель – гидроцилиндр Ц из гидроаккумулятора АК, предварительно заряженного от внешнего источника, не

входящего в состав гидропривода.

В магистральном гидроприводе (рис. 30, в) рабочая жидкость подводится к гидродвигателю, например поворотного типа, от магистрали 1 и отводится в магистраль 2. Под магистралью, в данном случае, понимается общая гидролиния, по которой рабочая жидкость подается от насосной установки к группе гидроприводов, не связанных между собой конструктивно и функционирующих независимо друг от друга. Отвод рабочей жидкости от гидроприводов также осуществляется через общую сливную гидролинию.

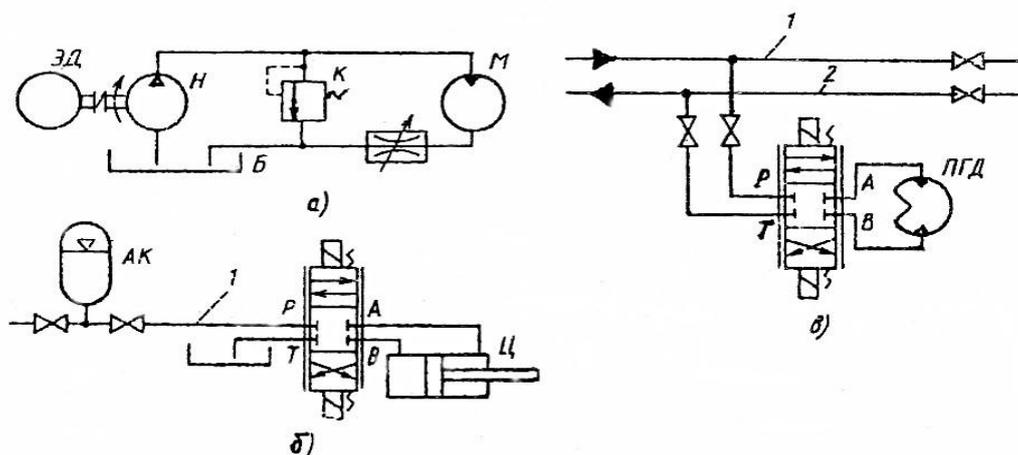


Рис. 30. Принципиальные схемы гидроприводов

2. По виду движения выходного звена:

- а) с вращательным движением;
- б) с возвратно-поступательным движением;
- в) с поворотным движением.

В гидроприводе с вращательным движением исполнительным двигателем является гидромотор М (рис. 30, а), с возвратно-поступательным – гидроцилиндр Ц (рис. 30, б), с поворотным – гидродвигатель поворотного типа ПГД (рис. 30. в).

3. По величине номинального давления рабочей жидкости:

- а) низкого давления – от 1 до 4 МПа;
- б) среднего давления – от 4 до 10 МПа;
- в) высокого давления – от 10 до 20 МПа;
- г) сверхвысокого давления – выше 20 МПа.

Гидроприводы низкого и среднего давления применяются для управления вспомогательными механизмами. Гидроприводы высокого давления применяются в самоходных машинах различного технологического назначения для изменения положения рабочих органов, а в ряде машин и для привода рабочего и навесного оборудования. Гидросистемы высокого давления получили наибольшее распространение в технологических машинах. Гидравлические приводы сверхвысокого давления нашли применение в машинах с тяжелым режимом работы.

4. По циркуляции рабочей жидкости:

- а) с разомкнутым потоком;
- б) с замкнутым потоком.

В гидроприводе с разомкнутым потоком (гидросистема открытого типа) рабочая жидкость от насоса поступает в напорную полость гидродвигателя и, совершив работу, из сливной полости направляется в гидробак (рис. 30, а).

В гидроприводах с замкнутым потоком (гидросистема закрытого типа) рабочая жидкость с выхода гидродвигателя поступает на вход насоса (рис.31). Преимущества таких гидроприводов следующие: меньший объем рабочей жидкости в гидросистеме, меньший объем гидробака, повышенная работоспособность гидропривода при низких температурах, лучшее предохранение рабочей жидкости от внешних загрязнений и влаги.

Однако закрытые гидросистемы имеют существенные недостатки: значительный нагрев рабочей жидкости, необходим дополнительный насос для подпитки рабочей жидкостью с целью восполнения объемных потерь в замкнутом контуре, трудности обеспечения фильтрации рабочей жидкости в гидролиниях с реверсивным потоком жидкости, невозможность использования гидродвигателей циклического действия.

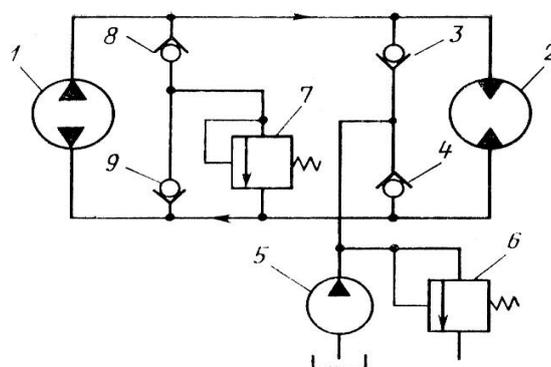


Рис. 31. Схема гидроривода с замкнутой циркуляцией: 1 – реверсивный насос, 2 – реверсивный гидромотор, 3, 4, 8, 9 – обратные клапаны, 5 – подпиточный насос, 6, 7 – предохранительные клапаны

5. По возможности регулирования параметров:

- а) регулируемый гидроривод;
- б) нерегулируемый гидроривод.

Регулируемым называется гидроривод, у которого возможно изменение соотношения скоростей ведущего и ведомого звеньев, т.е. при постоянной частоте вращения вала насоса скорость вала гидромотора изменяется. Гидроривод, не удовлетворяющий этому определению, называется нерегулируемым.

6. По способу регулирования скорости гидродвигателей:

- а) дроссельного регулирования;

- б) машинного регулирования;
- в) машинно-дрессельного регулирования;
- г) ступенчатого регулирования.

Дроссельное регулирование гидропривода применяется в открытых гидросистемах с нерегулируемыми насосами небольшой мощности. Это ограничение обусловлено тем, что принцип дроссельного регулирования основан на превращение части энергии в тепло вследствие того, что в гидродвигатель поступает только часть жидкости, подаваемой насосом, другая часть сливается в бак, не совершив полезной работы.

Основными достоинствами гидропривода с дроссельным регулированием являются простота и легкость управления, высокая чувствительность и большое быстродействие, а также плавность изменения скоростей и возможность централизованного управления многими исполнительными двигателями от одного насоса.

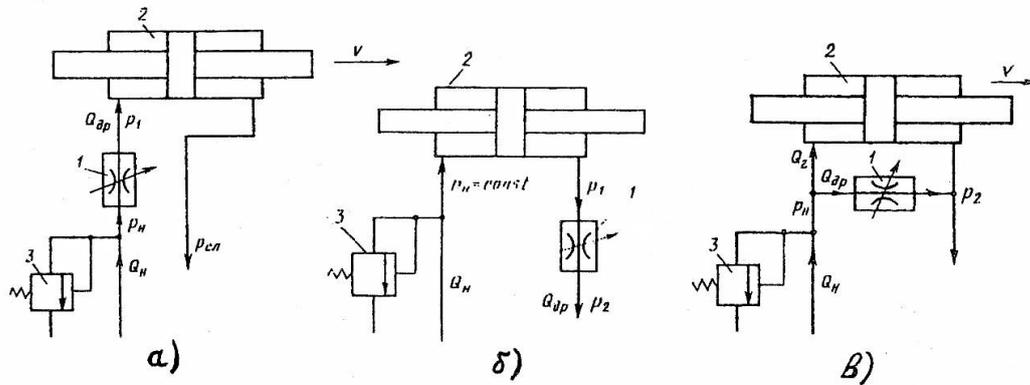


Рис. 32. Схемы гидропривода с дросселем на входе (а), на выходе (б) и параллельно гидродвигателю (в): 1 – регулируемый дроссель, 2 – гидроцилиндр; 3 – клапан

Системы дроссельного регулирования по схеме работы насоса делятся на две группы: А) схема с постоянным давлением независимо от нагрузки; Б) схема с переменным давлением, определяемым нагрузкой гидродвигателя.

Схема А по месту установки дросселя реализуется установкой регулируемого дросселя в линии питания гидродвигателя (на входе) или сливной магистрали (на выходе) (рис. 32, а, б). При использовании схемы Б дроссель устанавливается параллельно гидродвигателю (рис. 32, в).

Регулирование путем изменения параметров насоса или гидромотора называется объемным или машинным регулированием. Этот вид регулирования возможен только тогда, когда насос или гидромотор является регулируемыми гидромашинами (рис. 33).

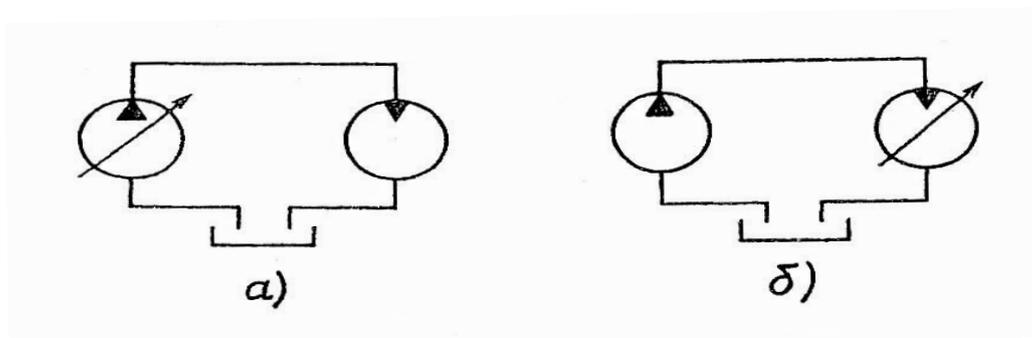


Рис. 33. Схемы гидропривода с машинным регулированием: с регулируемым насосом (а), с регулируемым гидромотором (б)

В гидроприводах транспортных и технологических машин распространение получили схемы с регулируемым насосом.

Машинно-дроссельное регулирование достигается в схемах, имеющих в своем составе регулируемые насос или гидромотор и регулирующий гидроаппарат.

