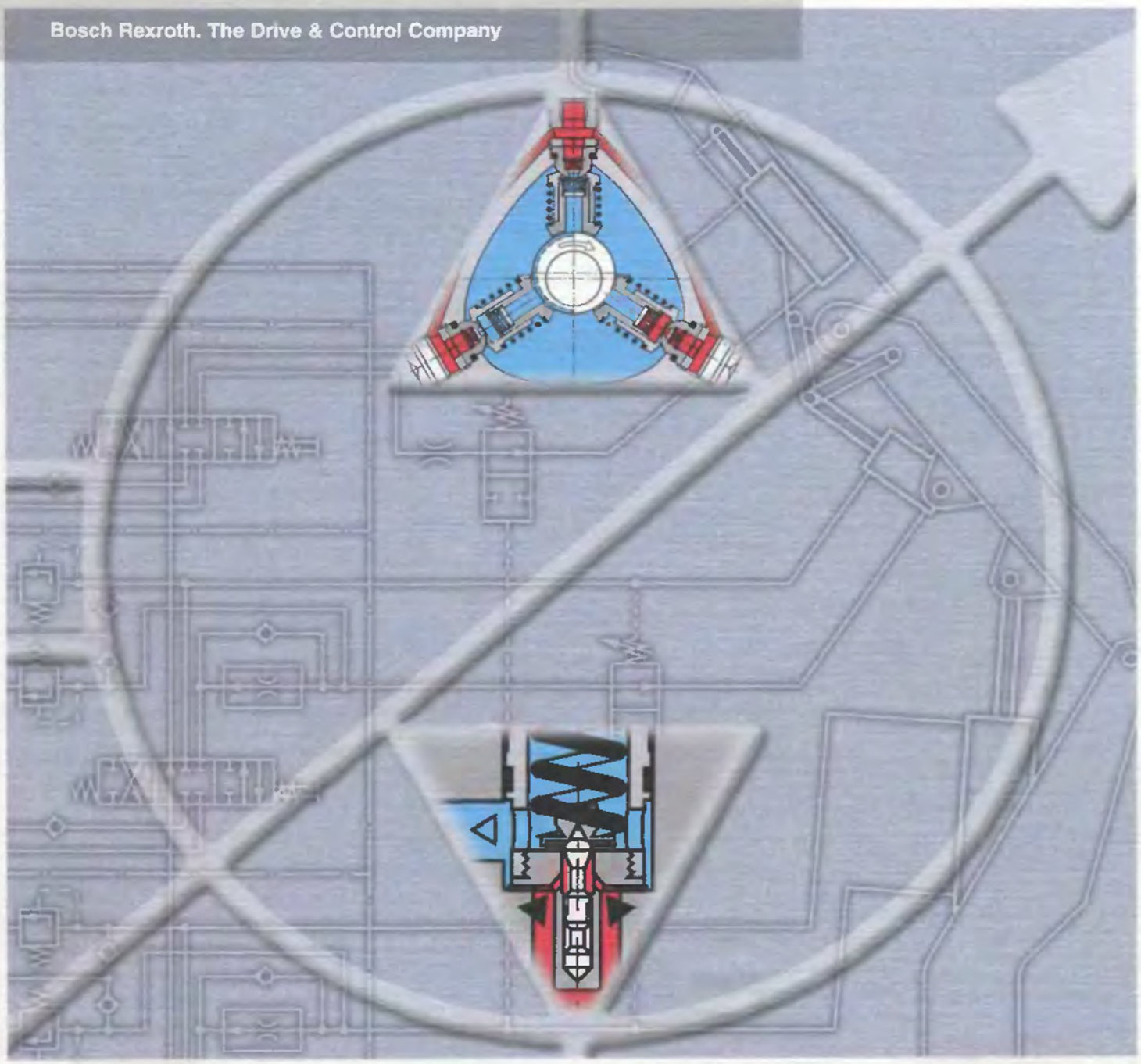
Rexroth
Bosch Group

# Гидропривод. Основы и компоненты

Учебный курс по гидравлике, том 1

Bosch Rexroth. The Drive & Control Company



**Гидропривод.**
**Основы и компоненты**

Издание 2
(на русском языке)

Издатель:
Бош Рексрот АГ
Сервис Автоматизация
Дидактика
64711 г. Эрбах
Германия

Коллектив авторов:
Х. Экснер, Р. Фрейтаг, Д-р Х. Гайс,
Р. Ланг, Й. Оппольцер, П. Шваб,
Е. Зумпф, У. Остендорфф, М. Райк

Переработка и редакция:
Х. Кемпф

Титульная страница:
Фирма GrafikDesign, Фильдерштадт

Дизайн и подготовка к печати
Ksis Repro, Штутгарт

Перевод с немецкого языка:
Д. В. Горобец

Редактор русского издания:
канд. техн. наук
В. К. Свешников



(Перевод на русский язык немецкого издания 3.1. 2003)

Заказной номер: RRS 00 290/2003

# Гидропривод. Основы и компоненты

**Учебный курс по гидравлике, том 1**

История успеха учебника «Гидропривод. Основы и компоненты», знакомого многим под немецким названием «Der Hydraulik Trainer», началась с первого издания этой книги в 1978 году. С тех пор она сопровождала многие поколения инженеров в качестве учебного пособия, самоучителя, справочника и до сих пор является незаменимым помощником на рабочем месте. Основанием для успеха послужила заложенная еще самыми первыми авторами концепция: объяснить основы и функционирование гидравлических устройств в разрезе с указанием принципиальных схем. Таким образом осуществлялась тесная связь теории с практикой.

К этому изданию:

– Хорошо зарекомендовавшая себя концепция и подборка тем в книге остались неизменными.

– Содержание было обновлено в соответствии с последними технологическими разработками.

– Были доработаны цветные изображения потоков жидкости внутри гидроаппаратуры, которые дают наглядное представление о ее принципе работы.

– Приведен список важнейших норм в области гидравлики, упрощающий поиск нужной информации.

– Новый предметный указатель относится ко всей книге и облегчает, таким образом, поиск терминов.

Мы благодарим господина Хельмута Кемпфа за переработку и редактирование,
господина Удо Остендорффа за обновление главы «Аксиально-поршневые насосы»
и всех сотрудников Бош Рексрот АГ, которые внесли свой вклад в создание этой книги.

Филиал Бош Рексрот АГ в России в особенности благодарит кандидата технических наук
Владимира Константиновича Свешникова за полное редактирование перевода
и многочисленные полезные советы.

Бош Рексрот АГ
Дидактика

ООО «Бош Рексрот»
The Drive & Control Company
127015 Москва
ул. Вятская 27/15
Тел. +7 095 785 74 78/79
Факс. +7 095 785 74 77

# Содержание

Глава 2
**Условные обозначения (символы) по DIN ISO 1219**



Глава 3
**Гидравлические жидкости**

Глава 4
**Насосы**



Глава 5
**Гидромоторы**

Глава 6
**Аксиально-поршневые машины**

Глава 7
**Гидроцилиндры**



Глава 8
**Поворотные гидродвигатели**

Глава 9
**Гидроаккумуляторы и их применение**

Глава 10
**Обратные клапаны**



Глава 11
**Гидрораспределители**

Глава 12
**Клапаны, регулирующие давление**

Глава 13
**Дроссели и регуляторы расхода**

Глава 14
**Фильтры и технология фильтрации**

Глава 15
**Принадлежности**

Глава 16
**Техника монтажа гидроаппаратуры**



Глава 17
**Насосные установки**

Глава 1

# Основные принципы

## 1. Введение

Поскольку эта глава посвящена основам, мы должны упомянуть некоторые физические термины. При этом необходимо отметить, что ранее физика сама по себе была очень сильно разделена с химией. Теперь мы знаем, что эта граница постоянно изменяется и что химия оказывает решающее значение на жизненные процессы, причем связующим звеном являются электрические или, если хотите, электронные эффекты.

Наши методы могут немного отличаться от методов, принятых до сих пор в практике гидроприводов, и мы надеемся на ваше понимание. В сносках внизу страницы мы указываем на каждое конкретное отклонение. Нашей целью является единообразное описание технических процессов во всех областях техники.

## 1.1. Жидкостная техника (флюидика)

Наша предметная область еще недавно называлась «Масляная гидравлика и пневматика». Исправление было внесено не только со стороны DIN (немецких промышленных стандартов), но и со стороны промышленности, и теперь предметная область носит название «Жидкостная техника». Когда много лет назад возникло наименование «Масляная гидравлика», нефтяная промышленность с интересом восприняла это наименование, поскольку эта отрасль занималась преимущественно проблемами трубопроводов, а гидравлика была учением или наукой о поведении жидких сред.

В действительности же эта предметная область занималась также вопросами передачи энергии, а в неподвижной жидкости — вопросами передачи давления. Например, насос может создать поток жидкости, если гидроцилиндр или гидромотор выполняют свою функцию, при исполнении которой необходимо принимать во внимание законы, действующие для потока. Таким образом, свойство «Гидравлический» в отличие от «Механический» или «Пневматический» было сохранено в жидкостной технике. Однако, такие обороты речи, как «где-то установлена гидравлика» следует избегать.

Надо принять во внимание, что установки и оборудование для жидкостной техники используют механические свойства среды, создающей давление, — а именно способность создавать давление, что характерно не только для «Гидравлической», но и для «Пневматической» составляющей жидкостной техники.

Жидкая среда включает в себя, как известно, жидкости, пары и газы, в том числе воздух в виде смеси газов. Поскольку жидкостная техника, как уже было упомянуто, занимается механическими свойствами жидких сред, то, говоря о жидкостях, мы понимаем «Гидромеханику», а говоря о воздухе, – «Аэромеханику», с которой мы также будем иметь дело.

## 1.2. Гидромеханика

В «гидравлической» части жидкостной техники используются законы гидромеханики. При этом давление или энергия (или просто сигналы в виде давления) передаются в соответствии с законами гидростатики (механика статических жидкостей) или гидрокинетики[1] (механика циркулирующих жидкостей).

### 1.2.1. Гидростатика

В физике имеется понятие «гидростатическое давление». Это такое давление, которое воздействует на поверхность дна заполненного жидкостью открытого сосуда и зависит от уровня заполняющей сосуд жидкости. При этом имеет место так называемый гидравлический парадокс, состоящий в том, что форма сосуда не играет роли, и величина давления зависит исключительно от высоты уровня жидкости. Заметим, что давление у дна сосуда выше, чем на поверхности. Этот факт, если вспомнить о давлении воды на глубине открытого моря, достаточно известен. Кстати, точно так же ведет себя и «воздушный океан».

В статике главенствует равновесие сил; аналогично это действительно и для гидростатики. На дне сосуда, на дне моря или на определенной высоте точки измерения величина давления не ведет к изменению существующих соотношений.

Если «запереть» жидкость в закрытом объеме (например, в гидроцилиндре), то с помощью соответствующих технических мероприятий (например, насосов) можно и производить работы при значительно больших давлениях по сравнению с давлениями, создаваемыми силами тяжести.

[1] Эта область достаточно широко известна, так же как «Гидродинамика». В используемой английской литературе изначально было известно понятие «Гидрокинетика». В последнее время под этим понятием, прежде всего в американской литературе, понимают также гидродинамику. Однако в данном случае в соответствии со стандартом DIN 13317 «Механика жестких тел», в котором динамика рассматривается в качестве родового понятия для статики и кинетики (динамика в принципе занимается различными силами, и не только происходящими из кинетической энергии) рекомендуется использовать понятие «Гидродинамика» в качестве родового понятия для гидростатики и гидрокинетики.

Давление, создаваемое насосом в запертом объеме, распространяется равномерно во все стороны. Дно сосуда (в этом случае поршень цилиндра) становится подвижным, и если насос продолжает нагнетание жидкости, т.е. создает давление, столб жидкости приходит в движение.

Если гидроцилиндр, в том числе и под давлением, находится в состоянии покоя, например в гидрозажимах, имеется равновесие сил, и воздействие может рассматриваться как гидростатическое. Если же поршень гидроцилиндра перемещается за счет подвода потока жидкости под давлением, то воздействие оказывает не только давление, возникающее из потенциальной энергии, но и возникающее из кинетической энергии скоростное давление, которое в установках жидкостной техники также должно приниматься во внимание. С учетом этого обозначение устройства как «Гидростатическое» не совсем правильное, хотя в данном случае гидростатические взаимоотношения преобладают.

Так как в установках с преобладающими «гидростатическими взаимоотношениями» осуществляется передача давления, они работают с относительно большим давлением и незначительными скоростями потока, таким образом, воздействия гидрокинетики[1] здесь минимальны.

### 1.2.2. Гидрокинетика

Установки, в которых для передачи мощности используется кинетическая энергия протекающей жидкости, обычно не причисляются к жидкостной технике, хотя с точки зрения физики для этого нет никаких оснований. Это, например, широко известные так называемые «гидродинамические приводы», которые корректно было бы назвать, как это уже неоднократно предлагалось, «гидрокинетическими приводами». Для этого вида техники действительны не только законы гидрокинетики, но и законы гидростатики, однако первые превалируют.

Гидродинамическим приводам присущи высокие скорости потока и сравнительно невысокие давления.