Иногда регулирование гидропривода, в составе которого несколько насосов, производится путем подключения или отключения некоторых насосов. В этом случае регулирование называется ступенчатым.

7. По задаче регулирования:

- а) следящий гидропривод;

- б) программный гидропривод;
- в) стабилизирующий гидропривод.

В следящих гидроприводах регулируемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, значение которого заранее неизвестно.

Следящий гидропривод отличается от обычного гидропривода с регулятором наличием обратной связи от гидродвигателя к органу управления (регулирования). Благодаря этому выходная величина исполнительного двигателя обеспечивает слежение за изменением командного сигнала на входе системы (рис. 34).

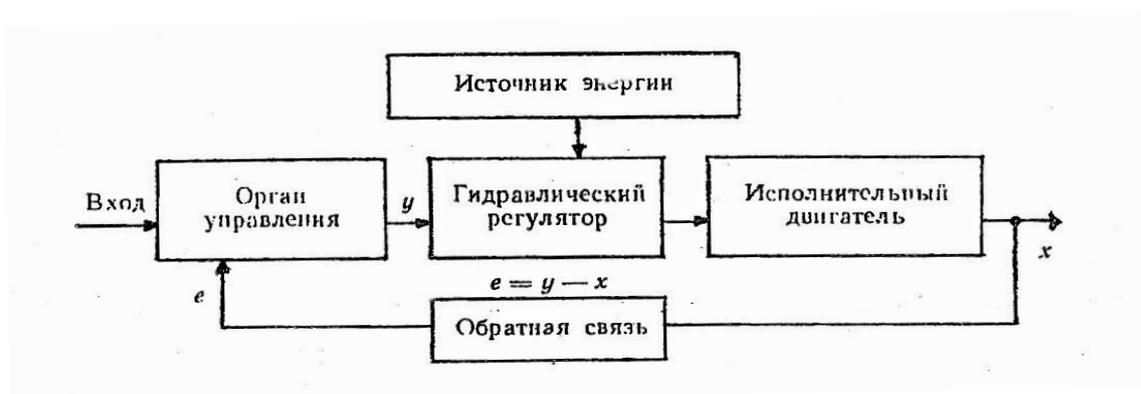


Рис. 34. Структурная схема гидропривода следящего действия

Программный гидропривод – это гидропривод с автоматическим регулированием, в котором регулируемый параметр движения выходного звена изменяется по заранее заданной программе, например в системах «Профиль», устанавливаемых на автогрейдерах при необходимости точного профилирования земляного полотна.

Стабилизирующим гидроприводом называется гидропривод с автоматическим регулированием, в котором регулируемый параметр движения выходного звена поддерживается постоянным, например, в системах «Стабилослой» на асфальтоукладчиках, где выглаживающая плита должна сохранять стабильное пространственное положение вне

зависимости от ровности основания, по которому передвигается сам укладчик.

8. По режиму работы гидродвигателей:

а) непрерывного действия (гидрообъемные трансмиссии тягачей, катков и других самоходных машин, приводы машин непрерывного действия и т.д.);

б) циклического действия (экскаваторы, погрузчики, скреперы, рыхлители и т.п.).

9. По числу потоков жидкости:

а) однопоточные;

б) двухпоточные;

в) трехпоточные.

Однопоточными называются гидроприводы, в которых функционирование гидродвигателей осуществляется от одного или нескольких насосов с объединенной напорной гидролинией. Двух- и трехпоточными называются гидросистемы гидроприводов, в которых движение гидродвигателей, разделенных на соответствующее число групп, осуществляется от двух или трех насосов (или потоков), имеющих автономные напорные гидролинии и системы управления.

10. По способу управления:

а) ручного;

б) электрического;

в) механического;

г) гидравлического;

д) электрогидравлического.

## 4.2. Общие требования при проектировании

Проектирование гидропривода различного функционального назначения начинается с составления новой или выбора типовой принципиальной гидравлической схемы. Совершенство и конкурентоспособность спроектированного гидропривода машины всецело зависят от оптимальности и качества гидравлической системы.

Чтобы составить оптимальную гидравлическую схему, необходимо учитывать ряд требований, предъявляемых к гидросистемам приводов:

- применять параллельное или последовательное функционирование гидродвигателей с фиксацией положения их выходных органов;
- выполнять разводку гидролиний так, чтобы при одновременном включении гидродвигателей работа одного из них не влияла на работу другого;
- проектировать гидролинии минимальной длины и разветвленности с тем, чтобы сократить расход труб, снизить массу машины, улучшить динамические характеристики и упростить технологию производства и обслуживания гидропривода;
- проектировать гидросистему с минимальными потерями давления в каналах гидрооборудования, для этого проходные отверстия должны иметь площадь, что и подводящие трубопроводы, причем последние должны иметь наименьшее число изгибов;
- необходимо исключить неравномерность скорости выходных звеньев гидродвигателей, гидравлические удары и шумы, предусмотрев для этого антикавитационные устройства, дегазаторы, гасители колебаний давления и т.п.;
- применять в гидроприводах с большим коэффициентом ис-

пользования номинального давления регулируемые насосы, а при необходимости и регулируемые гидромоторы;

- предусматривать в напорных гидролиниях первичные и вторичные предохранительные клапаны и размещать их в местах наиболее вероятного повышения давления;

- применять в распределительных устройствах грузоподъемных машин вторичные предохранительные клапаны, необходимые для снижения динамических нагрузок в период транспортирования груза;

- предусматривать в гидроприводе устройства, которые в случае разгерметизации напорного трубопровода автоматически отключают всасывающую линию от гидронасоса или обеспечивают остановку приводного двигателя, тем самым препятствующие выбросу рабочей жидкости наружу, а в случае подъема груза грузоподъемной машиной обеспечивающие плавное опускание стрелы с грузом;

- устанавливать клапаны автоматического выпуска воздуха в наиболее удаленных от насоса и расположенных в верхней части гидропривода зонах, что существенно улучшит антикавитационные и динамические качества гидропривода;

- применять фильтрующие и улавливающие различные загрязнения устройства, стремиться к уменьшению количества и размеров тупиковых зон, в которых рабочая жидкость не подвергается фильтрации;

- предусматривать в гидроприводах с тяжелым режимом работы и эксплуатируемых в широком температурном диапазоне окружающего воздуха теплообменные устройства, которые подогревают рабочую жидкость перед пуском и автоматически охлаждают ее в процессе эксплуатации;

- учитывать влияние влажности, запыленности, агрессивности окружающей среды;
- учитывать объем и степень сложности технического обслуживания привода;
- предусматривать устройства, предотвращающие возникновение аварийных ситуаций, а также средств сигнализации и контроля, предупреждающие о возникновении недопустимых отклонений от расчетного режима работы привода.

### **4.3. Разработка гидравлической схемы**

Расширение парка выпускаемых машин, повышение их мощности, оснащение различным многофункциональным рабочим оборудованием, реализация задач автоматизации режимов их работы ведут к многообразию схемных решений гидросистемы привода. Однако схема, какой угодно сложной гидравлической системы должна содержать следующие основные части:

- 1) силовую или насосную часть, преобразующую механическую энергию приводного двигателя в энергию напора рабочей жидкости;
- 2) распределительную часть, обеспечивающую изменение направления движения потока рабочей жидкости от насоса к рабочим полостям гидродвигателей и из сливных полостей в масляный бак;
- 3) исполнительную часть, осуществляющую движение рабочих органов машины или механизма.

Кроме того, в состав гидравлической системы входят регуляторы (расхода и давления), кондиционеры (гидробак, фильтры, теплообменники) и другое вспомогательное гидрооборудование.

При разработке гидравлической схемы следует помнить, что полная и точная информация о характере, времени действия и величине нагрузок на выходных звеньях гидропривода, знание особых требований, предъявляемых спецификой работы машины и условиями эксплуатации, позволяют спроектировать наиболее надежный и эффективный гидропривод.

Поэтому перед составлением гидравлической схемы необходимо ознакомиться с назначением машины, с принципом ее действия, условиями эксплуатации, расположением и взаимодействием основных гидроагрегатов на аналогичных машинах, из кинематического анализа установить вид движения выходных звеньев гидропривода.

Далее необходимо выяснить, какими отличительными признаками будет обладать проектируемая гидросистема: открытого типа или закрытого, регулируемая или нерегулируемая, однопоточная или двухпоточная, с ручным или автоматическим управлением и т.д.

В транспортных и технологических машинах находят применение гидроприводы, выполненные как по открытой, так и по закрытой схеме. Однако открытые гидросистемы получили большее распространение благодаря возможности подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу, лучшим условиям охлаждения и очистки рабочей жидкости. Гидросистемы закрытого типа применяются, в основном, в приводах реверсивных механизмов вращательного движения.

Когда возникает необходимость регулирования скорости исполнительных гидродвигателей, то прибегают, зачастую, к двум основным способам: машинному и дроссельному регулированию. Дроссельное регулирование характерно для гидроприводов малой мощно-

сти, в случаях кратковременного регулирования, в гидроприводах, для которых вопросы экономичности не имеют решающего значения. Во всех остальных случаях применяют машинное регулирование.

Количество потоков жидкости в гидросистемах определяется количеством одновременно работающих гидродвигателей и требованиями, которые предъявляются к их скоростным параметрам. Чем больше рабочих органов на машине и выше скорости выполнения технологических или иных операций, тем больше потребуется потоков, снабжающих рабочей жидкостью исполнительные гидродвигатели.

Одним из этапов разработки гидросхемы привода является решение вопросов управления рабочим циклом. В качестве устройств управления применяют гидрораспределители. Тип распределителя выбирают с учетом мощности привода и специальных требований.

Крановые распределители рекомендуются в приводах малой мощности с кратковременным режимом работы и редкими включениями.

Клапанные распределители обеспечивают повышенную герметичность отсекаемой линии и рекомендуются в приводах возвратно-поступательного и поворотного движений с длительной фиксацией промежуточных рабочих положений механизма.

В гидроприводах строительных, дорожных, мелиоративных, коммунальных и других самоходных машин применяют преимущественно гидрораспределители золотникового типа. Их отличает компактность, технологичность в изготовлении, надежность в работе, легкость управления.

Управление положением золотников в распределителе осуществляется ручным, механическим, гидравлическим, электрическим или

электрогидравлическим способом.

Наиболее распространенный тип ручного управления – рычажный, с помощью рукояток. Это наиболее простой и надежный тип управления, однако он требует установки гидрораспределителя непосредственно перед оператором или вблизи его, что не всегда удобно при компоновке машины и безопасности оператора. Ручным способом управляют гидрораспределителями до типоразмера с условным проходом – 16 мм.

В последнее время находят все более широкое применение дистанционно-механическое управление с помощью механических джойстиков и гибких тросиков. Этот тип управления позволяет более удобно компоновать распределители на машинах, т.к. длина тросиков может достигать 8 м и более [17].

При возрастании величины потока, а, следовательно, диаметра золотника существенно возрастают силы трения и осевые гидродинамические силы. В распределителях с условным проходом 20 мм и более усилия на рычагах управления превышают установленные эргономические нормы. Поэтому в распределителях высоких расходов находят широкое применение системы гидравлического управления.

Основным элементом этой системы является блок дистанционного гидравлического управления, представляющий собой гидроусилитель, предназначенный для дистанционного (до 20 м) управления перемещением золотников пропорционально перемещению рукоятки блока. Для дистанционного управления применяют электрические системы релейного и пропорционального типов.

При релейном управлении на распределитель устанавливают электромагниты, которые при подаче на них электрического напряже-

ния перемещают золотник в крайнее рабочее положение и удерживают его до снятия электрического сигнала. В нейтральное положение золотник возвращается при помощи торцевых пружин.

В гидрораспределителях с небольшими расходами (условный проход – 6 мм) электромагниты управляют непосредственно золотниками. В распределителях с условным проходом – 12, 16 мм и более, электромагниты управляют пилотными золотниками, которые, в свою очередь, перемещают основной золотник в крайнее рабочее положение. Такие системы управления называют электрогидравлическими.

Пропорциональный тип электрогидравлического управления позволяет плавно изменить положение золотника и, соответственно, скорости перемещения исполнительных механизмов. При этом комплект пропорционального электрогидравлического управления состоит из блока управления (джойстика), электронного блока и электромагнитов, установленных на гидрораспределителе.

Применение электрогидравлического управления позволяет автоматизировать и повышать точность технологических процессов, выполняемых рабочим оборудованием.

Помимо общепринятых требований к обеспечению скоростных и силовых параметров привода к гидравлической схеме предъявляется ряд требований функционального характера. Например, требования совмещения операций или блокировки нежелательных совмещений, управления несколькими операциями одновременно и т.д. В этом смысле гидрораспределители являются основными реализаторами логических операций.

В типовых случаях, например, для реверсирования гидродвигателей, обеспечения разгрузки насосов, выбор схемы распределителя

не вызывает затруднений. Однако когда возникает необходимость удовлетворения специальным требованиям, подбор распределителя осуществляется на основе анализа типовых секций гидрораспределителей [6,14,17]. С помощью многопозиционных и многосекционных золотниковых распределителей можно достичь поочередности или одновременности управления несколькими исполнительными механизмами, совмещая или блокируя операции в рабочем цикле машины.

Следующим этапом разработки гидросхемы является решение вопросов, связанных с защитой гидропривода от перегрузок, перегрева и загрязнения рабочей жидкости.

Составленную гидросхему необходимо проанализировать на безаварийность работы, т.е. оценить поведение гидрооборудования при возможных нарушениях в работе. При необходимости в систему вводят дополнительные блокирующие устройства, гидрозамки, сигнальные и другие элементы, исключающие возможность аварийных ситуаций.

При проектировании гидропривода разрабатываются три типа схем: структурная, принципиальная и схема соединений.

Структурная схема определяет основные функциональные части привода, указывает на их назначение и взаимодействие. Структурные схемы разрабатываются на первом этапе проектирования, они предшествуют разработке схем других типов и используются для общего ознакомления с приводом.

На рис. 35 приведена структурная схема бульдозера с гидравлическим приводом подъема-опускания и перекоса отвала.

От насоса Н поток жидкости поступает к распределителю Р, содержащему напорную, две рабочие и сливную секции. Первая рабо-

чая секция, обеспечивающая управление гидроцилиндрами Ц1 и Ц2 подъема-опускания отвала, должна быть четырехпозиционной, чтобы обеспечить плавающий режим работы отвала. Вторая рабочая секция, управляющая гидроцилиндрами Ц3 и Ц4 перекоса отвала может быть трехпозиционной. Для стабилизации отвала в требуемом технологией положении между распределителем Р и двумя парами гидроцилиндров, должны быть предусмотрены гидрозамки ГЗ1 и ГЗ2. Исключить самопроизвольное падение отвала и ограничить скорость его опускания можно установкой в штоковой полости гидроцилиндров Ц1 и Ц2 дросселя с обратным клапаном ДР.

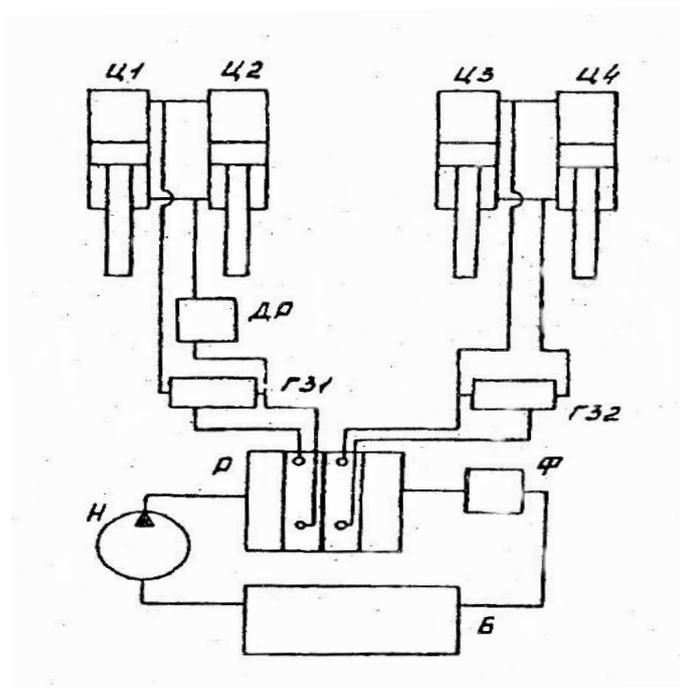


Рис. 35. Структурная схема гидропривода бульдозерного оборудования

В структурной схеме не расшифрованы принципы действия распределителя, фильтра, гидроаппаратуры, а также не показана контрольно-измерительная аппаратура. Все эти гидроэлементы приводятся на принципиальной схеме.

На рис. 36 показана принципиальная схема бульдозерного оборудования, составленная на основе структурной схемы.

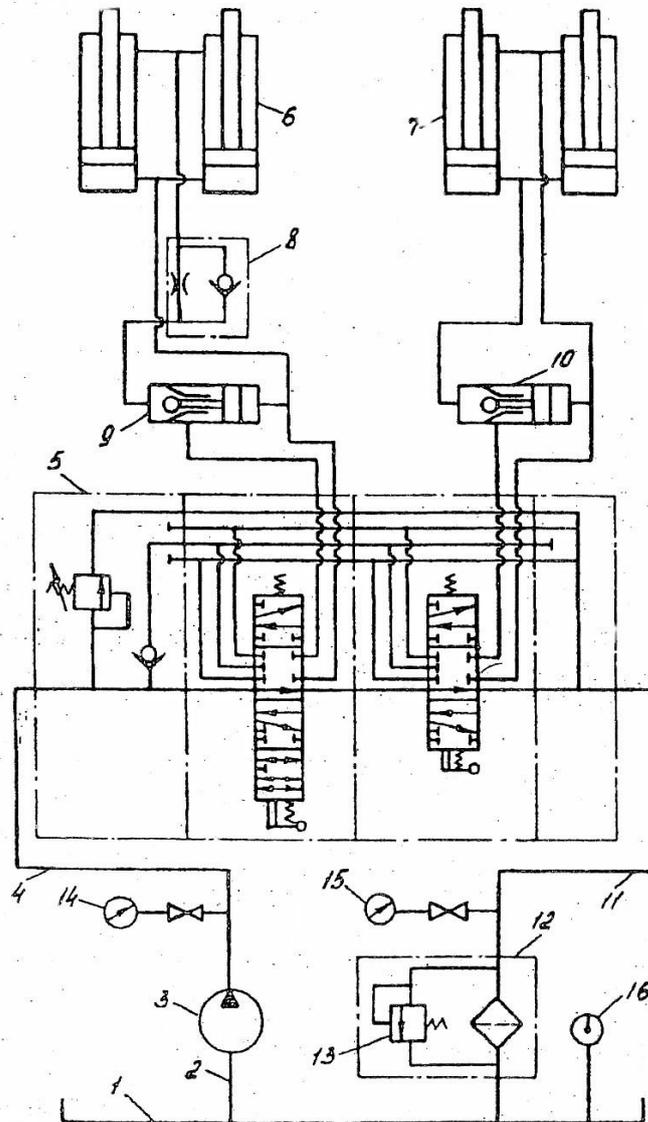


Рис. 36. Принципиальная гидравлическая схема бульдозерного оборудования

Эта схема включает в себя гидробак 1, соединенный всасывающей гидролинией 2 с насосом 3, который подает жидкость по напорной гидролинии 4 к секционному распределителю 5. В представленной гидросистеме две пары гидроцилиндров двухстороннего дейст-

вия, одна из них 6 осуществляет подъем-опускание отвала, а другая 7 – перекоп отвала. Поэтому в распределителе 5 предусмотрено две рабочих секции, первая из которых, четырехпозиционная, управляет гидроцилиндрами 6 подъема-опускания отвала, а вторая, трехпозиционная, управляет гидроцилиндрами 7 перекопа отвала.

В штоковой полости гидроцилиндров подъема-опускания отвала помещен дроссель с обратным клапаном 8, исключающий быстрое опускание или падение отвала в случае разгерметизации трубопровода. Гидрозамки 9 и 10, установленные в штоковых полостях гидроцилиндров, исключают самопроизвольное изменение положения отвала за счет утечек рабочей жидкости в распределителе 5.