## 1.3. Формы передачи энергии (выборка)

| | Гидравлика[2] | Пневматика[3] | Электротехника | Механика |
|---|---|---|---|---|
| Источник энергии (привод) | Электродвигатель<br>Двигатель внутреннего сгорания<br>Гидроаккумулятор | Электродвигатель<br>Двигатель внутреннего сгорания<br>Ресивер | Электропитание<br>Батарея (аккумулятор) | Электродвигатель<br>Двигатель внутреннего сгорания<br>Сила веса<br>Пружина |
| Средства передачи энергии | Трубопроводы и шланги | Трубопроводы и шланги | Электрический кабель, магнитное поле | Механические детали<br>Рычаги, валы и т.д. |
| Энергоносители | Жидкости | Воздух | Электроны | Жесткие и эластичные тела |
| Плотность силы (Плотность энергии) | Большая, высокие давления, большие усилия, компактность | Сравнительно небольшая, низкие давления | Небольшая, отношение удельной мощности электродвигателя к гидромотору 10:1 | Большая, размеры зачастую больше, чем у гидропривода |
| Возможность бесступенчатого регулирования (ускорение, замедление) | Очень хорошая как для давления, так и для расхода | Хорошая как для давления, так и для расхода | От хорошей до очень хорошей для управления без обратной связи и с обратной связью | Хорошая |
| Типы движений на выходе | Линейное или вращательное с помощью гидроцилиндров или гидромоторов | Линейное или вращательное с помощью пневмоцилиндров или пневмомоторов | В основном вращательное, линейное с помощью электромагнита (малые силы, короткий ход) или линейного электродвигателя | Линейное или вращательное |

Таблица 1.1. *Признаки форм передачи энергии*

[1] Смотри сноску к разделу 1.2.

[2] В качестве подраздела жидкостной техники, хотя гидравлика — понятие гораздо более широкое, чем жидкостная техника.

[3] В качестве подраздела жидкостной техники, хотя пневматика — понятие гораздо более широкое, чем жидкостная техника.

## 1.4. Величины, формульные символы и единицы измерения

(см. DIN 1301 часть 1, DIN 1301 часть 2 и DIN 1304 часть 1)

| Величина | Символ | Единица СИ | Размерность | Преобразование в другие применяемые единицы | Соотношение |
|---|---|---|---|---|---|
| Длина<br>Расстояние | $l$<br>$s$ | Метр | м | 1 м = 100 см = 1000 мм | |
| Площадь | $A$ | Квадратный метр | $м^2$ | $1\ м^2 = 10\,000\ см^2 = 1\,000\,000\ мм^2 = 10^6\ мм^2$ | $A = l \bullet l$ |
| Объем | $V$ | Кубический метр | $м^3$ | $1\ м^3 = 1000\ дм^3$<br>$1\ дм^3 = 1$ л (литр) | $V = A \bullet h$ |
| Время | $t$ | Секунды | с | 1 с = 1 / 60 мин (минута) | |
| Скорость | $v$ | Метр в секунду | м / с | 1 м / с = 60 м / мин | $v = s / t$ |
| Ускорение | $a$ | Метр на секунду в квадрате | $м / с^2$ | Ускорение свободного падения (округленно) $g = 9{,}81\ м / с^2$ | $a = s / t^2$ |
| Поток | $q_V$, $Q$ | Метры кубические в секунду | $м / с^3$ | Литр в минуту л / мин<br>$1\ м^3 / с = 60\,000$ л / мин | $Q = V / t$<br>$Q = v \bullet A$ |
| Скорость вращения<br>Частота вращения | $n$<br>$f_r$ | Обороты в секунду<br>Обороты в минуту | 1 / с<br>1 / мин | 1 / с = 60 / мин<br>1 / мин = 1 / 60 с | $n = 1 / t$ |
| Масса, вес | $m$ | Килограмм | кг | 1 кг = 1000 г | $m = V \bullet \rho$ |
| Плотность | $\rho$ | Килограмм на кубический метр | $кг / м^3$ | Килограмм на кубический дециметр $кг / дм^3$<br>$1\ кг / дм^3 = 1\ г / см^3 = 1\ т / м^3 = 1\ г / мл = 1\ кг / л$ | $\rho = m / V$ |
| Сила | $F$ | Ньютон | Н | $1\ Н = 1\ кг \bullet м / с^2$ | $F = m \bullet a$<br>$F_G = m \bullet g$ |
| Давление | $p$ | Ньютон на квадратный метр<br>Паскаль | $Н / м^2$<br>Па | $1\ Н / м^2 = 1$ Па = 0, 00001 бар<br>$1$ бар $= 10\ Н / см^2 = 10^5\ Н / м^2$<br>$10^{-5}$ бар = 1 Па | $p = F / A$ |
| Работа | $W$ | Джоуль | Дж | 1 Дж = 1 Вт·с = 1 Н·м<br>1 кВт • ч = 3,6 МДж | |
| Мощность | $P$ | Ватт | Вт | 1 Вт = 1 Дж / с = 1 Н • м / с | $P = Q \cdot p$ |
| Температура<br>Температура по Цельсию | $T$, $\Theta$<br>$t$, $\vartheta$ | Кельвин | К | Цельсий °C | 0°C = 273 K<br>0 K = -273 °C |

Таблица 1.2. *Величины, формульные символы и единицы измерения*

Следующие аналогии относятся к линейному движению (гидроцилиндров) и вращательному движению (гидромоторов)

| Гидроцилиндр | | | Гидромотор | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Параметр | Символ | Единица СИ | Параметр | Символ | Единица СИ |
| Перемещение | $s$ | м | Угол | | рад |
| | | | Частота вращения | $f_r$ | 1 / мин |
| Скорость | $v$ | м / с | Угловая скорость | $\omega$ | $\omega = \frac{\alpha}{t}$ рад / с |
| Ускорение | $a$ | м / с$^2$ | Угловое ускорение | $\varphi$ | $\varphi = \frac{\omega}{t}$ рад / с$^2$ |
| Сила | $F$ | Н | Крутящий момент | $M$ | $M = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}}{20 \cdot \pi}$ Н • м |
| Мощность | $P$ | Вт | Мощность | $P$ | $P = M \cdot \omega$ Н • м / с |
| Масса | $m$ | кг | Момент инерции | $J$ | кг • м$^2$ |

Таблица 1.3. *Аналогии*

## 2. Физические термины

### 2.1. Масса, сила, давление

#### 2.1.1. Масса *m*

Масса создает на Земле за счет гравитации силу тяжести.

#### 2.1.2. Сила *F*

В соответствии с законом Ньютона:

Сила = масса • ускорение $F = m \cdot a$ (1)

Если общее ускорение заменить на земное ускорение $g$ = 9,81 м/с$^2$, то в результате получается:
Сила веса = масса • земное ускорение
$F_G = m \cdot g$ (2)

Таким образом, для массы 1 кг сила веса составляет $F_G$ = 1 кг • 9,81 м/с$^2$ = 9,81 кг • м/с$^2$

Единица СИ для силы называется Ньютон (Н)

1 Н = 1 кг • м / с$^2$.

Масса в 1 кг создает на Земле силу 9,81 Н.

Для практики в принципе можно считать, что значение силы тяжести, создаваемой массой в 1 кг, равно не 9,81 Н, а 10 Н или 1 даН.

#### 2.1.3. Давление *p*

Для описания процессов, происходящих в жидкостях, давление является важной величиной.

Если распределенная по плоскости сила $F$ воздействует вертикально на плоскость площадью $A$, то отношение силы к площади дает давление $p$.

$$p = \frac{F}{A}. \quad (3)$$

Производная от единицы СИ для давления называется Паскаль (Па)

$$1 \frac{Н}{м^2} = 1 Па.$$

На практике используют преимущественно единицу бар.

1 бар = 10$^5$ Па = 0,1 МПа.

В гидроприводах давление обозначается буквой *p*. Положительная или отрицательная величина не обозначается; *p* принимается как превышение над атмосферным (манометрическим) давлением (Рис. 1.1).

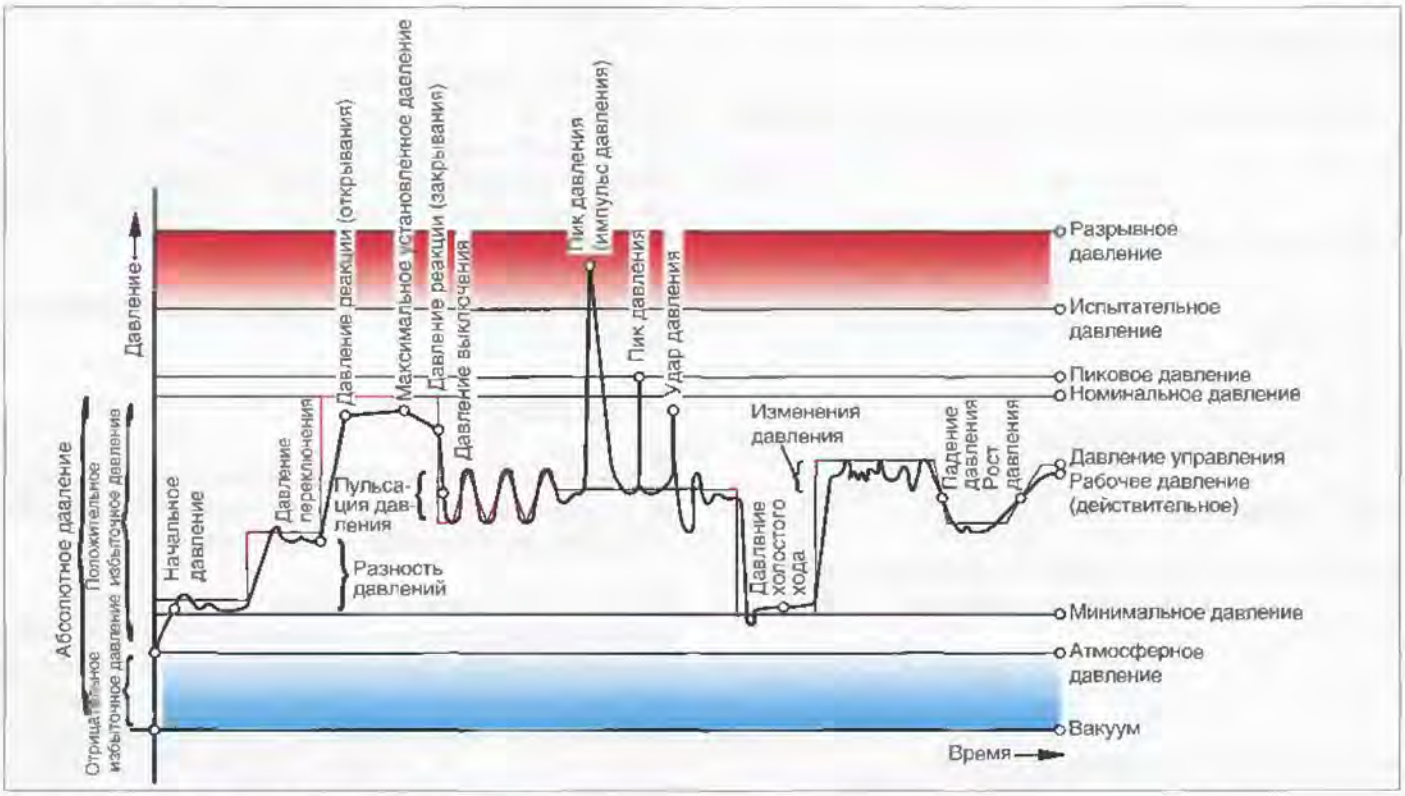



Рис. 1.1. *Давления по DIN 24312*

## 2.2. Работа, энергия, мощность

### 2.2.1. Работа

Если тело перемещается силой *F* на определенное расстояние *s*, то сила производит работу *W*.

Работа — это произведение расстояния *s* на силу *F*, которая действует в направлении перемещения

$$W = F \bullet s \,. \qquad (4)$$

Единица работы в системе СИ — джоуль (Дж)

1 Дж = 1 Н • м = 1 Вт .

### 2.2.2. Энергия

Если объект способен выполнять работу, он имеет «запасенную работу».
Этот тип «запасенной работы» известен как энергия. Следовательно, работа и энергия имеют одни и те же единицы.

В зависимости от типа «запасенной работы» различают:

– потенциальную энергию (энергию положения $E_p$)
– кинетическую энергию (энергию движения $E_k$).

#### 2.2.2.1. Потенциальная энергия

Тело может опуститься на определенный уровень из своего начального высокого положения и, следовательно, произвести работу.

Количество выполненной при этом работы зависит от силы веса $m \bullet g$ и высоты *h*.

$$E_p = (m \bullet g) \bullet h \qquad (5)$$

#### 2.2.2.2. Кинетическая энергия

Если движущееся тело встречается с неподвижным, оно совершает работу на корпусе неподвижного тела (т.е. работу деформации). В этом случае накопление работы заключается в движении тела.

Количество энергии зависит от массы $m$ и скорости $v$ тела

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2}. \quad (6)$$

### 2.2.3. Мощность

Мощность — частное от деления работы на время

$$P = \frac{W}{t}. \quad (7)$$

Единицей мощности в системе СИ является Ватт (Вт)

1 Вт = 1 Дж / с .

## 2.3. Скорость, ускорение

### 2.3.1. Скорость

Скорость — это расстояние $s$, деленное на время $t$, за которое это расстояние преодолено.

$$v = \frac{s}{t}. \quad (8)$$

В системе СИ скорость измеряется в метрах в секунду (м/с).

### 2.3.2. Ускорение

Если тело не движется с постоянной скоростью, это квалифицируется как ускорение.

Изменение скорости может быть положительным (увеличение скорости / ускорение) или отрицательным (уменьшение скорости/ замедление).

Линейное ускорение определяется как изменение скорости $v$ за время $t$

$$a = \frac{v}{t}. \quad (9)$$

В системе СИ единицей ускорения (замедления) является метр на секунду в квадрате (м/с²).

## 2.4. Гидромеханика

Гидромеханика имеет дело с физическими характеристиками и поведением жидкостей в неподвижном (гидростатика) и подвижном (гидрокинетика [1]) состояниях.

Различие между жидкими и твердыми телами состоит в том, что частицы, из которых состоят жидкости, могут свободно перемещаться внутри занимаемого объема. Следовательно, жидкости не имеют специфической формы, они принимают форму содержащего их сосуда.