Из распределителя 5 жидкость по сливному трубопроводу 11 через фильтр 12 возвращается в гидробак 1. Параллельно с фильтром установлен переливной клапан 13, который предотвращает разрушение фильтроэлемента при его критическом загрязнении. Переливной клапан предусмотрен конструкцией нормализованных линейных фильтров. Для контроля давления в гидросистеме в напорной и сливной линиях устанавливаются манометры 14 и 15. Температура рабочей жидкости измеряется датчиком 16. Манометры и датчик температуры устанавливаются в кабине оператора и дают ему информацию о режиме работы гидропривода.

Рассмотрим состав более сложной гидравлической схемы, например, полноповоротного экскаватора с объемным приводом рабочего оборудования и гусеничного хода. На рис. 37 представлена упрощенная гидравлическая схема экскаватора четвертой размерной группы с гусеничным движителем. Вначале целесообразно составить такую схему с указанием основных связей между насосами и гидродви-

гателями, а затем введением в схему дополнительных гидроаппаратов и подробной расшифровки распределителей вычертить окончательный вариант принципиальной гидравлической схемы.

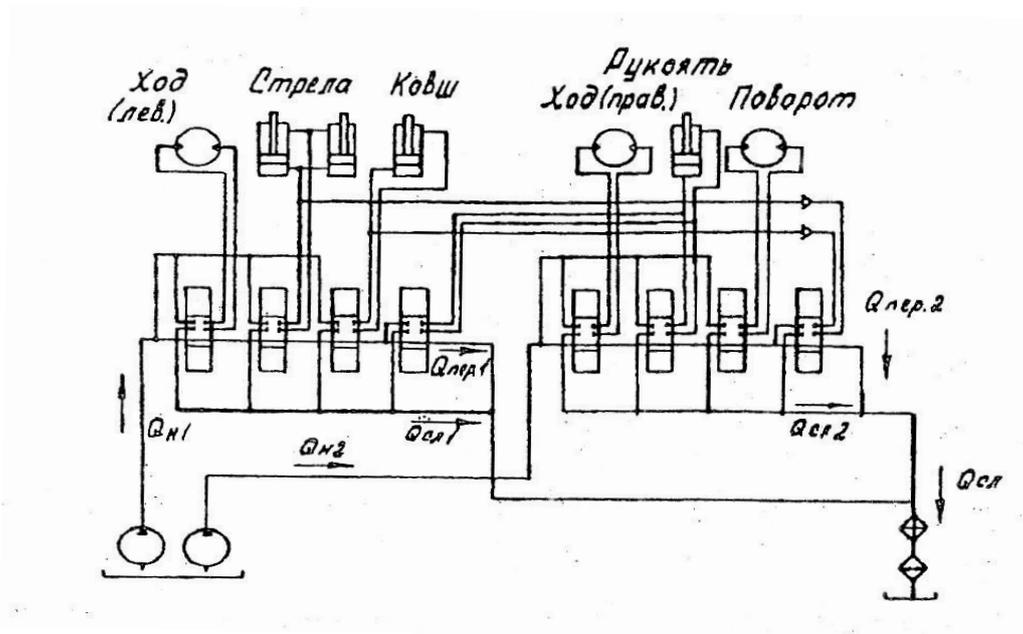


Рис. 37. Упрощенная гидравлическая схема экскаватора

В полноповоротном экскаваторе для обеспечения движения рабочего оборудования, платформы и хода машины гидросистема должна иметь семь гидродвигателей: два гидромотора хода, гидро-мотор поворота платформы, гидроцилиндры привода ковша и рукоя-ти, два гидроцилиндра стрелы. При таком количестве гидродвига-телей целесообразно применить двухпоточную гидросистему с двумя насосами и двумя распределителями. Это позволит уменьшить диаметр трубо-проводов, выполнить оптимальную разводку гидросистемы и совме-стить технологические операции, а также объединить потоки жидкости от двух насосов и направить их к одному гидродвигателю.

Гидропривод экскаватора эксплуатируют в режиме с большим количеством включений и широким спектром нагрузок, поэтому целе-

сообразно выбрать регулируемый сдвоенный аксиально-поршневой насос. В результате уменьшается мощность привода и снижаются потери энергии на дросселирование и нагрев рабочей жидкости.

Как уже указывалось выше, при составлении разветвленных схем с несколькими гидродвигателями следует учитывать:

- возможность совмещения движений рабочих органов машины, например, поворот платформы и движения стрелы и т.д.;
- независимость работы гидродвигателей;
- использование всего силового потока жидкости от двух насосов для привода каждого из гидродвигателей.

Гидравлическая схема полноповоротного экскаватора на гусеничном ходу (рис. 38) состоит из гидробака 1, регулируемого сдвоенного насоса 2, распределителей 3 и 4, гидромоторов привода хода 5 и 6, гидромотора поворота платформы 7, гидроцилиндров рукояти 8, стрелы 9 и 10, ковша 11.

Распределители связаны с двумя группами гидродвигателей: первая питается от одного потока (гидромоторы 5 и 7, гидроцилиндр 8), а вторая – от одного или двух потоков при нейтральном положении золотников распределителя 3. Использование двух силовых потоков одновременно увеличивает скорость гидроцилиндров привода ковша и стрелы и сокращает длительность цикла. Для увеличения скорости передвижения экскаватора и равномерной загрузки насосов гидромоторы хода подключаются к разным силовым потокам.

На трубопроводах гидромоторов установлены блоки подпиточных клапанов 12, которые позволяют избежать кавитационного режима работы, например, при движении экскаватора под уклон или

торможении поворотной платформы. При недостаточной подаче жидкости или прекращении подачи ее в напорную линию гидромотора через подпиточный клапан жидкость подсасывается из сливной линии.

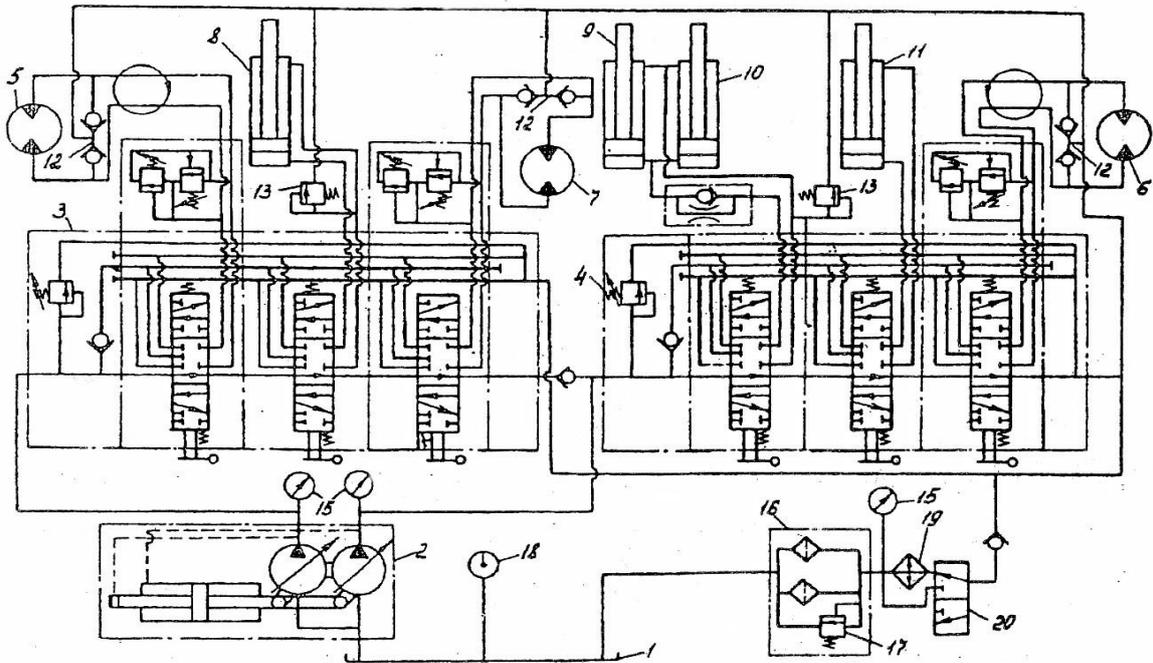


Рис. 38. Принципиальная гидравлическая схема экскаватора четвертой размерной группы с гусеничным движителем

В линии штоковых полостей гидроцилиндров рукояти и стрелы расположены вторичные предохранительные клапаны 13, которые исключают перегрузки в системе при нейтральном положении золотников управления. В линии поршневых полостей гидроцилиндров стрелы установлен дроссель с обратным клапаном 14, предназначенный для ограничения скорости опускания стрелы. Измерение давления в напорной и сливной линиях осуществляется манометрами 15. Фильтры 16 предназначены для очистки рабочей жидкости от меха-

нических примесей, а перепускной клапан 17 предохраняет сливную линию от разрушения и избыточного давления при загрязнении фильтрующих элементов. Для контроля температуры применен термодатчик 18.

В гидросистемах с тяжелым режимом работы рекомендуется устанавливать теплообменник 19 для подогрева жидкости в холодное время года и охлаждения ее в летний период. Краном 20 выключают теплообменник, когда температура жидкости становится оптимальной.

#### *Контрольные вопросы*

1. Приведите принципиальные схемы гидропривода в зависимости от источника гидравлической энергии.
2. Перечислите недостатки закрытых гидросистем.
3. В каких случаях возможно применение в гидроприводах дроссельного регулирования?
4. Какие типы гидросхем разрабатываются при проектировании гидропривода?
5. Назовите этапы разработки принципиальной гидросхемы.

#### *Рекомендуемая литература*

1. Буренин В.В. Объемные гидравлические приводы агрегатов технологического оборудования: учеб. пособие / В.В.Буренин. – Москва: Изд-во МАДИ (ТУ), 1998. – 167 с.
2. Гидравлика и гидропривод: учеб. пособие / под общ. ред. И.Л. Пастоева. – Москва: Изд-во Моск. гос. горного ун-та, 2001. – 520 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. посо-

бие / под ред. С.П.Стесина. – Москва: Академия, 2005. – 384 с.

4. Иванов Р.А. Гидравлика и гидропневмопривод: В 2 ч. Ч. 2. // Гидропневмопривод подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник. / под ред. Р.А.Иванова. – Балашиха: Изд-во ВТУ, 2004. – 244 с.

5. Исаев Ю.М. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник / Ю.М. Исаев, В.П. Коренев. – Москва: Академия, 2009. – 176с.

6. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учеб. пособие / С.В.Каверзин. – Красноярск: Офсет, 1997. – 384 с.

7. Лагерев А.В. Проектирование объемного насосного гидропривода подъемно-транспортных машин и оборудования: учеб. пособие / А.В.Лагерев. – Брянск: Изд-во Брянского ГТУ, 2003. – 232 с.

8. Российская энциклопедия самоходной техники (основы эксплуатации и ремонта самоходных машин и механизмов): справ. и учеб. пособие. В 2 т. Т.1. – Москва: Просвещение, 2001. – 408 с.

## 5. Расчет объемного гидравлического привода

### 5.1. Исходные данные для расчета

Для расчета гидропривода необходимо знать следующее:

- принципиальную гидравлическую схему машины;
- техническую характеристику машины-прототипа;
- величины необходимых усилий (моментов) и скоростей (частот вращения) на выходных звеньях гидродвигателей;
- номинальное давление в гидросистеме;
- диапазон изменения температуры окружающего воздуха;
- режим работы гидропривода.

Усилия, действующие на штоки гидроцилиндров и валы гидромоторов, определяются в результате силового расчета (рабочего оборудования, механизмов поворота платформы, хода машины и т.д.).

Скоростные параметры гидродвигателей принимают исходя из типа и назначения машины, а также на основании кинематического расчета. У современных гидрофицированных машин скорость перемещения штока гидроцилиндра может достигать 0,5 м/с, а частота вращения вала гидромотора – 500 1/с. Следует помнить, что завышение скоростных параметров ведет к увеличению мощности и веса гидропривода, а занижение – к уменьшению производительности машины.

Давление рабочей жидкости в гидросистеме зависит от типа насоса и назначения гидропривода (для вспомогательных операций или для привода основного оборудования). Давление насоса должно быть тем больше, чем больше преодолеваемая нагрузка или мощность приводимого в движение механизма. Например, в гидроприводах бульдозеров, скреперов, рыхлителей, автогрейдеров, катков и т.д. применяют

шестеренные насосы с номинальным давлением 10, 16 и 20 МПа, в гидроприводах экскаваторов, погрузчиков, автокранов – аксиально-поршневые насосы с номинальным давлением 16, 20, 25, 32 МПа [14, 16, 18].

При выборе номинального давления жидкости следует помнить, что снижение его по сравнению с оптимальным ведет к увеличению габаритов и веса гидропривода, хотя способствует более плавной и устойчивой работе. Завышение уровня давления снижает долговечность гидроагрегатов, усложняет конструкцию и эксплуатацию гидропривода, предъявляет повышенные требования к уплотнениям.

Таким образом, номинальное давление выбирают на основании вышеизложенных рекомендаций и статистических данных, полученных при практическом использовании машин данного типа. Выбранный уровень давления согласовывают с ГОСТ 12445-80.

Диапазон изменения температуры окружающего воздуха необходимо знать для выбора рабочей жидкости. Им можно задаваться на основе следующих рекомендаций [14], °С:

- крайний Север и Якутия +30... -50;
- Западная и Восточная Сибирь +30... -40;
- районы средней полосы +30... - 30;
- южные районы +40...-20.

Режим работы гидропривода определяется в зависимости от коэффициентов использования номинального давления –  $K_p$ , продолжительности работы привода под нагрузкой –  $K_t$  и числа включений в 1 час. Коэффициенты определяются по формулам

$$K_p = \frac{P}{P_{\text{ном}}}, \quad (21)$$

где  $P$  – текущее значение давления рабочей жидкости;

$P_{\text{ном}}$  – номинальное давление,

$$K_t = \frac{t_n}{t_0}, \quad (22)$$

$t_n$  – время работы привода под нагрузкой;

$t_0$  – общее время работы привода.

Режимы работы гидропривода в зависимости от вышеуказанных параметров приведены в табл. 17.

Таблица 17. Режимы работы гидропривода

Режим работы	Коэффициент использования номинального давления	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой	Число включений в час	Область применения
Легкий	менее 0,2	0,1-0,3	<100	Системы управления, коммунальные машины, трубоукладчики, рыхлители.
Средний	0,4-0,5	0,4-0,5	100-200	Скреперы, бульдозеры, автогрейдеры.
Тяжелый	0,5-0,7	0,6-0,8	200-400	Погрузчики, автокраны, бульдозеры.
Весьма тяжелый	>0,7	0,9-1,0	400-800	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия.

## 5.2. Расчет и выбор гидронасосов

Для вычисления мощности насоса необходимо вначале определить мощность, которую должны обеспечивать одновременно функционирующие исполнительные гидродвигатели, т.е. мощность на выходе гидропривода. Полезную мощность на выходе гидропривода возвратно-поступательного движения определяют по формуле

$$N_{ц}^{\Pi} = \frac{Z_{ц} \cdot T \cdot \mathcal{G}}{\eta_{ц}}, \quad (23)$$

где  $Z_{ц}$  - число одновременно работающих (включаемых) цилиндров;

$T$  - усилие на штоке гидроцилиндра;

$\mathcal{G}$  - скорость перемещения штока;

$\eta_{ц}$  - общий КПД гидроцилиндра.

Мощность на выходе гидропривода вращательного движения определяют из выражения

$$N_{м}^{\Pi} = \frac{Z_{м} \cdot M \cdot \omega}{\eta_{м}}, \quad (24)$$

где  $Z_{м}$  - число одновременно работающих гидромоторов;

$M$  - крутящий момент на валу гидромотора;

$\omega$  - угловая скорость вала гидромотора;

$\eta_{м}$  - общий КПД гидромотора

Полезную мощность на выходе гидропривода в целом находят по сумме мощностей одновременно работающих гидродвигателей

$$N_{ГП}^{\Pi} = N_{ц}^{\Pi} + N_{м}^{\Pi}. \quad (25)$$

При питании гидродвигателей от нескольких автономных насосов, нагнетающих жидкость в одну напорную гидролинию, мощность привода определяется так же, как и для одного насоса, а затем пропорционально их подачам рассчитывается для каждого отдельного насоса. В случае двух- или трехпоточной гидросистемы с насосами, обеспечивающими функционирование разных групп гидродвигателей, расчет мощности привода каждого насоса производится отдельно.

При расчете полезной мощности насоса учитывают возможные потери давления и подачи в гидросистеме коэффициентами запаса по усилию и скорости

$$N_{\text{н}}^{\text{п}} = K_{\text{у}} \cdot K_{\text{с}} \cdot N_{\text{гп}}^{\text{п}}, \quad (26)$$

где  $K_{\text{у}}$  – коэффициент запаса по усилию;

$K_{\text{с}}$  – коэффициент запаса по скорости.

Определив полезную мощность насоса, рассчитывают требуемую подачу насоса в гидросистему

$$Q_{\text{н}}^{\text{т}} = \frac{N_{\text{н}}^{\text{п}}}{P_{\text{ном}}}, \quad (27)$$

где  $P_{\text{ном}}$  – номинальное давление жидкости в гидросистеме.

Тип насоса выбирают исходя из опыта проектирования и эксплуатации машины и режима работы гидропривода. Выбор типоразмера насоса производят по рабочему объему, расчетное значение которого вычисляют по формуле

$$q_{\text{н}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{т}}}{\eta_{\text{он}} \cdot \omega_{\text{н}}}, \quad (28)$$

где  $\omega_{\text{н}}$  - угловая скорость вала насоса;

$\eta_{\text{он}}$  - объемный КПД насоса.

По расчетному значению рабочего объема насоса выбирают типоразмер насоса с рабочим объемом близким к расчетному значению. В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелого и весьма тяжелого – аксиально-поршневые.

Если расчет показал необходимость применения двух и более насосов, то с целью унификации необходимо использовать один и тот же типоразмер насосов.

Применение более двух насосов, питающих одну напорную магистраль, не рекомендуется по следующим соображениям:

- необходимо предусматривать дополнительный вал в ко-

робке отбора мощности;

- увеличиваются потери давления в трубопроводах, так как гидросистема становится более разветвленной;

- увеличиваются вибрация и шум в гидросистеме при слиянии потоков жидкости.

После выбора типоразмера насоса рассчитывают действительную подачу насоса (ов)

$$Q_n = Z_n \cdot q_n \cdot \omega_n \cdot \eta_{он}, \quad (29)$$

где  $Z_n$  - число насосов;

$q_n$ ,  $\omega_n$ ,  $\eta_{он}$  - рабочий объем, частота вращения, объемный КПД выбранного (ых) насоса (ов) соответственно.

Затем вычисляют приводную (затраченную) мощность насоса

$$N_3^H = \frac{Q_n \cdot P_{ном}}{\eta_{п} \cdot \eta_n}, \quad (30)$$

где  $\eta_{п}$  - КПД передачи между приводным двигателем и насосом;

$\eta_n$  - полный КПД насоса.

Мощность привода регулируемых насосов определяют по тем же формулам, но полученный результат необходимо разделить на диапазон регулирования подачи насосов.

### 5.3. Расчет и выбор гидроцилиндров

Гидроцилиндры возвратно-поступательного движения выбирают по двум параметрам: величине хода штока и внутреннему диаметру. Ход штока зависит от кинематики рабочего органа машины, управление которым осуществляет гидроцилиндр. Необходимый внутренний диаметр гидроцилиндра определяют по выражению

$$D = \sqrt{\frac{4T}{(P_{\text{НОМ}} - P_{\text{сл}})\eta_{\text{МЦ}}}}, \quad (31)$$

где  $\eta_{\text{МЦ}}$  - гидромеханический КПД гидроцилиндра;

$P_{\text{сл}}$  - давление жидкости в сливной магистрали.

Расчетное значение диаметра согласовывают со стандартной величиной (см. табл. 10, 11). После чего определяют действительные значения скорости движения штока выбранного гидроцилиндра:

а) при выталкивании

$$g_1 = \frac{4Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{оц}}}{Z_{\text{ц}} \pi D^2}, \quad (32)$$

где  $\eta_{\text{оц}}$  - объемный КПД гидроцилиндра;

б) при втягивании

$$g_2 = \frac{4Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{оц}}}{Z_{\text{ц}} \pi (D^2 - d^2)}, \quad (33)$$

где  $d$  - диаметр штока.