По контрасту с газами жидкости практически не сжимаются.

### 2.4.1. Гидростатика

Строго говоря, законы гидростатики относятся только к идеальным жидкостям, которые рассматриваются без массы, трения и сжимаемости.

В этой связи возможно сделать заключение о поведении идеальных, т.е. свободных от трения систем циркуляции. Тем не менее, потери в той или иной форме присущи всем компонентам жидкостных систем. В компонентах, работающих по дроссельному принципу, потери действительно определяют их функционирование.

### 2.4.2. Давление

Если сосуды различной формы с одинаковой площадью днища ($A_1 = A_2 = A_3$) заполнены жидкостью до одного и того же уровня $h$, то давления на дно будут равны ($p_1 = p_2 = p_3$) и действующие силы будут равны также ($F_1 = F_2 = F_3$).

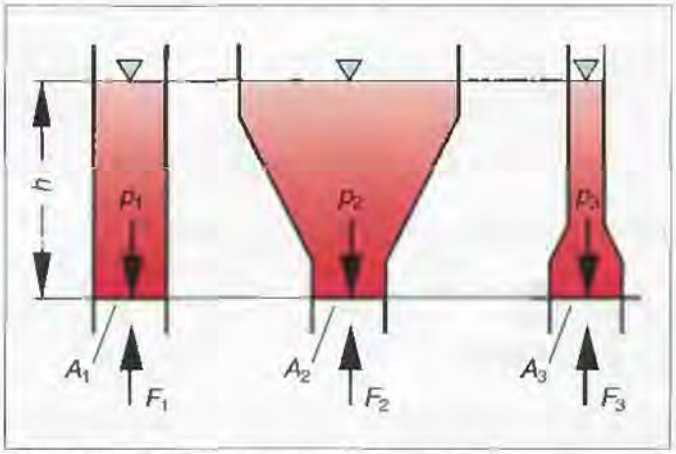



Рис. 1.2. *Гидростатический парадокс*

[1] см. примечание к п. 1.2

### 2.4.2.1. Давление под воздействием внешних сил

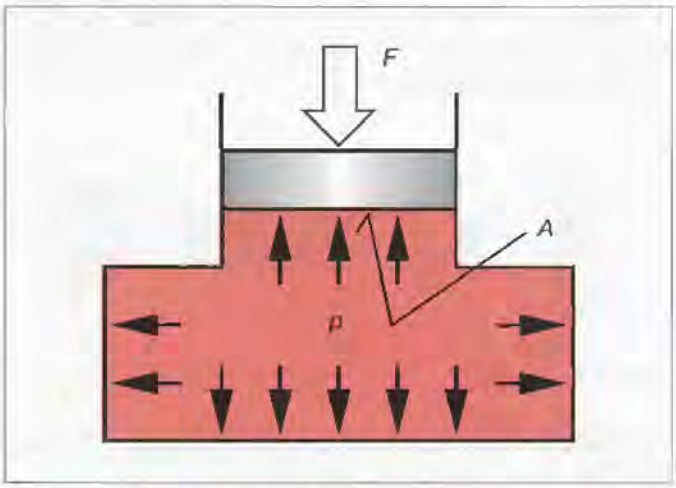



Рис. 1.3. *Закон Паскаля*

Основой для гидростатики является закон Паскаля:

«Воздействие силы на неподвижную жидкость распространяется по всем направлениям внутри жидкости. Величина давления в жидкости равна нагрузке, соотнесенной с площадью, на которую она действует. Давление оказывает свое воздействие всегда вертикально на ограничивающую поверхность резервуара».

Кроме того, давление распространяется равномерно во все стороны. Если не принимать во внимание давление силы тяжести, то давление одинаково по величине во всех точках (Рис. 1.3).

Учитывая давления, которые используются в современных гидроприводах, влиянием давления силы тяжести можно пренебречь.

Пример: 10 м водяного столба = 1 бар.

### 2.4.2.2. Передача силы

Так как давление распространяется равномерно во всех направлениях, форма сосуда не имеет никакого значения.

Пример использования гидростатического давления иллюстрирует Рис. 1.4.

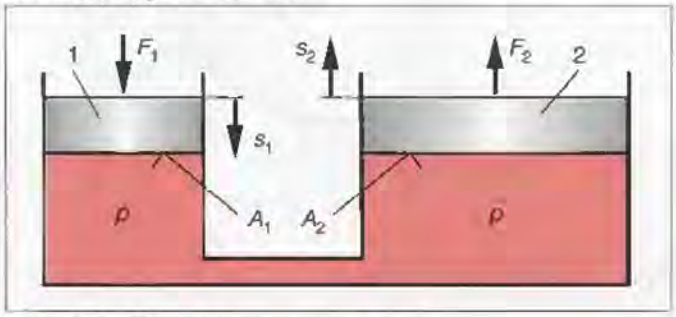



Рис. 1.4. *Пример передачи силы*

Если сила $F_1$ воздействует на площадь $A_1$, возникает давление

$$p=\frac{F_1}{A_1}. \qquad (10)$$

Давление $p$ оказывает воздействие на каждую точку системы, в том числе на поверхность $A_2$. Достигаемая сила $F_2$ (сила, поднимающая нагрузку) равна

$$F_2 = p \bullet A_2. \qquad (11)$$

Таким образом

$$\frac{F_1}{A_1}=\frac{F_2}{A_2} \qquad (12)$$

или

$$\frac{F_2}{F_1}=\frac{A_2}{A_1}. \qquad (13)$$

Отношение сил равно отношению площадей.

Давление $p$ в подобной системе всегда соответствует величине силы $F$ и эффективной площади $A$. Это значит, что давление возрастает до тех пор, пока оно не сможет преодолеть сопротивление движению жидкости.

Если с помощью силы $F_1$ и площади $A_1$ возможно достичь величины давления, достаточной для преодоления нагрузки $F_2$ (через площадь $A_2$), нагрузка $F_2$ может быть поднята (силами трения пренебрегаем).

Перемещения $s_1$ и $s_2$ обоих поршней обратно пропорциональны их площадям

$$\frac{s_1}{s_2}=\frac{A_2}{A_1}. \qquad (14)$$

Работа силового поршня (*1*) $W_1$ равна работе нагрузочного поршня (*2*) $W_2$

$$W_1 = F_1 \bullet s_1, \qquad (15.1)$$
$$W_2 = F_2 \bullet s_2. \qquad (15.2)$$

### 2.4.2.3. Передача давления

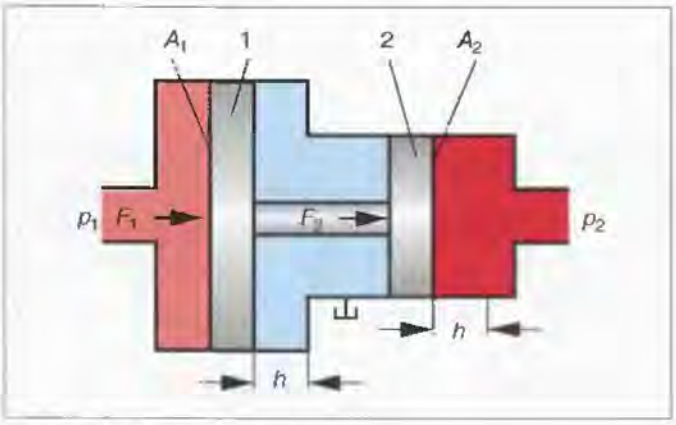



Рис. 1.5. *Передача давления*

На Рис. 5.1 два различных по размеру поршня (*1*) и (*2*) жестко соединены между собой с помощью штока. Если на площадь $A_1$ действует давление $p_1$, то на поршне (*1*) появляется сила $F_1$, которая через шток передается на площадь $A_2$ поршня (*2*) и создает там давление $p_2$.

Если не учитывать силы трения, действительны следующие соотношения:

$F_1 = F_2$ и $p_1 \bullet A_1 = p_2 \bullet A_2$.

Поскольку $p_1 \bullet A_1 = F_1$ и $p_2 \bullet A_2 = F_2$, получаем:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1}. \qquad (16)$$

Для подобных устройств давления обратно пропорциональны площадям.

### 2.4.3. Гидрокинетика

Гидрокинетика [1] — это учение о законах движения жидкостей и действующих при этом силах. С ее помощью могут быть объяснены в определенной степени основные типы потерь.

Если не принимать во внимание силы трения на граничных поверхностях тел и жидкостей, а также трение между отдельными слоями жидкостей, то говорят о свободном или идеальном потоке.

Важные для гидромеханики явления и закономерности идеального потока описываются достаточно основательно в последующих разделах.

[1] см. сноску к разделу 1.2

### 2.4.3.1. Закон потока

Если через трубопровод с различными проходными сечениями проходит одинаковый объем рабочей жидкости, то скорость потока в наиболее узком месте должна возрастать (Рис. 1.6).

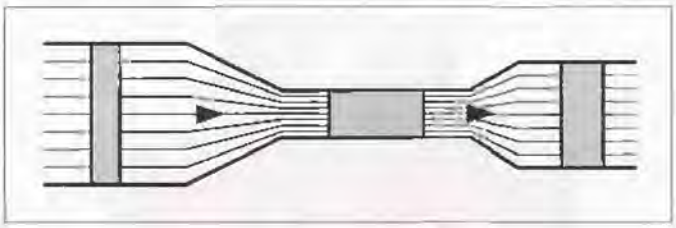


Рис. 1.6. *Поток*

Объемный поток $Q$ является частным от деления объема жидкости $V$ на время $t$

$$Q = V / t. \qquad (17)$$

Объем жидкости является результатом произведения площади проходного сечения трубопровода $A$ на длину $s$

$$V = A \bullet s.$$

Таким образом, из (17) получаем:

$$Q = \frac{A \bullet s}{t}.$$

Частное от деления расстояния $s$ на время $t$ — это скорость $v$

$$v = s / t.$$

Следовательно, поток (расход жидкости через трубопровод) равен площади проходного сечения $A$ трубопровода, умноженной на скорость $v$ течения жидкости

$$Q = A \bullet v. \qquad (18)$$

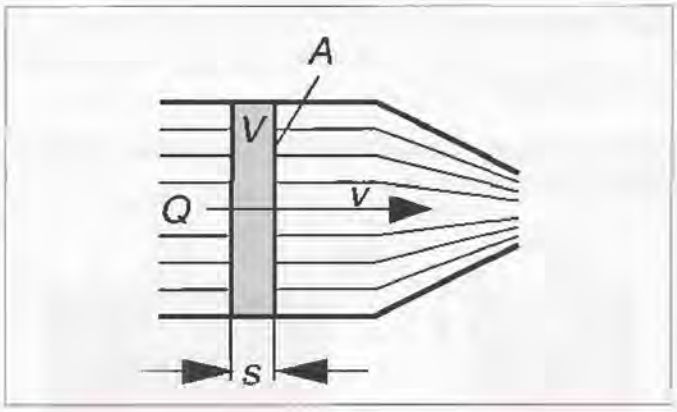



Рис. 1.7. *Объемный поток*

Объемный поток $Q$ в л/мин одинаков на всем протяжении отдельно взятого трубопровода. Если трубопровод имеет два проходных сечения $A_1$ и $A_2$, то для каждого из них должна устанавливаться своя скорость (Рис. 1.8).

$$Q_1 = Q_2 ,$$

$$Q_1 = A_1 \bullet v_1 ,$$

$$Q_2 = A_2 \bullet v_2 .$$

Из этого следует уравнение непрерывности потока:

$$A_1 \bullet v_1 = A_2 \bullet v_2 . \qquad (19)$$

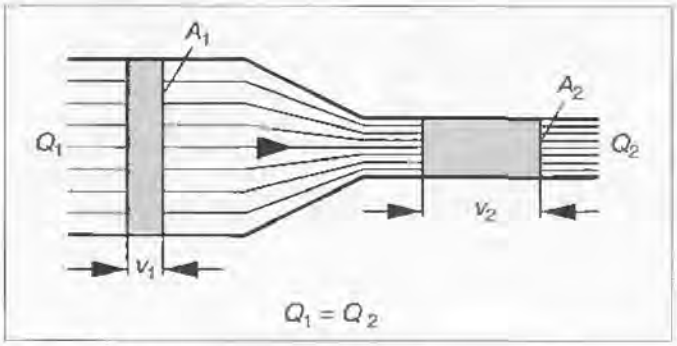



Рис. 1.8. *Скорость потока*

### 2.4.3.2. Закон сохранения энергии

Закон сохранения энергии для текущей жидкости гласит, что общая энергия потока жидкости не изменяется до тех пор, пока не будет осуществлен подвод энергии извне или пока энергия не будет отдаваться наружу.

Общая (полная) энергия складывается из:

- потенциальной энергии, зависящей от величины столба жидкости и статического давления,
- кинетической энергии, зависящей от скорости потока и скоростного напора.

Из этого следует уравнение Бернулли:

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = const. \qquad (20)$$

Относительно энергии давления это означает:

$$p_{ges} = p_{st} + \rho \bullet g \bullet h + \frac{\rho}{2} \bullet v^2 \qquad (21)$$

где

$p_{st}$ – статическое давление,
$\rho \bullet g \bullet h$ – давление столба жидкости,
$(\rho / 2) \bullet v^2$ – скоростной напор.

Если вместе рассмотреть уравнение непрерывности и уравнение Бернулли, можно придти к следующим выводам.

*Если из-за уменьшения проходного сечения увеличивается скорость, то кинетическая энергия возрастает.* Так как полная энергия неизменна, потенциальная энергия и/или давление должны уменьшаться.

Несмотря на то, что потенциальная энергия уменьшается очень мало, статическое давление заметно изменяется в зависимости от скоростного напора (т.е. зависит от скорости потока). Из Рис. 1.9 видно, что высота столба жидкости, определяющего действующее в данной точке давление, различна.

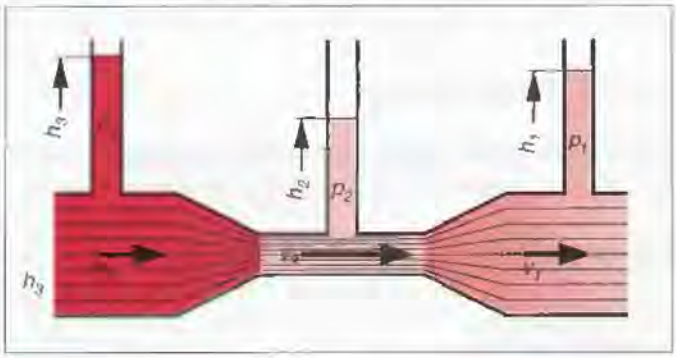



Рис. 1.9. *Давление в сужении*

Для «гидростатических систем» имеет значение прежде всего статическое давление, т.к. высота столба жидкости и скорость потока пренебрежимо малы.

### 2.4.3.3. Трение и потери давления

При рассмотрении закономерностей циркулирующих жидкостей мы исходили из того, что слои жидкости перемещаются друг относительно друга и относительно какого-либо тела без трения.

Вместе с тем гидравлическая энергия не может быть передана через трубопроводы без потерь. На стенках трубопровода и в самой жидкости возникает трение, *которое производит тепло*, т.е. гидравлическая энергия частично преобразуется в тепло. Возникающие при этом потери гидравлической энергии вызывают в гидросистемах потери давления.

Потеря давления (разность давлений) обозначается символом $\Delta p$ (Рис. 1.10). Чем больше внутреннее трение слоев жидкости, тем больше ее вязкость.

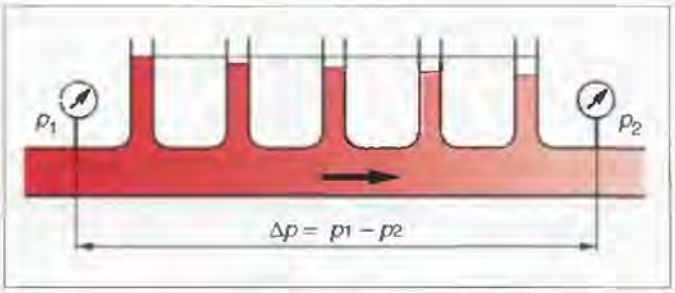



Рис. 1.10. *Потери давления*

Величина потерь давления (потерь на трение) прежде всего зависит от следующих условий:

- длины трубопровода,
- поперечного (проходного) сечения трубопровода,
- шероховатости стенок трубопровода,
- количества изгибов трубопровода,
- скорости потока,
- вязкости жидкости.

## 2.4.3.4. Типы потока

Тип потока также является важным фактором, определяющим энергетические потери в гидросистеме.

Известны два типа потока:

- ламинарный,
- турбулентный.

До определенной скорости слои жидкости движутся по трубопроводу параллельно его стенкам (ламинарно). При этом внутренний слой жидкости имеет максимальную скорость, а внешний слой находится в статическом состоянии у стенок трубопровода (Рис. 1.11). Если скорость возрастает, то при достижении определенной критической величины изменяется вид потока, он становится турбулентным (Рис. 1.12).

В этом случае увеличивается сопротивление потоку и, следовательно, — увеличиваются гидравлические потери, поэтому турбулентный поток обычно нежелателен.

Критическая скорость не является строго определенной величиной. Она зависит от вязкости жидкости и проходного сечения трубопровода. Критическая скорость может рассчитываться и не должна превышаться в гидросистемах.

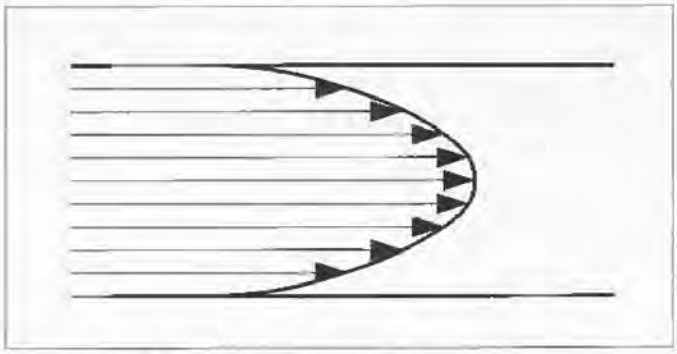


Рис. 1.11. *Ламинарный поток*

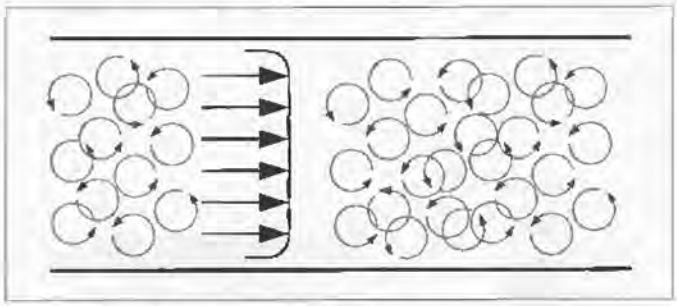


Рис. 1.12. *Турбулентный поток*

### 2.4.3.4.1. Число Рейнольдса Re

Вид потока определяется с помощью так называемого числа Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu}. \qquad (22)$$

где
$v$ – скорость потока, м/с,
$d_h$ – гидравлический диаметр, м,
для круглых трубопроводов равен внутреннему диаметру трубопровода; в остальных случаях вычисляется по формуле
$d_h = 4 \cdot A / U$
$A$ – площадь проходного сечения,
$U$ – периметр проходного сечения,
$\nu$ – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

$Re_{крит} = 2300$.

Данное значение $Re_{крит}$ действительно только для труб круглого сечения, технически гладких и прямых.

При достижении $Re_{крит}$ вид потока изменяется от ламинарного до турбулентного и наоборот.

Ламинарный поток имеет место при $Re < Re_{крит}$, турбулентный поток — при $Re > Re_{крит}$.

## 3. Гидроприводы

### 3.1. Важнейшие характеристики гидроприводов

– Передача больших сил (крутящих моментов) при относительно небольших габаритных размерах.

– Работа на полную мощность возможна сразу после запуска.

– Бесступенчатая настройка в системах без обратной связи или с обратной связью, легко достигается регулировка:
- скорости
- крутящего момента
- силы.

– Простота защиты от перегрузки.

– Широкий диапазон регулирования: возможность контролируемых движений с большой или предельно малой скоростью.

– Возможность аккумулирования энергии.

– Простое централизованное управление.

– Возможность децентрализованного преобразования гидравлической энергии в механическую.

### 3.2. Проектирование гидропривода

В гидроприводах механическая энергия преобразуется в гидравлическую, в этой форме перемещается, управляется или регулируется и затем снова преобразуется в механическую энергию.

#### 3.2.1. Преобразование энергии

В первую очередь для преобразования энергии служат насосы, а во вторую – гидроцилиндры и гидромоторы.

#### 3.2.2. Управление энергией

Гидравлическая энергия и сопровождающая ее передача мощности в гидроприводах характеризуется давлением и потоком (расходом). Их величина и направление действия определяются регулируемыми насосами или гидроаппаратами, реализующими управление без обратной связи или с обратной связью.

#### 3.2.3. Передача энергии

Рабочая жидкость, которая проходит через трубопроводы, шланги, отверстия в блоках управления или гидроаппаратах, транспортирует энергию или только трансформирует давление.

#### 3.2.4. Дальнейшая информация

Для пополнения запасов и ухода за рабочей жидкостью требуется целый ряд специальных устройств, таких как резервуары, фильтры, охладители, нагреватели, измерительные и тестирующие приборы.


Рис. 1.13. *Передача энергии в гидроприводе*

## 3.3. Проектирование простейшего гидропривода

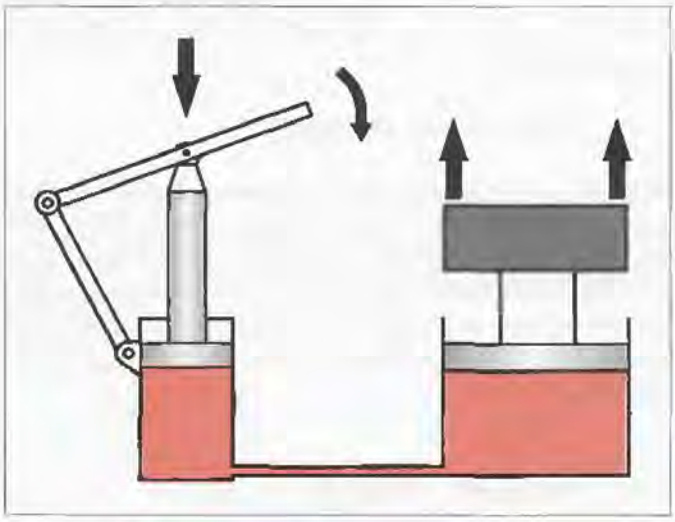


Рис. 1.14. *Принцип работы гидропривода*

На поршень ручного насоса воздействует сила (Рис. 1.14). В результате деления этой силы не площадь поршня возникает давление ($p = F / A$).

Чем сильнее давят на поршень, тем выше становится давление.
Однако давление повышается только до того уровня, при котором оно способно преодолеть сопротивление нагрузки с учетом рабочей площади гидроцилиндра ($F = p \cdot A$).

После этого давление более не повышается при остающейся постоянной нагрузке. Оно становится равным в конце концов сопротивлению, которое противодействует течению жидкости.

Установленный на поршень груз начнет подниматься, если суметь подвести необходимое для этого давление. Скорость подъема при этом зависит от величины объемного потока, подводимого к гидроцилиндру. Возвращаясь к Рис. 1.14, можно заметить, что чем быстрей поршень ручного насоса движется вниз, тем больше жидкости подводится к гидроцилиндру за единицу времени, и тем быстрее будет подниматься груз.

В качестве второго примера рассмотрим еще один простейший гидропривод.

При этом шаг за шагом вводятся дополнительные устройства, которые:

- управляют изменением направления движения (гидрораспределитель),
- воздействуют на скорость движения гидроцилиндра (дроссель),
- ограничивают нагрузку на гидроцилиндре (предохранительный клапан),
- предотвращают движение нагруженного гидроцилиндра в обратном направлении при отключении насоса (обратный клапан).

Гидроцилиндр (*5*) нагружен силой *F* и должен обеспечить движение в обе стороны. В отличие от Рис. 1.14 насос (*1*) приводится здесь во вращение с помощью мотора (электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания).

Основы конструкции, показанной на Рис. 1.14, отображены на принципиальной схеме Рис. 1.15.

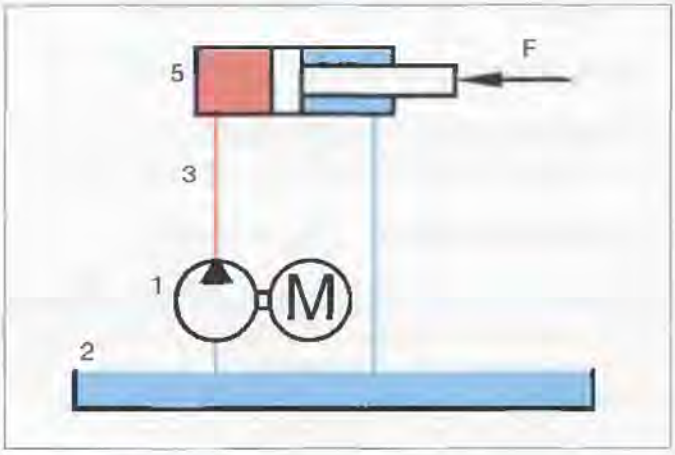



Рис. 1.15

Гидравлический насос (*1*), приводимый во вращение мотором *M*, всасывает жидкость из бака (*2*) и подает ее в трубопроводы (3) гидропривода вплоть до гидроцилиндра (*5*). Пока жидкость не встречает сопротивления, она только проталкивается через трубопровод.

Нагруженный силой *F* гидроцилиндр (*5*), установленный на конце трубопровода, представляет для жидкости препятствие, которое оказывает сопротивление. В результате давление возрастает до тех пор, пока препятствие не будет преодолено, т.е. пока поршень гидроцилиндра не начнет двигаться.

Однако, если выключить мотор, сила *F* будет вдвигать поршень гидроцилиндра в исходное положение (шток втягивается), а насос (*1*) будет работать в режиме гидромотора.

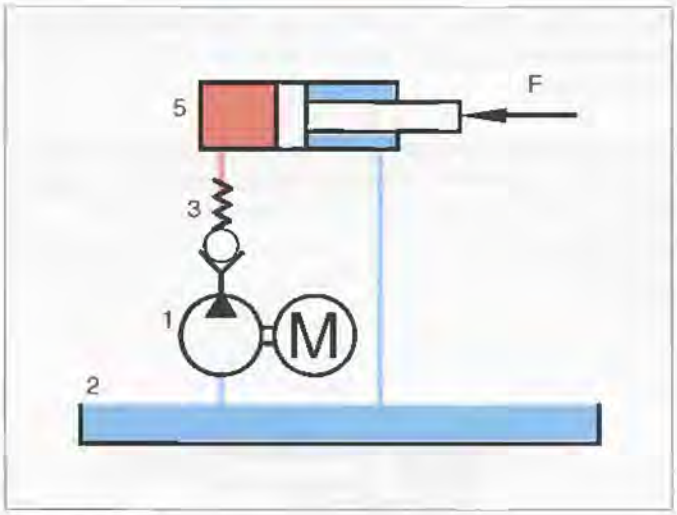



Рис. 1.16

Путем установки обратного клапана (*3*) в напорной линии насоса (*1*) исключается возможность слива жидкости из гидроцилиндра (*5*) и, следовательно, предотвращается обратное движение штока (см. Рис. 1.16).