В случае модернизации гидропровода при известных параметрах гидроцилиндра (ов) часто бывает необходимо рассчитать требуемый расход жидкости для обеспечения заданной скорости штока:

а) при подаче жидкости в поршневую полость

$$Q_{\text{н}} = \frac{\pi D^2 Z_{\text{ц}} g_1}{4\eta_{\text{оц}}}, \quad (34)$$

б) при подаче жидкости в штоковую полость

$$Q_{\text{н}} = \frac{\pi (D^2 - d^2) Z_{\text{ц}} \cdot g_2}{4\eta_{\text{оц}}}. \quad (35)$$

#### 5.4. Расчет и выбор гидромоторов

Гидромоторы подразделяют на высокомоментные и низкомоментные. К первым относят тихоходные гидромоторы, передающие значительные крутящие моменты, ко вторым - быстроходные, предназначенные для создания небольших крутящих моментов.

В гидроприводах транспортных и технологических машин наибольшее распространение получили низкомоментные гидромоторы, которые при использовании редуктора позволяют получить достаточный крутящий момент и во многих случаях заменить высокомоментные гидромоторы.

Гидромоторы выбирают по рабочему объему, расчетное значение которого определяют по формуле

$$q_M^p = \frac{M_{тр}}{(P_{ном} - P_{сл})\eta_{мм}}, \quad (36)$$

где  $M_{тр}$  - требуемое значение момента на валу гидромотора;

$\eta_{мм}$  - гидромеханический КПД гидромотора.

После выбора конкретного типоразмера гидромотора определяют действительное значение крутящего момента на его валу

$$M = q_M \cdot (P_{ном} - P_{сл}) \cdot \eta_{мм}, \quad (37)$$

где  $q_M$ ,  $\eta_{мм}$  - рабочий объем, гидромеханический КПД выбранного гидромотора соответственно.

Частоту вращения вала гидромотора находят по выражению

$$\omega = \frac{Q_H \cdot \eta_{ом}}{q_M}, \quad (38)$$

где  $\eta_{ом}$  - объемный КПД гидромотора.

Для обеспечения заданной частоты вращения вала гидромотора, необходимую подачу насоса определяют из выражения

$$Q_H = \frac{\omega \cdot q_M}{\eta_{OM}}. \quad (39)$$

### 5.5. Выбор направляющей гидроаппаратуры

Тип и марку гидрораспределителя выбирают по номинальному давлению, подаче насоса и количеству гидродвигателей, в которые должна направляться рабочая жидкость. Для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, выбирают, как правило, моноблочные распределители, а для тяжелого и весьма тяжелого режимов эксплуатации - секционные и моноблочные. Вопросы выбора распределителя с точки зрения типа запорного элемента и способа его управления, возможностей реализации управления рабочим циклом машины и т.д. освещены в п. 4.3.

### 5.6. Расчет и выбор регулирующей гидроаппаратуры

При проектировании гидропривода регулирующую гидроаппаратуру, как правило, не рассчитывают, а выбирают из числа «гостированных» или нормализованных аппаратов по номинальному давлению, потоку жидкости и условному проходу. Однако, при необходимости применения оригинальных конструкций регулирующей гидроаппаратуры, некоторые параметры уточняют расчетом.

Основной расчетной зависимостью клапанных гидроагрегатов является формула расхода через клапан

$$Q = \mu \cdot S_0 \frac{\sqrt{2\Delta P}}{\rho}, \quad (40)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода;

$S_0$  - площадь проходного сечения клапана;

$\Delta P$  - перепад давления на клапане;

$\rho$  - плотность жидкости.

Для предохранительного клапана площадь проходного сечения клапана определяют по формуле

$$S_0 = \pi d_{\kappa} h, \quad (41)$$

где  $d_{\kappa}$  - диаметр подводящего канала клапана;

$h$  – высота подъема клапана.

Высоту подъема клапана выбирают таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение перепада давления, обусловленное работой клапана. Поэтому высоту подъема выбирают из условия

$$S_0 = S_{\kappa}, \quad (42)$$

где  $S_{\kappa}$  – площадь сечения подводящего канала клапана, диаметр которого находят по формуле

$$d_{\kappa} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi g}}, \quad (43)$$

где  $Q$  - расход через клапан;

$g$  - скорость потока жидкости.

Давление, при котором открывается клапан, вычисляют по формуле

$$P_0 = \frac{ch}{S_{\kappa}}, \quad (44)$$

где  $c$  – жесткость пружины, прижимающей запорный элемент.

Принимая давление  $P_0$ , равным 1,1...1,3 рабочего давления гидроривода, определяют жесткость пружины.

Силу трения золотника или клапана приближенно определяют

по формуле

$$F_3 = d \cdot L \cdot P \cdot f \cdot k \quad (45)$$

где  $d$  – диаметр золотника (клапана);

$L$  – суммарная контактирующая длина поясков золотника (клапана) с корпусом;

$P$  – давление потока жидкости;

$f$  – коэффициент трения;

$k$  – коэффициент, зависящий от точности изготовления.

Пропускную способность дросселирующих гидроаппаратов определяют по выражению

$$Q_{др} = \mu \cdot b \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (46)$$

где  $S_{др}$  – площадь сечения дроссельного отверстия,  $b$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние вязкости жидкости.

## 5.7. Выбор фильтров

При выборе фильтров ориентируются на номинальный поток жидкости и требуемую тонкость фильтрации.

Для определения количества фильтров необходимо иметь в виду следующие рекомендации:

- если гидросистема имеет два и более насоса, обеспечивающих работу нескольких гидродвигателей, то необходимо проектировать общую сливную магистраль и устанавливать по суммарной подаче один фильтр;

- если одного фильтра недостаточно следует выбрать два или

три фильтра и включить их на сливной гидролинии параллельно;

- для гидрофицированных машин, работающих в условиях холодного климата, пропускная способность фильтра (фильтров) должна быть в 1,5 раза выше суммарной подачи насосов.

## 5.8. Расчет и выбор трубопроводов

Расчет трубопроводов состоит из гидравлического и прочностного расчетов. Под гидравлическим расчетом понимают определение внутреннего диаметра трубопровода по формуле

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi g}}, \quad (47)$$

где  $Q$  - величина потока жидкости, пропускаемая по трубопроводу;

$g$  - скорость потока жидкости в зависимости от назначения трубопровода.

Из (47) следует, что завышение скорости потока жидкости приводит к уменьшению диаметра трубопровода, а занижение скорости к его увеличению. Последнее обстоятельство, в свою очередь, влечет за собой увеличение массы машины, ухудшение динамических характеристик гидропривода, что вызывает вибрацию и перегрузку трубопроводов. Снижение диаметра трубопроводов ведет к повышению потерь давления в гидросистеме, а при низких температурах к снижению работоспособности гидропривода.

В дренажных трубопроводах необходимо обеспечить свободный слив утечек жидкости, поэтому независимо от количества этих утечек диаметр дренажной магистрали должен быть не менее 8...10 мм с тем, чтобы давление в дренаже было не выше 0,15 МПа.

После расчета всасывающего, сливного и напорного трубо-

провода их диаметры уточняют в соответствии с ГОСТ, а после этого по уточненным данным диаметров определяют действительные скорости потока жидкости в указанных трубопроводах для использования в дальнейших расчетах.

Расчет на прочность состоит в определении толщины стенки трубопровода по формуле

$$S = \frac{P_{\text{ном}} \cdot d_{\text{тр}}}{2[\sigma]_p}, \quad (48)$$

где  $[\sigma]_p$  -допускаемое напряжение материала трубопровода на разрыв.

### 5.9. Расчет и выбор гидробака

Основным параметром гидробака является его вместимость. На этапе предварительного расчета вместимость гидробака  $V_6$  выбирают в зависимости от минутной подачи насоса  $Q_H$  по формуле

$$V_6 = K_6 \cdot Q_H, \quad (49)$$

где  $K_6$  – коэффициент, зависящий от режима работы гидропривода.

Расчетное значение объема бака согласовывают со стандартным по ГОСТ 12448-80. Окончательно вместимость бака определяет тепловым расчетом гидросистемы и вновь согласовывают с ГОСТ.

Наиболее распространены гидробаки, имеющие форму параллелепипеда. Площадь теплоотдачи таких баков может быть определена по формуле

$$F_6 = (6,0 - 6,9)\sqrt[3]{V_6^2}, \quad (50)$$

где  $V_6$  – вместимость гидробака, м<sup>3</sup>.

### 5.10. Расчет потерь давления во всасывающем трубопроводе

Целью данного расчета является определение давления во всасывающей камере насоса в зависимости от температуры рабочей жидкости для выявления диапазона его бескавитационной работы.

На уровень кавитации влияют параметры всасывающего трубопровода – внутренний диаметр, длина, местные сопротивления, шероховатость внутренней поверхности, а также высота всасывания.

Обеспечить бескавитационную работу насоса можно следующими мерами:

- увеличением диаметра и уменьшением длины всасывающего трубопровода;
- уменьшением местных сопротивлений и шероховатости;
- расположением гидробака выше всасывающей линии насоса;
- применением гидробаков, находящимися под давлением выше атмосферного;
- установкой дополнительного насоса подпитки;
- регулированием температуры рабочей жидкости.

Наиболее простой и доступной мерой является оптимизация длины и диаметра всасывающего трубопровода.

Исследованиями установлено [14], что для исключения кавитации необходимо иметь давление в конце всасывающего трубопровода (всасывающей полости насоса) не менее 0,06 Па для шестеренных насосов и не менее 0,07 МПа для аксиально-поршневых. Это давление определяют из выражения

$$P_B = P_a \pm \rho g h_B - \frac{\rho g^2}{2} \left( 1 + \xi \cdot b + \frac{\lambda \cdot \ell}{d_{mp}} \right), \quad (81)$$

где  $P_a$  – атмосферное давление (101325 Па);

$g$  - ускорение свободного падения;

$h_B$  - высота всасывания;

$\xi$  - коэффициент местных сопротивлений;

$\lambda$  - коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода;

$\ell$  - длина всасывающего трубопровода;

$d_{mp}$  - внутренний диаметр трубопровода.

Знак (+) принимают при положительной высоте всасывания, т.е. когда гидробак расположен выше всасывающей линии насоса. Знак (–) принимают при отрицательной высоте всасывания, когда гидробак расположен ниже всасывающей линии насоса.