После внесения дополнений в конструкцию гидропривода мы можем удерживать гидроцилиндр (*5*) в любом нужном положении за счет выключения мотора.

Если поршень полностью выдвигается, т.е. упирается в крышку гидроцилиндра, давление возрастает до тех пор, пока не произойдет разрушение гидропривода.

Эта опасность исключается предохранительным клапаном (*4*), показанным на Рис. 1.17.

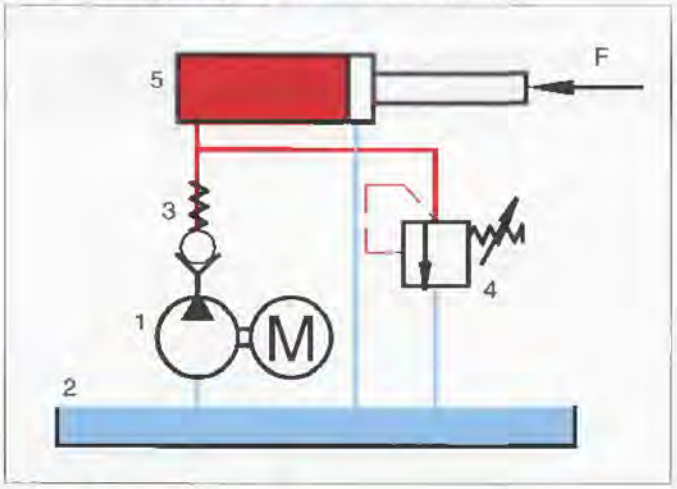



Рис. 1.17

Чтобы защитить гидропривод от чрезмерного нарастания давления (от перегрузки), необходимо ограничить максимально допустимое давление с помощью предохранительного клапана.

В предохранительном клапане механическая сила пружины воздействует на конус, прижатый к седлу. Имеющееся в трубопроводе давление $F = p \cdot A$ действует на конус, стремясь оторвать его от седла. Если сила от давления превышает усилие пружины, конус отходит от поверхности седла.

Далее давление уже не возрастает, а объемный расход, подаваемый насосом (*1*), сливается в резервуар (*2*) через предохранительный клапан (*4*).

Таким образом, наш гидропривод уже способен полностью выдвигать шток гидроцилиндра. За счет установки гидрораспределителя (*6*) можно обеспечить реверс движения гидроцилиндра, т.е. возможность обратного втягивания штока.

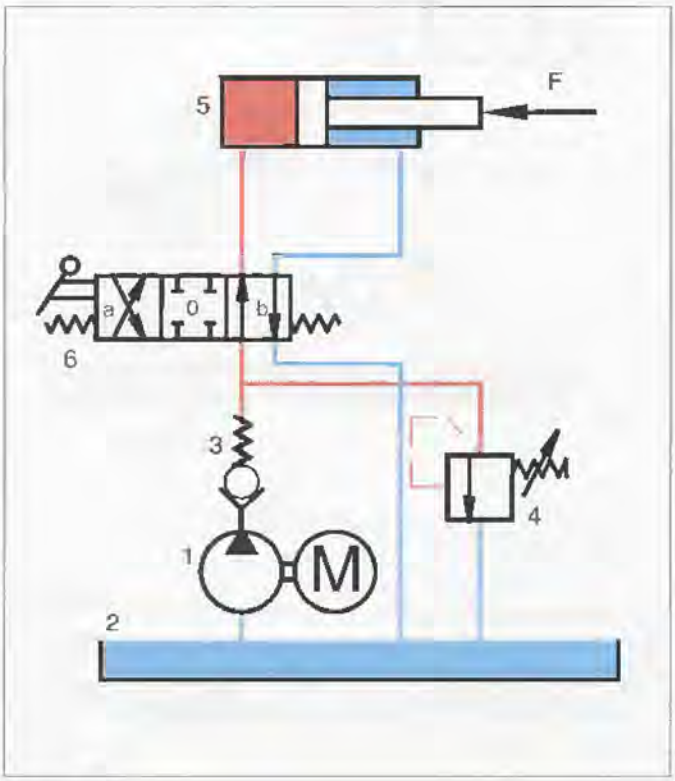



Рис. 1.18

На Рис. 1.18 показан гидрораспределитель (*6*) в позиции *b*. В этом положении не получилось нового качества по сравнению с Рис. 1.17. Мысленно переключим гидрораспределитель (*6*) в каждое из его трех возможных положений (позиций). Для этого сместим вправо в зону гидролиний подвода квадратики *0* или *a*:

- позиция *a*: шток гидроцилиндра втягивается
- позиция *0*: все линии заперты, и шток гидроцилиндра неподвижен
- позиция *b*: шток гидроцилиндра выдвигается.

Чтобы иметь возможность изменения скорости перемещения поршня в гидроцилиндре (*5*), необходимо изменять величину подаваемого в гидроцилиндр объемного потока (расхода) жидкости.
Для этой цели устанавливается дроссель (*7*), как это показано на Рис. 1.19.

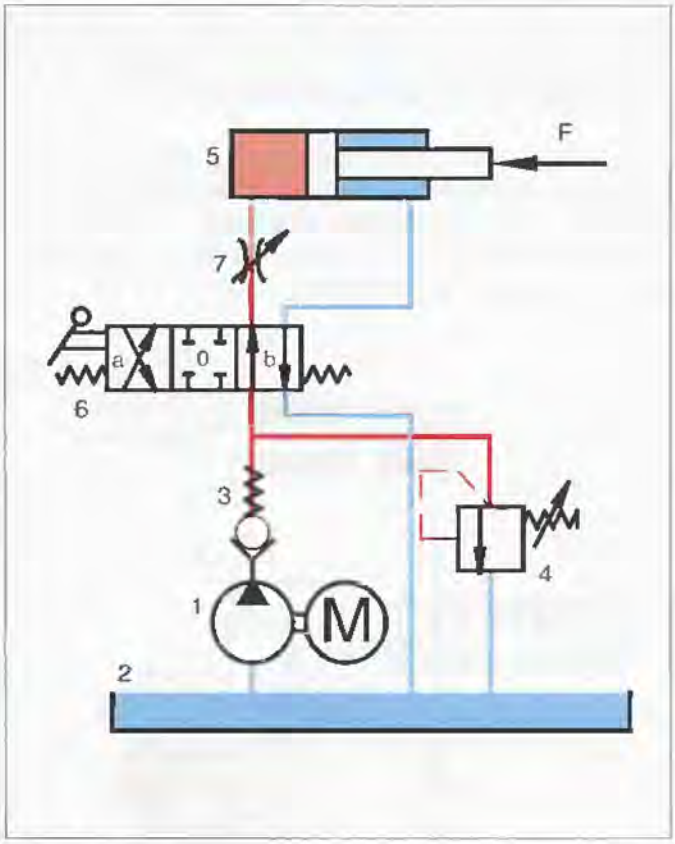



Рис. 1.19

С помощью дросселя (*7*) можно изменять проходное сечение трубопровода, через который рабочая жидкость подводится в гидроцилиндр. При уменьшении проходного сечения меньше жидкости поступает в гидроцилиндр (*5*) в единицу времени. В результате, поршень гидроцилиндра начинает перемещаться медленнее. При этом оставшаяся часть подаваемой насосом жидкости сливается в бак (*2*) через предохранительный клапан (*4*).

При выдвижении штока гидроцилиндра в гидроприводе действуют следующие давления:

– между насосом (*1*) и дросселем (*7*) — давление, на которое настроен предохранительный клапан (*4*);

– между дросселем (*7*) и гидроцилиндром (*5*) — давление, соответствующее нагрузке *F*.

На гидравлической схеме гидропривода гидрораспределители всегда показываются в их исходном положении.

Законченная конструкция гидропривода, осуществляющего движение нагруженного силой *F* гидроцилиндра (*5*) в обе стороны, показана на Рис. 1.20 схематически и на Рис. 1.21 — с компонентами в разрезе.

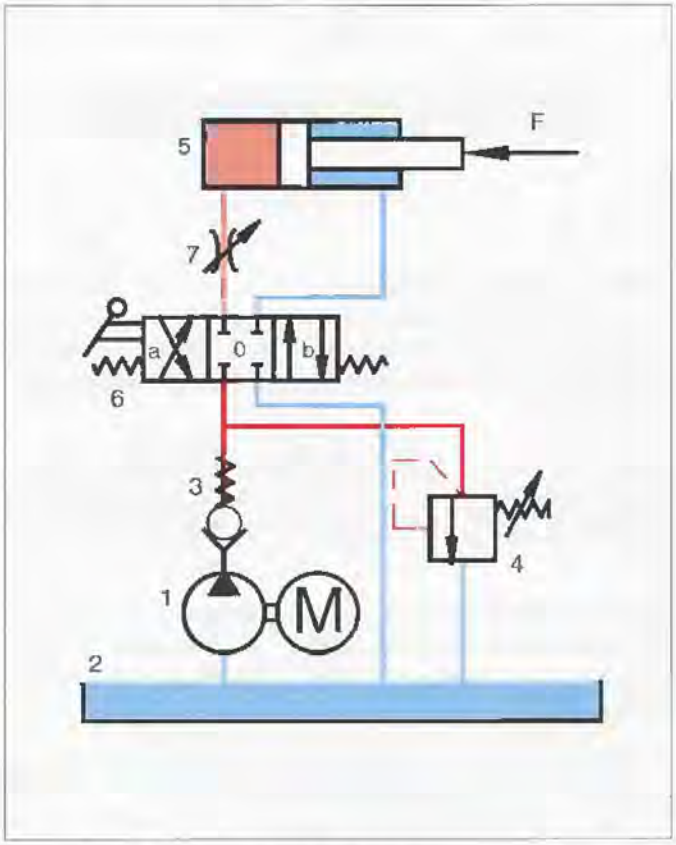



Рис. 1.20. *Схематическое изображение гидропривода в соответствии со стандартом DIN ISO 1219*

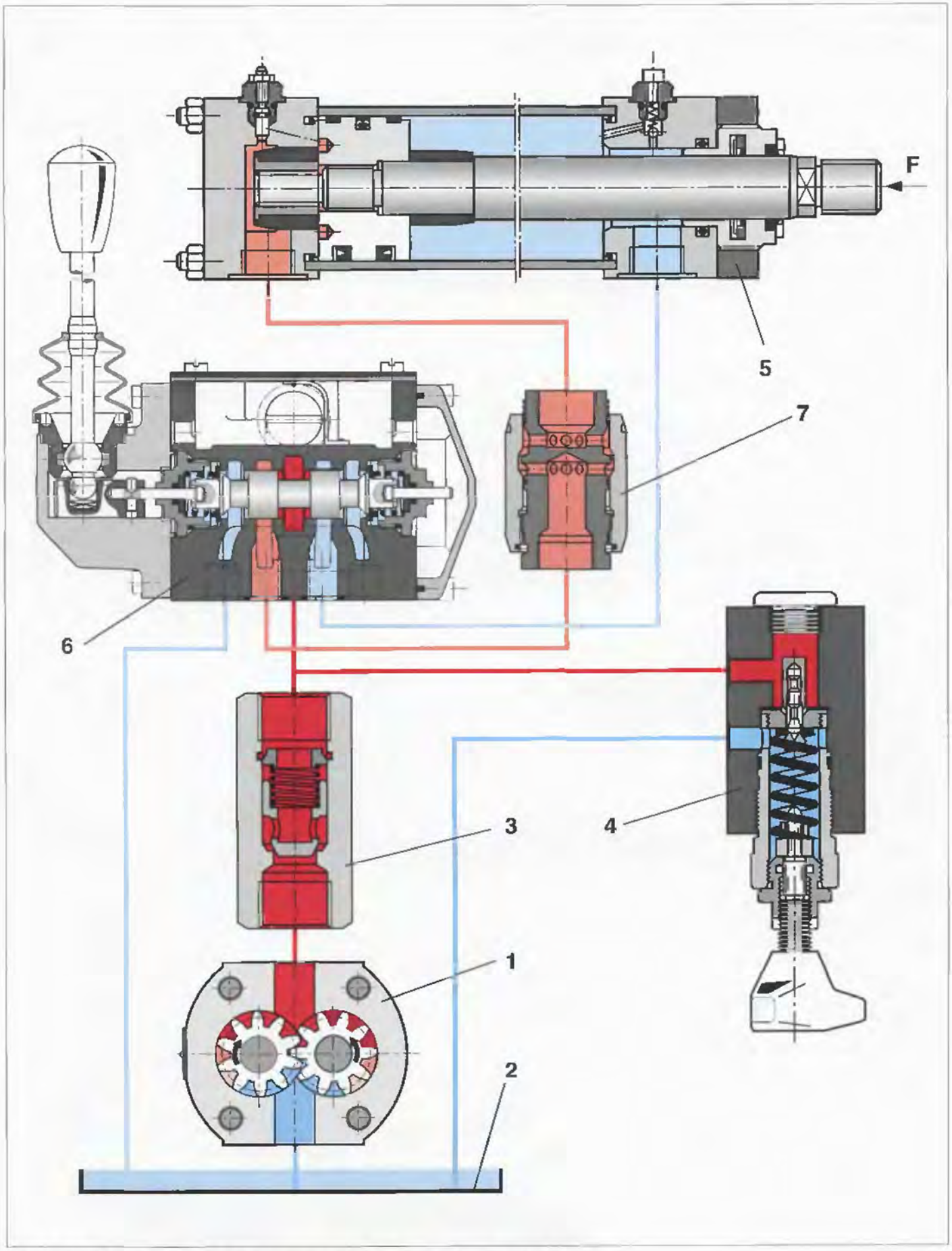



Рис. 1.21. *Гидропривод с компонентами, показанными в разрезе*

**Заметки**

Глава 2

# Условные обозначения (символы) по DIN ISO 1219

Графические символы гидравлических компонентов используются для функциональной интерпретации и состоят из одного или более основных символов и обычно одного или более функциональных символов. Символы не определяют ни масштабы, ни какое-либо определенное положение.

Следующий список не является полным. Он служит в качестве помощи для создания графических символов.

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| **Основные символы** | |
| *Линии* | |
| Непрерывная<br>Главная линия,<br>линия реверсивного тока,<br>электрическая линия | |
| *Пунктирная*<br>Линия управления,<br>дренажная линия,<br>промежуточная позиция | |
| *Штрих-пунктирная*<br>Для объединения двух<br>или более компонентов<br>в единый узел | |
| *Двойная*<br>Механическая связь<br>(вал, рычаг, шток) | 1/5 $l_1$ |
| *Окружность*<br>Узел преобразования<br>энергии (насос, гидромотор) | $l_1$ |
| Измерительные приборы | 3/4 $l_1$ |
| Обратные клапаны,<br>поворотные соединения,<br>механические точки опоры,<br>ролики (всегда с точкой<br>в центре) | 1/3 $l_1$ |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| *Полуокружность*<br>Гидромотор или насос<br>с ограниченным углом<br>поворота (поворотный<br>гидродвигатель) | $l_1$ |
| *Квадрат*<br>*Соединения*<br>*перпендикулярны сторонам*<br>Элементы управления,<br>приводные узлы<br>(за исключением<br>электромоторов) | $l_1$ $l_1$ |
| *Соединения по углам*<br>*обрабатывающих устройств*<br>(фильтры, сепараторы,<br>смазочные устройства,<br>теплообменники) | $l_1$ |
| Амортизатор<br>в исполнительных<br>механизмах,<br>вес в аккумуляторах | 1/2 $l_1$ 1/2 $l_1$ |
| *Прямоугольник*<br>Гидроцилиндры,<br>гидроаппараты | $l_2$ $l_1$ |
| Поршень в гидроцилиндре | 1/4 $l_1$ $l_1$ |
| Элементы настройки | $l_1$ 1/2 $l_1$ |
| Места для трубопроводов | $l_2$ 1/4 $l$ 1/4 $l$ 1/2 $l$ 1/2 $l$ 1/2 $l$ |

| Наименование /описание/примеры | Символы |
|---|---|
| *Открытый прямоугольник*<br>Бак | |
| Овал<br>Бак под давлением,<br>аккумулятор,<br>газовый баллон | |
| **Функциональные символы**<br>*Треугольник*<br>Показывает направление потока и рабочей среды | |
| *Черный* – гидравлика | |
| *Белый* – пневматика | |
| *Стрелки*<br>*Прямые или наклонные*<br>Линейное движение,<br>траектория и направление течения жидкости<br>через гидроаппараты,<br>направление теплового потока | |
| *Радиусные*<br>Вращательное движение,<br>направление вращения<br>со стороны приводного вала | |
| *Диагональная стрелка*<br>Возможность настройки насосов, гидромоторов, пружин, электромагнитов | |
| **Различные функциональные элементы** | |
| Электрика | |
| Заглушенные линия или отверстие | |
| Линейный электрический приводной механизм, действующий в противоположных направлениях | |

| Наименование /описание/примеры | Символы |
|---|---|
| Индикация<br>или контроль температуры | |
| Приводной узел | M |
| Пружина | |
| Дросселирование | |
| Седло обратного клапана | |
| **Трубопроводы и соединения** | |
| Соединение | |
| Пересечение<br>(без соединения) | |
| Гибкие трубопроводы<br>(шланги) | |
| *Соединения*<br>Постоянный выпуск воздуха | |
| Ограниченный во времени<br>Открыт / закрыт | |
| Быстроразъемное соединение<br>без механически открываемого обратного клапана | |
| С механически открываемым обратным клапаном | |
| Однолинейное поворотное или вращающееся соединение | |
| **Механические части** | |
| Шток, линейное движение | |
| Вал,<br>вращательное движение | |
| Фиксатор, устанавливающий определенное положение | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| **Способы управления** | |
| Общий символ | |
| Кнопка толкающая | |
| Кнопка тянущая | |
| Кнопка, работающая в обе стороны | |
| Рычаг (рукоятка) | |
| Педаль с односторонним направлением действия | |
| Педаль с двусторонним направлением действия | |
| Плунжер | |
| Плунжер с ограничением хода | |
| Пружина | |
| Толкатель с роликом | |
| Рычаг с роликом | |
| Электрический привод с одной обмоткой | |
| Электрический привод с двумя обмотками, действующими в противоположных направлениях | |
| Электрический привод с двумя обмотками, действующими в противоположных направлениях, с возможностью бесступенчатой настройки | |
| Два параллельно работающих управляющих механизма | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| Воздействие путем давления Непосредственное воздействие на исполнительный механизм | |
| Через противоположные полости управления с различными площадями | |
| Внутренняя линия управления | 45° |
| Внешняя линия управления | |
| Пневматическое или гидравлическое управление | |
| 2- ступенчатое гидравлическое воздействие | |
| 2-ступенчатое электрогидравлическое воздействие, внешний подвод управления | |
| 2-ступенчатое пневмогидравлическое воздействие, внешний слив управления | |
| 2-ступенчатое электрогидравлическое воздействие, пружинное центрирование, внешние подвод и слив управления | |
| 2-ступенчатое электрогидравлическое воздействие, гидравлическое центрирование, внешние подвод и слив управления | |
| Внешняя обратная связь по фактическому положению исполнительного механизма | |
| Внутренняя обратная связь по фактическому положению исполнительного механизма | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| **Источники энергии** | |
| Гидравлика | |
| Пневматика | |
| Электродвигатель | M |
| Приводной узел, за исключением электродвигателя | M |
| **Преобразование и резервирование энергии.** *Насосы и гидромоторы* | |
| Гидравлический насос, общее обозначение | |
| Нерегулируемый насос с одним направлением потока и одним направлением вращения | |
| Регулируемый насос с двумя направлениями потока, одним направлением вращения и дренажом из корпуса | |
| Нерегулируемый гидромотор с двумя направлениями потока и двумя направлениями вращения | |
| Нерегулируемый насос-мотор с одним направлением потока и одним направлением вращения | |
| Регулируемый насос-мотор с ручным регулятором, двумя направлениями потока, двумя направлениями вращения и дренажом из корпуса | |
| Поворотный гидродвигатель | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| Компактный насосный узел | |
| Регулируемый насос с компенсатором давления, одним направлением потока, одним направлением вращения и дренажом из корпуса | M ÿ |
| Регулируемый насос-мотор с компенсатором давления, двумя направлениями потока, двумя направлениями вращения и дренажом из корпуса | n M M ÿ N m |
| *Гидроцилиндры* Гидроцилиндр одностороннего действия, втягивание штока давлением, поршневая камера соединена с баком | |
| Гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком, регулируемое торможение с двух сторон | |
| Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия | |
| Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия | |
| *Гидравлические аккумуляторы* (только в вертикальном положении) | |
| Аккумуляторы (предварительная зарядка не указана) | |
| Аккумулятор, заряженный газом | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| Газовый баллон | |
| **Управление энергией в системах без обратной связи и с обратной связью** *Гидрораспределители* | |
| Двухпозиционный гидрораспределитель с одной промежуточной позицией | |
| Двухпозиционный двухлинейный гидрораспределитель, в исходной позиции (нормально) закрытый, два направления потока | |
| Двухпозиционный двухлинейный гидрораспределитель, в исходной позиции (нормально) открытый, два направления потока | |
| Двухпозиционный трехлинейный гидрораспределитель, в исходной позиции (нормально) открытый, два направления потока | |
| 2/2 гидрораспределитель, двухлинейный, двухпозиционный | |
| 3/2 гидрораспределитель, трехлинейный, двухпозиционный, одна промежуточная позиция, с электроуправлением, пружинный возврат в исходную позицию | |
| 5/2 гидрораспределитель, пятилинейный, двухпозиционный с гидроуправлением в обе стороны | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| 4/3 гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением от пилота, четырехлинейный, трехпозиционный с пружинным центрированием, кнопками ручного управления и внешним сливом управления | |
| упрощенное изображение | |
| 4/3 гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением от пилота, четырехлинейный, трехпозиционный с гидравлическим центрированием, кнопками ручного управления и внешним подводом управления | |
| упрощенное изображение | |
| *Дросселирующие гидрораспределители* Гидрораспределитель с двумя крайними позициями и множеством промежуточных положений | |
| Гидрораспределитель с тремя определенными позициями и множеством промежуточных положений | |
| Дросселирующий гидрораспределитель с отрицательным перекрытием | |
| Дросселирующий гидрораспределитель с положительным перекрытием | |
| 4/3 дросселирующий гидрораспределитель (типичный пример) | |
| *Обратные клапаны* Обратный клапан без пружины | |
| Обратный клапан с пружиной | |
| Гидрозамок без пружины; клапан закрывается давлением управления | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| Гидрозамок с пружиной; клапан открывается давлением управления | |
| Логический элемент ИЛИ | |
| *Гидроклапаны давления* Предохранительный клапан прямого действия с внутренней линией управления | |
| Предохранительный клапан прямого действия с внутренней линией управления и внешним дренажом | |
| Предохранительный клапан непрямого действия с внутренними подводом и сливом управления | |
| Электроуправляемый предохранительный клапан непрямого действия с внутренним подводом и внешним сливом управления | |
| Двухлинейный редукционный клапан прямого действия с внутренней линией управления | |
| Двухлинейный редукционный клапан непрямого действия с внутренним подводом и внешним сливом управления | |
| Трехлинейный редукционный клапан прямого действия с внутренним подводом управления | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| *Дроссели и регуляторы расхода* | |
| Регулируемый дроссель | |
| Кран | |
| Путевой дроссель | |
| Дроссель с обратным клапаном | |
| Двухлинейный регулятор расхода | |
| Двухлинейный регулятор расхода с температурной компенсацией | |
| Трехлинейный регулятор расхода с температурной компенсацией | |
| Делитель потока | |
| *Двухлинейные встраиваемые клапаны (логические элементы)* | |
| Направляющий клапан без утечек с различными эффективными площадями | |
| Дроссель | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| Направляющий клапан без утечек в одном направлении с равными эффективными площадями | |
| **Резервуары и кондиционеры рабочей среды** | |
| Вентилируемый бак | |
| Герметичный бак с наддувом | |
| Фильтр | |
| Фильтр с индикатором загрязненности | |
| Сепаратор | |
| Фильтр с сепаратором | |
| Узел подготовки в составе: фильтра, сепаратора, редукционного клапана, манометра и лубрикатора | |
| Охладитель с указанием направления потока охлаждающей среды | |
| Нагреватель | |
| Контроллер температуры | |

| Наименование/ описание/примеры | Символы |
|---|---|
| **Измерительные приборы и индикаторы** | |
| Индикатор давления, общее обозначение | |
| Манометр | |
| Дифференциальный манометр | |
| Реле уровня | |
| Термометр | |
| Реле потока | |
| Расходомер | |
| Тахометр | |
| Моментомер | |
| Реле давления | |
| Конечный выключатель | |
| Аналоговый преобразователь | |

**Заметки**

Глава 3

# Гидравлические жидкости

## 1. Введение

Гидравлические жидкости (рабочие жидкости) используются в гидроприводах для передачи сил и движений.

Многочисленные возможности и области применения гидроприводов требуют от рабочих жидкостей различных эксплуатационных свойств.

Поскольку никакая из жидкостей не может удовлетворить всем требованиям одновременно, подбирают наиболее подходящую жидкость для конкретных случаев применения. Только таким образом можно обеспечить безотказную и экономичную эксплуатацию.

| Область применения | Применяемые рабочие жидкости *) | Максимальное рабочее давление, бар | Температура окружающей среды, °C | Место эксплуатации |
|---|---|---|---|---|
| Транспортное машиностроение | 1 · 2 · 3 | 250 | - 40 до + 60 | внутри и снаружи |
| Мобильные машины | 1 · 2 · 3 | 315 | - 40 до + 60 | внутри и снаружи |
| Специальный подвижной состав | 1 · 2 · 3 · 4 | 250 | - 40 до + 60 | внутри и снаружи |
| Сельскохозяйственные и заготовительные машины | 1 · 2 · 3 | 250 | - 40 до + 50 | внутри и снаружи |
| Судостроение | 1 · 2 · 3 | 315 | - 60 до + 60 | внутри и снаружи |
| Самолетостроение | 1 · 2 · 5 | 210 (280) | - 65 до + 60 | внутри и снаружи |
| Подъемно-транспортное оборудование | 1 · 2 · 3 · 4 | 315 | - 40 до + 60 | внутри и снаружи |
| Станкостроение | 1 · 2 | 200 | 18 до 40 | внутри |
| Прессостроение | 1 · 2 · 3 | 630 | 18 до 40 | преимущественно внутри |
| Металлургическое и прокатное производство, литейные машины | 1 · 2 · 4 | 315 | 10 до 150 | внутри |
| Производство стальных конструкций и гидротехнических сооружений | 1 · 2 · 3 | 220 | - 40 до + 60 | внутри и снаружи |
| Строительство электростанций | 1 · 2 · 3 · 4 | 250 | - 10 до + 60 | преимущественно внутри |
| Строительство театров | 1 · 2 · 3 · 4 | 160 | 18 до 30 | преимущественно внутри |
| Стендовая техника и моделирование | 1 · 2 · 3 · 4 | 1000 | 18 до 150 | преимущественно внутри |
| Горнодобывающая промышленность | 1 · 2 · 3 · 4 | 1000 | до 60 | снаружи под землей |
| Специальная техника | 2 · 3 · 4 · 5 | 250 (630) | - 65 до 150 | внутри и снаружи |

*) 1 – минеральные масла; 2 – синтетические рабочие жидкости; 3 – экологически чистые рабочие жидкости; 4 – вода, HFA, HFB; 5 – специальные жидкости

Таблица 3.1. *Области применения гидроприводов и применяемые рабочие жидкости*

## 1. Требования к жидкостям

### 2.1. Смазывающие и антиизносные характеристики

Рабочие жидкости должны образовывать на всех движущихся частях постоянно присутствующую масляную пленку. Масляная пленка может разрушаться из-за высокого давления, недостаточного подвода масла, его низкой вязкости, медленных или чрезмерно быстрых скоростей скольжения. В результате появляются задиры и нарушение стандартных допусков, которые, например, для гидрораспределителей находятся в диапазоне 8-10 мкм.