Расчет ведут для летней и зимней рабочей жидкости в диапазоне температур  $-20\dots+80$  °С. В результате расчета получают графическую зависимость  $P_B = f(t$  °С), по которой находят минимальную температуру бескавитационной работы насоса на летней и зимней жидкости.

## 5.11. Расчет потерь давления в гидросистеме

Расчет потерь давления производят для определения оптимальности спроектированного гидропривода. Гидросистему считают оптимально спроектированной, если потери давления не превышают 6 % от номинального давления в системе. В гидросистемах машин, эксплуатирующихся в районах Сибири и Крайнего Севера, потери давления могут составлять до 12 %.

Потери давления в гидросистеме, обусловленные трением жидкости о стенки трубопроводов и гидроагрегатов, внутренним трением жидкости, зависят от длины, диаметра и конфигурации трубопроводов, скорости течения и вязкости рабочей жидкости, разветвленности гидросистемы и режима течения жидкости в трубопроводе.

Для выполнения расчета потерь давления необходимо знать гидравлическую схему соединений, диаметры трубопроводов, марку рабочей жидкости.

Суммарную величину потерь давления находят как сумму потерь в отдельных элементах гидросистемы.

$$\Sigma P_{\Pi} = \Sigma P_{\text{III}} + \Sigma P_{\text{IIIM}} + \Sigma P_{\text{IIIA}}, \quad (52)$$

где  $\Sigma P_{\text{III}}$  – суммарные потери давления по длине на прямолинейных участках трубопроводов (путевые потери);

$\Sigma P_{\text{IIIM}}$  – суммарные потери давления ввиду наличия местных сопротивлений (местные потери);

$\Sigma P_{\text{IIIA}}$  – суммарные потери давления в гидроагрегатах.

Расчет ведут отдельно для напорного и для сливного трубопроводов, разбивая их на участки, где равны диаметры трубопроводов и скорости течения жидкости.

Путевые потери определяют по формуле

$$P_{\text{III}} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{\ell}{d_{\text{BH}}} \cdot \frac{g^2}{2}, \quad (53)$$

где  $\ell$  – длина прямолинейного участка напорного или сливного трубопроводов;

$d_{\text{BH}}$  – внутренний диаметр напорного или сливного трубопроводов.

Местные потери определяют по формуле

$$P_{\text{IIIM}} = \xi \cdot \rho \cdot b \cdot \frac{g^2}{2}. \quad (54)$$

Потери давления в гидроагрегатах принимают по соответствующим техническим характеристикам при номинальном потоке. При отсутствии данных о потерях давления в гидроагрегатах их мож-

но определить как потери в местных сопротивлениях.

Расчет потерь давления проводят для напорной и сливной гидрролинии каждого гидродвигателя. Причем, потери давления определяют в диапазоне температур  $-40...+80$  °С при работе на зимней и летней рабочей жидкости. В результате расчета строят график  $\Sigma P_{\Pi} = f(t$  °С) для каждого гидродвигателя, на основании которого находят граничные значения минимальной и допустимой температур эксплуатации спроектированного гидропривода для выбранной жидкости.

### 5.11. Расчет действительного КПД гидропривода

Для оптимально разработанной гидросистемы общий (полный) КПД должен находиться в пределах  $0,65...0,75$ .

Общий КПД гидропривода определяют произведением гидравлического, механического и объемного КПД согласно формуле (18).

Гидравлический КПД, зависящий от уровня суммарных потерь давления в гидросистеме, определяют по выражению (17).

Механический КПД гидропривода можно найти произведением механических КПД последовательно соединенных гидроагрегатов, в которых имеют место потери энергии на трение

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{мех.н}} \cdot \eta_{\text{мех.р}} \cdot \eta_{\text{мех.гд}}, \quad (55)$$

где  $\eta_{\text{мех.н}}$ ,  $\eta_{\text{мех.р}}$ ,  $\eta_{\text{мех.гд}}$  - механические КПД соответственно насоса, распределителя и гидродвигателя, значения которых выбирают из технических характеристик соответствующих гидроагрегатов.

Объемный КПД гидропривода зависит от величины внутренних и внешних утечек рабочей жидкости, точное значение которых определить расчетом весьма затруднительно. Поэтому объемный КПД можно оценить по выражению

$$\eta_o = \eta_{o.n} \cdot \eta_{o.p} \cdot \eta_{o.гд}, \quad (55)$$

где  $\eta_{o.n}, \eta_{o.p}, \eta_{o.гд}$  - объемные КПД соответственно насоса, распределителя и гидродвигателя.

Объемный КПД в значительной степени, нежели гидравлический и механический КПД, зависит от температуры рабочей жидкости. Поэтому при проведении предварительного расчета объемные КПД гидроагрегатов выбирают из их технических характеристик, а при окончательных расчетах объемный КПД определяют в зависимости от температуры жидкости.

В результате расчета строят график зависимости общего КПД от температуры рабочей жидкости, показывающий оптимальный тепловой диапазон жидкости, в котором наиболее эффективно можно эксплуатировать гидропривод.

Расчет общего КПД гидросистемы, состоящей из нескольких потоков, производят для каждого потока, а затем определяют общий КПД гидропривода в целом

$$\eta = \frac{N_{н1} \cdot \eta_1 + N_{н2} \eta_2}{N_{н1} + N_{н2}}, \quad (57)$$

где  $N_{н1}, N_{н2}$  – мощности приводов насосов;

$\eta_1, \eta_2$  - общие КПД потоков.

### 5.13. Тепловой расчет гидропривода

Тепловой расчет выполняется с целью определения установившейся температуры рабочей жидкости гидропривода, уточнения объема гидробака и поверхности теплоотдачи, а также выяснения необходимости применения теплообменника.

Как высокие, так и низкие температуры рабочей жидкости ока-

зывают влияние на работоспособность гидропривода и производительность гидрофицированной машины. Поэтому весьма важно знать граничные температуры рабочей жидкости. Минимальная температура рабочей жидкости определяется температурой воздуха той климатической зоны, в которой эксплуатируется гидрофицированная машина. Максимальная температура жидкости зависит, прежде всего, от режима работы гидропривода, особенностей конструкции гидросистемы и температуры окружающего воздуха.

Повышение температуры жидкости связано главным образом с внутренним трением жидкости, особенно при ее дросселировании. Возникающие при этом потери мощности превращаются в тепло, которое аккумулируется в конечном итоге в жидкости.

Количество тепла, выделяемое гидроприводом, соответствует потерянной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле

$$Q = (1 - \eta) \cdot N_n^3 \cdot K_p \cdot K_t. \quad (58)$$

Максимальную установившуюся температуру рабочей жидкости находят по выражению

$$t_{уст} = \frac{Q}{K_{гп} \cdot F_{гп}} + t_{0max}, \quad (59)$$

где  $K_{гп}$  – коэффициент теплоотдачи поверхностей гидропривода в окружающую среду;

$F_{гп}$  – суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода;

$t_{0max}$  – максимальная температура окружающего воздуха.

Площадь теплоизлучаемых поверхностей гидропривода определяют согласно соотношения

$$F_{\text{гп}} = (1,2-3,2)F_{\text{б}}. \quad (60)$$

Если в результате расчета, устанавливаются, что максимальная температура жидкости превышает  $+70^{\circ}\text{C}$ , то увеличивают поверхность теплоизлучения путем увеличения объема гидробака или установки теплообменного устройства, площадь которого определяют по выражению

$$F_{\text{т}} = \frac{Q}{(t_{\text{уст}} - t_{0\text{max}})K_{\text{т}}} - F_{\text{гп}} \frac{K_{\text{гп}}}{K_{\text{т}}}, \quad (61)$$

где  $K_{\text{т}}$  - коэффициент теплоотдачи теплообменника;

$t_{\text{уст}}$  - необходимое значение установившейся температуры рабочей жидкости.

#### *Контрольные вопросы*

1. Какие исходные данные необходимо знать для расчета объемного гидропривода?
2. Как осуществляется выбор номинального давления рабочей жидкости в гидросистеме?
3. Какими параметрами определяется режим работы гидропривода?
4. От чего зависит полезная мощность на выходном звене гидродвигателя?
5. По какому параметру выбирают типоразмер насоса?
6. Какие рекомендации учитывают при выборе фильтров?
7. К каким последствиям ведет снижение диаметра трубопроводов?
8. Перечислите виды потерь давления в гидросистеме.
9. С какой целью выполняется тепловой расчет гидропривода?

### *Рекомендуемая литература*

1. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. – Москва: Машиностроение, 1983. – 301 с.
2. Гидравлика и гидропривод: учеб. пособие / под общ. ред. И.Л. Пастоева.- Москва: Изд-во Моск. гос. горного ун-та, 2001. – 520 с.
3. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учеб. пособие / С.В.Каверзин. – Красноярск: Офсет, 1997. – 384 с.
4. Лагерев А.В. Проектирование объемного насосного гидропривода подъемно-транспортных машин и оборудования: учеб. пособие / А.В.Лагерев. – Брянск: Изд-во Брянского ГТУ, 2003. – 232 с.
5. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л.Навроцкий. – Москва: Машиностроение, 1991. – 384 с.
6. Российская энциклопедия самоходной техники (основы эксплуатации и ремонта самоходных машин и механизмов): справ. и учеб. пособие. В 2 т., Т.1. – Москва: Просвещение, 2001. – 408 с.
7. Холин К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы / К.М.Холин, О.В.Никитин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 264 с.

## Заключение

Дальнейшее развитие технического уровня машин невозможно без совершенствования гидравлического привода, который в настоящее время является неотъемлемой составной частью практически каждой транспортной или технологической машины.

Накопленный опыт гидромашиностроителей при проектировании и изготовлении гидроустройств, опыт эксплуатации существующих гидроприводов позволяет говорить о путях дальнейшего совершенствования как элементной базы, так и гидропривода в целом.

Во-первых, это разработка более совершенных насосов, гидродвигателей, гидроаппаратов с целью улучшения технических характеристик и повышения уровня их надежности.

Во-вторых, повышение уровня технологичности гидроустройств с целью снижения трудоемкости, материалоемкости, энергоемкости в изготовлении, техническом обслуживании и ремонте.