Наряду с износом из-за задиров, возможен также износ в результате усталости и коррозии.

- Износ вследствие истирания возникает при использовании загрязненных или недостаточно отфильтрованных рабочих жидкостей (загрязнения в виде твердых частиц металла, шлака, песка и т.д., которые проникают между соприкасающимися деталями). При высоком значении скорости потока износ могут вызывать и чужеродные вещества, захваченные жидкостью.

- Усталостный износ вызывают кавитационные процессы в жидкости. Усиленный износ может быть следствием присутствия воды в рабочей жидкости.

- Во время длительных простоев гидроприводов и применения неподходящих рабочих жидкостей может появиться коррозионный износ. Фактор влажности вызывает появление коррозии на поверхностях скольжения, что ведет к усиленному износу гидравлических компонентов.

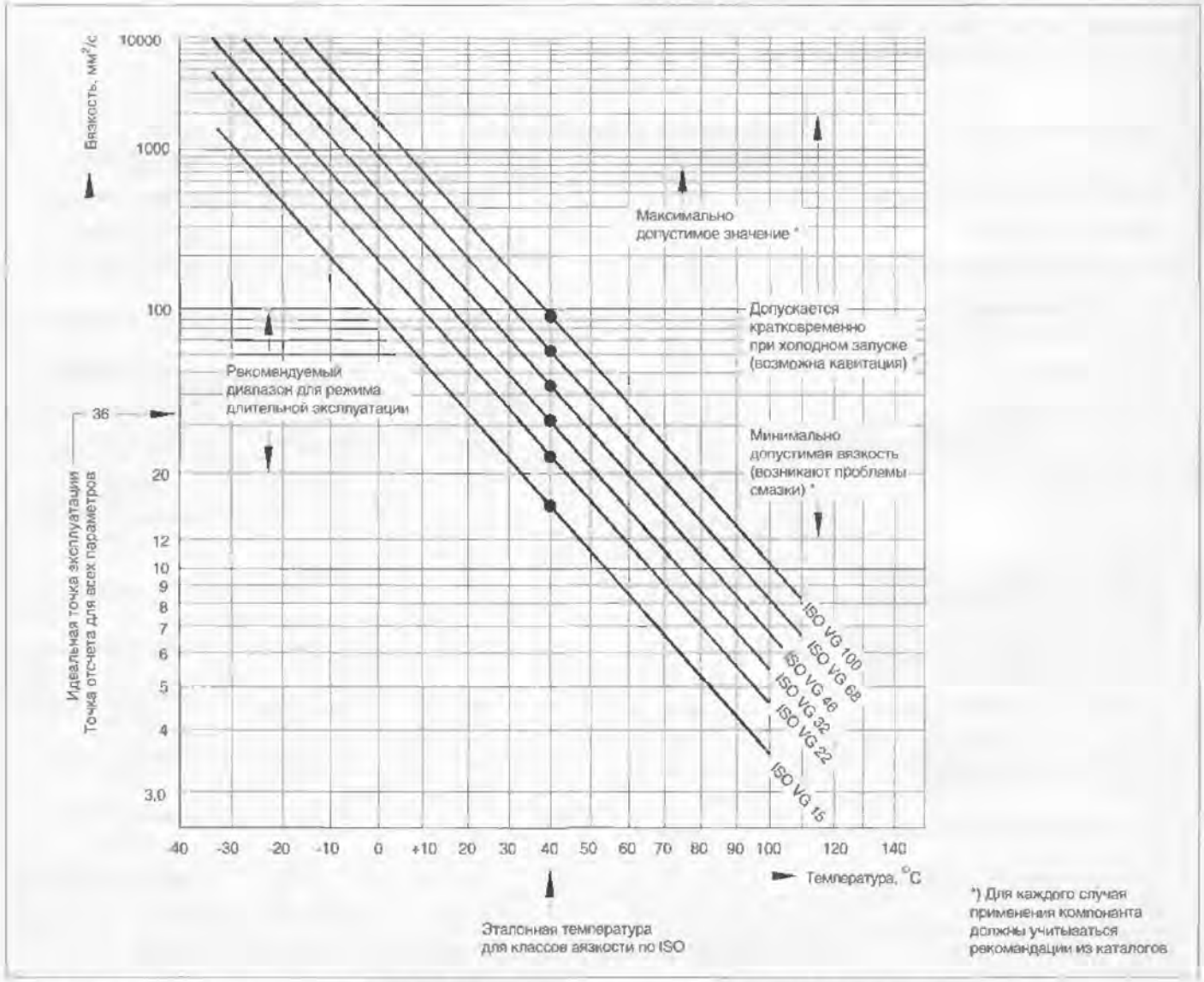



Рис. 3.1. *Диаграмма зависимости вязкости от температуры с границами областей применения для гидроприводов*

## 2.2. Вязкость

Вязкость является важнейшей характеристикой при выборе рабочей жидкости.
Вязкость позволяет определить, будет ли рабочая жидкость при заданной температуре текучая или густая, будет ли трение между слоями жидкости незначительным или большим.
В системе СИ вязкость измеряется в мм²/с, она изменяется с изменением температуры. Зависимость вязкости от температуры на диаграмме с двойным логарифмическим масштабом по оси вязкости выглядит в виде прямой линии.

Для определения областей применения гидропривода важно принимать во внимание указанные в документации изготовителей компонентов допустимые границы изменения вязкости.

## 2.3. Индекс вязкости

При колебаниях температуры даже в больших пределах рабочая жидкость не должна становиться «слишком текучей или слишком густой», т.к. при этом изменяются условия дросселирования, и, следовательно, — скорость движения гидродвигателей. Индекс вязкости определяется в соответствии со стандартом DIN ISO 2909. Жидкость с наилучшим индексом вязкости характеризуется линией с наименьшим углом наклона на диаграмме зависимости вязкости от температуры.

Рабочие жидкости с высоким индексом вязкости необходимы для применения, прежде всего, в условиях больших температурных перепадов, например в гидроприводах мобильных машин, автомобилей и самолетов.

## 2.4. Зависимость вязкости от давления

Вязкость рабочих жидкостей изменяется при повышении давления. При давлениях свыше 200 бар это обстоятельство необходимо учитывать в процессе проектировании гидропривода. При давлении около 400 бар вязкость уже удваивается.

## 2.5. Совместимость с различными материалами

Рабочие жидкости должны хорошо совмещаться с другими используемыми в гидроприводах материалами, например, для подшипников, уплотнений, окраски и т.д. Это действительно также и для случая, когда рабочая жидкость по тем или иным причинам может вытекать из гидравлической установки и воздействовать на электропроводку, механические части конструкции и т.д.

## 2.6. Стабильность сдвига

В процессе дросселирования в гидроаппаратах рабочая жидкость механически нагружается: поток жидкости «срезается». Этот процесс ограничивает срок службы рабочей жидкости.

Если в рабочую жидкость введены присадки, улучшающие индекс вязкости, ее чувствительность к срезу увеличивается. Допустимая нагрузка на срез в гидроаппаратах и насосах приводит к временному падению вязкости, которая, однако, затем снова нормализуется. Если же напряжение среза приводит к разрушению присадок, предшествующее значение вязкости более не восстанавливается. Это приводит к постоянному снижению вязкости.

## 2.7. Термическая стабильность

В процессе эксплуатации гидропривода рабочая жидкость может нагреваться (по возможности не выше 80 °C). При остановке жидкость снова охлаждается. Такие повторяющиеся процессы оказывают влияние на срок службы рабочей жидкости. В этой связи многие гидроприводы оснащаются теплообменниками — устройствами нагрева и охлаждения, которые поддерживают эксплуатационную температуру на постоянном уровне.

При этом достигается стабилизация вязкости и увеличение срока службы рабочей жидкости. Отрицательным аспектом являются высокие расходы на установку / приобретение теплообменников и высокие эксплуатационные расходы (электроэнергия для нагрева и вода / воздух для охлаждения).

## 2.8. Антиокислительная стабильность

На процесс старения минеральных масел оказывают влияние его взаимодействие с кислородом (окисление), нагрев, воздействие света и катализ. Повышенное поглощение кислорода, кроме того, активизирует коррозионные процессы в элементах конструкции. Минеральные масла с высоким уровнем сопротивляемости старению содержат ингибиторы окисления, которые предотвращают быстрое поглощение кислорода.

Медь, свинец, бронза, латунь и сталь имеют особенно высокий каталитический эффект и влияют на срок службы рабочей жидкости.

Эти материалы или их комбинации применяются в гидравлических компонентах.

## 2.9. Незначительная сжимаемость

Находящийся в рабочей жидкости воздух определяет ее степень сжатия. Это оказывает влияние на точность позиционирования гидроприводов. В процессе управления гидроприводами без обратной связи или с обратной связью сжимаемость снижает быстродействие. Если большие объемы, находящиеся под давлением, быстро разгружаются, возникают удары в гидросистеме. Сжимаемость рабочей жидкости определяется коэффициентом, который зависит от типа жидкости, увеличивается с ростом температуры и уменьшается с повышением давления.

В качестве контрольной величины для минеральных масел при теоретических расчетах можно принимать коэффициент сжимаемости от 0,7 до 0,8 % на каждые 100 бар. Для воды этот коэффициент составляет 0,45 % на каждые 100 бар.

Сжимаемость значительно возрастает, если вместе с жидкостью перемещаются воздушные пузырьки. Из-за ошибок в выборе размеров бака, его конструкции или варианта подключения трубопроводов может быть затруднено отделение воздуха (деаэрация) от рабочей жидкости, что приводит к значительному ухудшению коэффициента сжимаемости. Дальнейшие негативные последствия — появление шума, резких движений и сильного нагрева в гидросистеме (см. также эффект Дизеля).

Под эффектом Дизеля понимают самовоспламенение воздушно-газовой смеси. Если минеральное масло, содержащее много мелких воздушных пузырьков, быстро сжимается в условиях высокого давления, пузырьки нагреваются так сильно, что может возникнуть эффект самовоспламенения. Таким образом, возникает высокое местное давление и повышение температуры, которые могут повредить уплотнения гидравлических компонентов. При этом также снижается срок службы рабочей жидкости.

## 2.10. Незначительное тепловое расширение

Если рабочая жидкость нагревается в условиях атмосферного давления, ее объем увеличивается. Когда в гидросистеме имеются большие заполняемые объемы, необходимо принимать во внимание эксплуатационные температуры.

Пример:
Объем минерального масла увеличивается на 0,7 % на каждые 10 °C повышения температуры.

## 2.11. Малое пенообразование

Воздушные пузырьки, всплывающие в баке на поверхность, образуют пену. Процесс пенообразования может быть минимизирован путем правильной установки сливных линий в баке и оптимизации его конструкции, например за счет установки соответствующих перегородок. Минеральные масла содержат химические присадки, уменьшающие пенообразование. Склонность к пенообразованию возрастает в результате старения рабочей жидкости, ее загрязненности и наличия конденсата.

Если насос засасывает вспененное масло, это может привести к серьезным неисправностям в гидросистеме и к быстрому отказу насоса.

## 2.12. Малое поглощение воздуха и его хорошее отделение

Рабочая жидкость должна по возможности меньше поглощать и транспортировать воздух и с другой стороны — хорошо отдавать захваченный воздух. На эти способности оказывают позитивное влияние соответствующие химические присадки. Отделение воздуха или степень сепарации определяется в соответствии со стандартом DIN 51381. При этом измеряется время в минутах, необходимое для отделения находящихся в масле воздушных пузырьков до величины 0,2 % объема. Способность отделения воздуха ухудшается с повышением температуры рабочей жидкости.

## 2.13. Высокая точка кипения и низкое давление пара

Чем выше точка кипения применяемой рабочей жидкости, тем выше может быть эксплуатационная температура гидропривода.

## 2.14. Высокая плотность

Под плотностью рабочей жидкости понимают отношение ее массы к занимаемому объему. Плотность должна быть как можно выше, чтобы иметь возможность передавать большую мощность при равных объемах рабочей жидкости. Для гидростатических приводов это менее существенно, чем для гидродинамических. Плотность минеральных масел находится в пределах от 0,86 до 0,9 г/см$^3$.

Плотность используется при преобразовании кинематической вязкости в динамическую и наоборот.

На практике эталонной температурой для плотности является 15 °C.

## 2.15. Хорошая теплопроводность

Выделяющееся в насосах, гидроаппаратах, гидромоторах, гидроцилиндрах и трубопроводах тепло должно переноситься рабочей жидкостью в бак. Последний через свои стенки частично отдает подведенное тепло в окружающую среду. Если излучающей способности стенок недостаточно, должны предусматриваться дополнительные теплообменные устройства (маслоохладители) во избежание перегрева гидросистемы.

## 2.16. Хорошие диэлектрические характеристики (непроводимость)

Рабочая жидкость должна по возможности не передавать электрическую энергию (например, при коротком замыкании, обрыве кабеля и т.д.). Во многих случаях электромагниты находятся в рабочей жидкости с целью улучшения теплоотвода и повышения демпфирования якоря.