В связи с созданием машин большой единичной мощности, нагрузки на их рабочие органы растут, следовательно, увеличивается выходная мощность гидропривода. Одним из путей повышения мощностных показателей привода является разработка гидроустройств на более высокие значения номинального давления рабочей жидкости при сохранении тех же расходов жидкости. В тоже время это обстоятельство требует разработки новых конструкций уплотнений, применения прогрессивных конструкционных материалов, создания новых фильтровальных материалов и т.д.

Одним из путей механизации строительных работ в труднодоступных местах является создание малогабаритных и в тоже время маневренных и высокопроизводительных машин, в которых преиму-

щества применения гидропривода неоспоримы. В связи с этим необходима разработка компактных и малогабаритных гидроэлементов, в том числе с целью автоматизации рабочих операций.

Немаловажной задачей по совершенствованию гидропривода является разработка новых сортов рабочих жидкостей с необходимыми качественными характеристиками.

Разумеется, что приведенный перечень путей совершенствования гидропривода не является исчерпывающим, однако несомненно, что решение вышеприведенных задач позволит значительно поднять качественный уровень машин, оснащенных гидравлическими приводами.

## Библиографический список

1. Автомобильный справочник: пер. с англ.: Г.С.Дугин, Е.И.Комаров, Ю.В.Онуфрийчук. Первое русское издание.- Москва: За рулем, 2000. – 896 с.
2. Артемьева Т.В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие / Т.В.Артемьева [и др.]; под ред. С.П. Стесина. - 4-е изд., стер. - Москва: Академия, 2008. - 336с.
3. Буренин В.В. Объемные гидравлические приводы агрегатов технологического оборудования: учеб. пособие / В.В.Буренин. – Москва: Изд-во МАДИ (ТУ), 1998. – 167 с.
4. Буренин В.В. Шестеренные насосы для объемного гидропривода строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. - 2002. - №10. - С.16-19.
5. Бутовский М.Э. Технические жидкости: учеб. пособие / М.Э.Бутовский. – Рубцовск: Изд-во Рубцовского индустриального ин-та, 2005. – 103 с.
6. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. – Москва: Машиностроение, 1983. – 301 с.
7. Галдин Н.С. Элементы объемных гидроприводов мобильных машин. Справочные материалы: учеб. пособие / Н.С. Галдин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 127 с.
8. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие / под ред. С.П. Стесина. – Москва: Академия, 2005. – 384 с.
9. Гидравлика и гидропривод: учеб. пособие / под общ. ред.

- И.Л. Пастоева. – Москва.: Изд-во Моск. гос. горного ун-та, 2001. – 520 с.
10. Захарова Н.С. Гидравлика, гидравлические машины и основы гидропривода: учеб. пособие / Н.С.Захарова. - Череповец: Изд-во ЧГУ, 2004. – 215 с.
  11. Иванов Р.А. Гидравлика и гидропневмопривод: В 2 частях. Ч. 2. // Гидропневмопривод подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник / под ред. Р.А. Иванова. – Балашиха: Изд-во ВГУ, 2004. – 244 с.
  12. Исаев Ю.М. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник / Ю.М. Исаев, В.П. Коренев. – Москва: Академия, 2009. – 176с.
  13. Итинская Н.И. Топливо, масла и технические жидкости: справочник. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 304 с.
  14. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учеб. пособие / С.В. Каверзин. – Красноярск: Офсет, 1997. – 384 с.
  15. Лагереv А.В. Проектирование объемного насосного гидропривода подъемно-транспортных машин и оборудования: учеб. пособие / А.В.Лагереv. – Брянск: Изд-во Брянского ГТУ, 2003. – 232 с.
  16. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. / К.Л.Навроцкий. – Москва: Машиностроение, 1991. – 384 с.
  17. Российская энциклопедия самоходной техники (основы эксплуатации и ремонта самоходных машин и механизмов): справ. и учеб. пособие. В 2 т. Т.1. – Москва: Про-

свещение, 2001. – 408 с.

18. Холин К.М. Основы гидравлики и объем-ные гидроприво-ды. / К.М.Холин, О.В.Никитин. – Москва: Машинострое-ние, 1989. – 264 с.

## Глоссарий

**Насос** – объемная гидромашина, предназначенная для преобразования механической энергии в энергию потока жидкости.

**Гидромотор** – объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена (вала).

**Гидроцилиндр** – объемный гидродвигатель с поступательным движением выходного звена (штока).

**Моментный гидроцилиндр** (поворотный гидродвигатель) – объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена (вала).

**Гидроаппарат** – устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного значения давления или расхода рабочей жидкости либо для изменения направления потока рабочей жидкости.

**Гидролиния** – устройство, предназначенное для прохождения рабочей жидкости в процессе работы объемного гидропривода. Гидролинии подразделяют на всасывающие, напорные, сливные, управления и дренажные.

**Гидрораспределитель** – гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока жидкости в двух и более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

**Гидроклапан** – гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется под воздействием потока рабочей жидкости.

**Гидроклапан прямого действия** – гидроклапан, у которого величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент.

**Гидроклапан непрямого действия** – гидроклапан, у которого величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате воздействия потока жидкости на вспомогательный запорно-регулирующий элемент.

**Гидроклапан давления** – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для регулирования давления рабочей жидкости.

**Напорный гидроклапан** – гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости.

**Предохранительный гидроклапан** – напорный гидроклапан, предназ-

наченный для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное.

**Переливной гидроклапан** – гидроклапан, предназначенный для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости.

**Редукционный гидроклапан** – гидроклапан, предназначенный для поддержания постоянного давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости, более низкого, чем давление в подводимом потоке.

**Делитель потока** – гидроклапан соотношения расходов, предназначенный для разделения одного потока рабочей жидкости на два и более потоков.

**Гидродроссель (дроссель)** – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданной величины расхода в зависимости от величины перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

**Регулятор потока** – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданной величины расхода вне зависимости от величины перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

**Обратный гидроклапан** – направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропуска рабочей жидкости только в одном направлении.

**Гидрозамок** – направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропуска потока рабочей жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях при наличии управляющего воздействия.

**Фильтр** – устройство, предназначенное для очистки рабочей жидкости от загрязняющих примесей.

**Гидроемкость** – устройство, предназначенное для содержания в нем рабочей жидкости с целью ее использования в процессе работы объемного гидропривода.

**Гидробак** – гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью.

**Гидроаккумулятор** – гидроемкость, предназначенная для аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением.

**Теплообменный аппарат** – устройство, предназначенное для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости.

**Рабочая камера** – пространство объемной гидромашины, ограниченное

рабочими поверхностями элементов гидромашины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости.

**Рабочий объем** – суммарный объем рабочих камер насоса или гидромотора, сообщающихся с местами входа и выхода жидкости за один оборот вала.

**Номинальное давление гидромашины** – наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором гидромашинка должна работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм.

**Перепад давлений** – разность между давлениями рабочей жидкости на выходе и входе насоса, гидромотора, гидроаппарата.

**Номинальная частота вращения** – наибольшая частота вращения, при которой гидромашинка должна работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

**Объемная подача насоса** – объем подаваемой рабочей жидкости насосом за единицу времени.

**Объемные потери в насосе** – уменьшение подачи насоса вследствие утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах, неполного заполнения рабочих камер, содержания воздуха в рабочей жидкости, сжатия рабочей жидкости.

**Полезная мощность насоса** – гидравлическая мощность потока рабочей жидкости на его выходе.

**Коэффициент полезного действия гидромашины** – коэффициент, показывающий какая часть подводимой энергии полезно используется в гидромашине. Преобразование энергии гидромашинкой связано с объемными, механическими и гидравлическими потерями.

**Гидромеханические потери в гидромоторе** – сумма гидравлических и механических потерь. Гидромеханические потери уменьшают эффективный вращающий момент гидромотора вследствие возникновения сил трения при преодолении рабочей жидкостью местных гидравлических сопротивлений и сил трения между подвижными деталями и жидкостью.

## Оглавление

<b>Предисловие</b> .....	3
<b>Введение</b> .....	4
<b>1. Общие сведения о гидрообъемных приводах</b> .....	5
1.1 Состав гидравлического привода.....	5
1.2 Принцип действия объемного гидропривода.....	8
1.3 Энергетический баланс гидропривода.....	10
<b>2. Рабочие жидкости гидропривода</b> .....	13
2.1 Назначение, функции, требования.....	13
2.2 Маркировка рабочих жидкостей.....	16
2.3 Выбор рабочей жидкости.....	18
<b>3. Гидравлическое оборудование транспортных и технологических машин</b> .....	20
3.1 Объемные гидромашины.....	21
3.1.1 Шестеренные насосы и гидромоторы.....	22
3.1.2 Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы...	25
3.1.3 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы...	34
3.1.4 Пластинчатые насосы и гидромоторы.....	37
3.1.5 Гидроцилиндры.....	39
3.2 Гидравлическая аппаратура.....	47
3.2.1 Направляющая гидроаппаратура.....	48
3.2.2 Регулирующая гидроаппаратура.....	59
3.2.3 Вспомогательное гидрооборудование.....	67
<b>4. Гидравлические приводы транспортных и технологических машин</b> .....	81
4.1 Классификация гидравлических приводов.....	81
4.2 Общие требования при проектировании.....	89

4.3	Разработка гидравлической схемы.....	91
<b>5.</b>	<b>Расчет объемного гидравлического привода.....</b>	<b>104</b>
5.1	Исходные данные для расчета.....	104
5.2	Расчет и выбор гидронасосов.....	106
5.3	Расчет и выбор гидроцилиндров.....	109
5.4	Расчет и выбор гидромоторов.....	111
5.5	Выбор направляющей гидроаппаратуры.....	112
5.6	Выбор регулирующей гидроаппаратуры .....	112
5.7	Выбор фильтров.....	114
5.8	Расчет и выбор трубопроводов.....	112
5.9	Расчет и выбор гидробака.....	115
5.10	Расчет потерь давления во всасывающем трубопроводе	117
5.11	Расчет потерь давления в гидросистеме.....	118
5.12	Расчет действительного КПД гидропривода.....	120
5.13	Тепловой расчет гидропривода.....	121
	<b>Заключение .....</b>	<b>126</b>
	<b>Библиографический список .....</b>	<b>128</b>
	<b>Глоссарий .....</b>	<b>130</b>