## 2.17. Негигроскопичность

Для гидроприводов, работающих на минеральном масле, необходимо принимать меры, исключающие возможность попадания воды в масло, поскольку в этом случае возникают неполадки вплоть до полного выхода из строя. Вода может проникать в гидросистему через уплотнения гидроцилиндров и приводных валов, через негерметичные водяные охладители и в форме конденсата, образующегося на стенках бака из-за повышенной влажности воздуха. Вода (конденсат) может быть и в свежей рабочей жидкости, заливаемой в бак. Если содержание воды превышает 0,2 % от общего объема, необходимо заменить рабочую жидкость. Отделить воду от рабочей жидкости можно с помощью сепараторов или центрифуг во время работы гидропривода (в основном для больших гидросистем).

В гидроприводах, работающих на открытом воздухе в условиях высокой влажности и возможно дождя, после воздушного фильтра может устанавливаться воздухоосушитель, который осушает засасываемый в бак объем воздуха.

Поскольку вода имеет более высокий удельный вес, она скапливается на дне бака и может удаляться в периоды простоя гидропривода (минеральное масло и вода не образуют химического соединения и могут снова разделяться).

Когда в баке имеется индикатор уровня на полную глубину, воду можно отчетливо видеть. Если осторожно открыть сливной кран, то сначала сливается вода.

В крупных баках в наиболее низких точках часто устанавливают сигнализаторы воды, выдающие предупредительный электросигнал. Определение текущей степени присутствия воды на практике невозможно.

## 2.18. Негорючесть

Гидроприводы должны работать также в нагретых или горячих зонах предприятий, в условиях производства с открытым огнем или при очень высокой температуре. Для снижения риска, связанного с возможностью растрескивания трубопроводов или шлангов, применяются рабочие жидкости с высокой точкой воспламенения, трудновоспламеняющиеся или вообще негорючие.

## 2.19. Нетоксичность жидкости, паров и продуктов утилизации

Для предотвращения ущерба здоровью или окружающей среде, необходимо принимать во внимание соответствующие рекомендации производителей рабочих жидкостей.

## 2.20. Хорошие антикоррозионные свойства

Изготовители насосов, гидроаппаратов, гидромоторов, гидроцилиндров испытывают свою продукцию на минеральных маслах, обеспечивающих коррозионную защиту. Способность минеральных масел противостоять коррозии обеспечивается за счет химических присадок, которые образуют на металлических поверхностях водоотталкивающую пленку и при старении минерального масла нейтрализуют продукты распада, вызывающие коррозию.

После испытаний гидравлических компонентов оставшееся в них масло снова возвращается в бак. Пленка минерального масла, остающаяся на всех компонентах, защищает от коррозии вплоть до ввода в эксплуатацию. При длительном складировании компонентов необходимо осуществлять специальные мероприятия по коррозионной защите (например, с помощью консервирующего масла).

## 2.21. Невыделение клейких субстанций

Во время длительных периодов простоя, при эксплуатации, нагреве и охлаждении и в результате процессов старения рабочие жидкости не должны образовывать веществ, которые вызывают «склеивание» подвижных частей гидравлических компонентов.

## 2.22. Хорошая фильтруемость

Рабочая жидкость в период эксплуатации гидропривода постоянно фильтруется напорными или сливными фильтрами (или в обоих направлениях) с целью удаления абразивных частиц.
В зависимости от типа рабочей жидкости и ее вязкости выбираются размер фильтра и фильтрующий материал.

С увеличением вязкости рабочей жидкости увеличивается перепад давлений на фильтроэлементе ($\Delta p$), поэтому требуется установка большего по размерам фильтра. При использовании агрессивных рабочих жидкостей должны применяться соответствующие фильтрующие среды.

Содержащиеся в рабочей жидкости присадки не должны задерживаться фильтрами. Если в гидросистемах применяются фильтры тонкой очистки (5 мкм и менее), рабочая жидкость должна проверяться на допустимость использования в таких условиях.

## 2.23. Совместимость и взаимозаменяемость с другими гидравлическими жидкостями

Из-за переконфигурации или переустановки производственных линий, изменившихся условий окружающей среды или из-за введения новых законов может потребоваться замена рабочей жидкости. В этих случаях необходимо запросить производителей рабочих жидкостей и гидравлических компонентов на предмет возможности такой замены.

Кроме того, все гидравлические компоненты, уплотнения и шланги должны быть очищены от остатков старой рабочей жидкости. Неправильное проведение работ может полностью вывести гидропривод из строя.

## 2.24. Образование шлама

Рабочая жидкость и введенные в нее присадки не должны разлагаться в течение всего времени эксплуатации и на должны приводить к образованию шлама (эффект залипания).

## 2.25. «Дружественное» по отношению к оператору обслуживание

Высокие затраты на обслуживание требуют рабочие жидкости, которые, например, после длительного простоя должны быть тщательно перемешаны перед последующей эксплуатацией. Рабочие жидкости, у которых присадки быстро теряют свои свойства, должны чаще подвергаться химической и / или физической проверке.

Проверка рабочих жидкостей должна производиться наиболее простым способом. В сомнительных случаях поставщики рабочих жидкостей и фильтров могут произвести анализ проб и принять решение о целесообразности замены рабочей жидкости.

## 2.26. Экологическая допустимость

Наилучшим способом защиты окружающей среды при эксплуатации гидроприводов являются их квалифицированное конструирование, правильные сборка, эксплуатация и техобслуживание.

Применение экологически чистых жидкостей не является заменой вышеуказанных мероприятий.

Экологически чистые рабочие жидкости должны удовлетворять следующим требованиям:

- Хорошая биологическая способность к разложению
- Легкость утилизации
- Нетоксичность для рыб
- Нетоксичность для бактерий
- Отсутствие водозагрязнения
- Отсутствие загрязнения пищевых продуктов
- Отсутствие загрязнения пищи для скота
- Отсутствие раздражения кожи и слизистой оболочки в результате воздействия рабочих жидкостей в твердом, жидком илигазообразном состоянии
- Отсутствие запаха или, по крайней мере, приятный запах.

До сих пор не существуют нормативные документы или законодательные акты, устанавливающие свойства «экологически безвредных» (или лучше — «экологически приемлемых») рабочих жидкостей.

## 2.27. Цены и доступность

В основном должны применяться рабочие жидкости, сравнительно недорогие и широко распространенные. Это особенно важно для областей применения гидроприводов, не являющихся промышленными.

Трудно дать полную оценку таким жидкостям. Выбор рабочей жидкости с экономической точки зрения может быть осуществлен только после анализа эксплуатационных расходов и последующих затрат. Важно иметь информацию о физических и химических свойствах рабочих жидкостей, чтобы при разработке конструкции, замене или ремонте избегать ошибок.

## 3. Обзор типовых гидравлических жидкостей

| Гидравлическое масло на основе минерального | WGK | Трудно воспламеняющиеся рабочие жидкости | WGK | Экологически чистые рабочие жидкости | WGK | Специальные рабочие жидкости | WGK |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| DIN 51524, часть 1 Гидравлическое масло HL<br>Рабочая жидкость на базе минерального масла с присадками для повышения коррозионной защиты и сопротивляемости старению | 2 | Чистая вода | 0 | Базовые жидкости | | Синтетические масла | |
| | | **Типы HFA (95/5)** | | Растительные масла (HTG) (триглицериды) | 0-1 | (например, поли-α олефины и гликоли) | |
| | | HFA-E (эмульсия) | 3 | Полигликоль (HPG) | 0-1 | Авиационные рабочие жидкости | |
| | | HFA-M (микроэмульсия) | 3 | | | | |
| DIN 51524, часть 2 Гидравлическое масло HLP<br>Как масло HL, однако имеет дополнительные присадки для уменьшения задирного износа в зоне полусухого трения | 2 | HFA-S (раствор) | 0-1 | Синтетический эфир (HE) | 0-1 | Жидкости, совместимые с прокатными маслами и т.д. | |
| | | HFA-V (концентрированный)<br>80% $H_2O$ + 20% концентрат | ~1 | | | | |
| DIN 51524, часть 2 Гидравлическое масло HLP-D<br>Как масло HLP, однако имеет дополнительные диспергирующие и моющие присадки. В отличие от масел HLP нет никаких требований к величине воздухо- и водоотдачи | 3 | **HFB (эмульсии вода в масле)**<br>40% $H_2O$ + 60% минеральное масло | 3 | | | | |
| | | **HFC (водный гликоль)**<br>40% $H_2O$ + 60% гликоль | 0-1 | | | | |
| | | HFD-R (фосфатный эфир) | 1-(2) | | | | |
| | | **HFD-U (другие комбинации)**<br>(в основном полиэфир) | ~1 | | | | |
| DIN 51524, часть 1 Гидравлическое масло HLP<br>Как масло HLP, однако имеет дополнительные присадки для улучшения соотношения вязкость-температура | 2 | | | | | | |

Таблица 3.2. *Рабочие жидкости и их класс водозагрязнения (WGK)*

| WGZ Показатель водозагрязнения | От 0 до 1,9 | От 2 до 3,9 | От 4 до 5,9 | > 6 |
|---|---|---|---|---|
| WGK Класс водозагрязнения | 0 | 1 | 2 | 3 |
| Примечание | В основном не загрязняет воду | Слабо загрязняет воду | Загрязняет воду | Сильно загрязняет воду |

Таблица 3.3. *Показатели и классы водозагрязнения*

## 4. Пример выбора подходящих гидравлических компонентов

Цеховая крановая установка должна иметь гидропривод ходовой части и гидравлическую лебедку. Для разгрузки грузовых автомобилей кран должен иметь возможность выезда из помещения. Режим эксплуатации крана — непрерывный.

Для данного случая применения необходимо учитывать температурный диапазон:

- температура окружающей среды от – 10 до + 40 °C
- температура рабочей жидкости от 0 до + 60 °C.

Из имеющейся номенклатуры рабочих жидкостей должна применяться жидкость с индексом ISO VG32.

Из Рис. 3.2 для жидкости VG32 можно определить вязкость для указанных температур рабочей жидкости:

- при 0 °C = 300 мм²/с
- при + 60 °C = 15 мм²/с

Для выбора подходящих гидравлических компонентов величины требуемых температуры и вязкости необходимо сравнить с данными в каталогах гидравлических компонентов и выбрать в соответствии с возможностью применения.

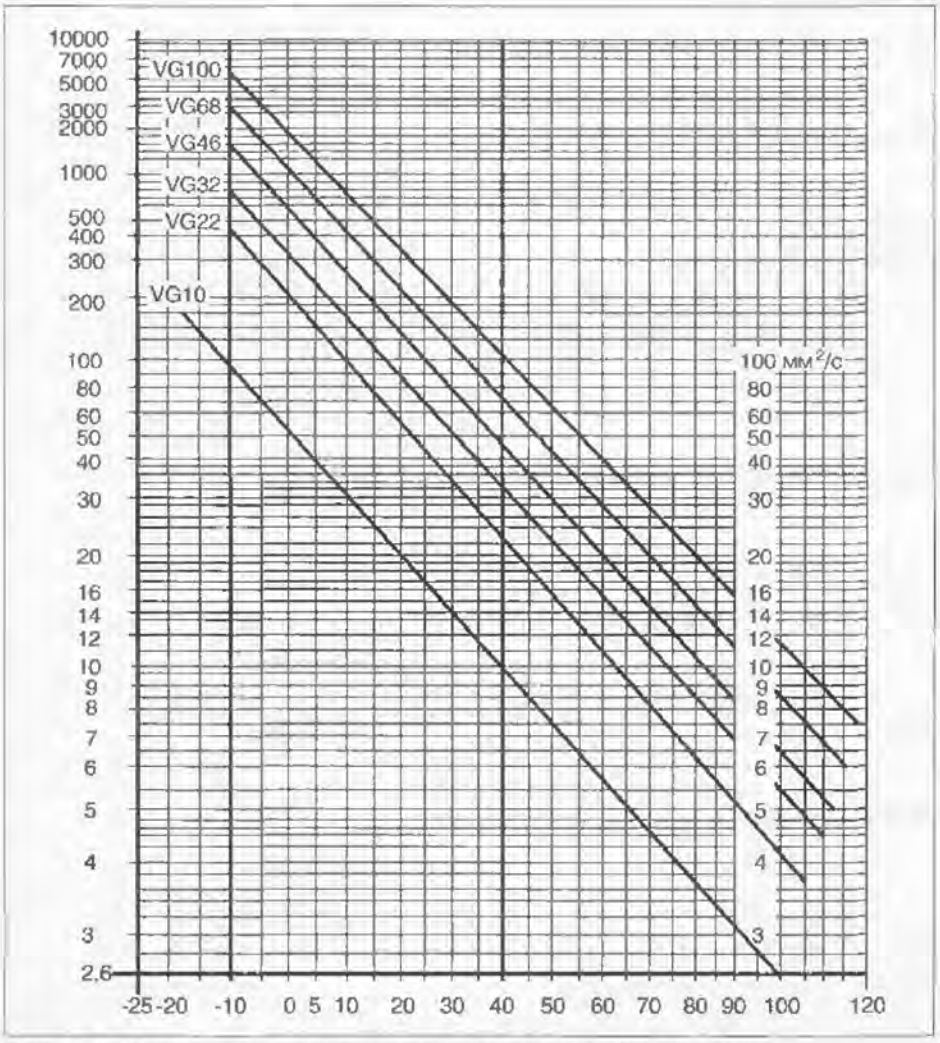



Рис. 3.2. *Диаграмма зависимости вязкости от температуры*

## 4.1. Диапазон температур и вязкостей жидкостей для различных гидравлических компонентов

Предельные каталожные значения температур и вязкостей рабочих жидкостей для некоторых гидравлических компонентов приведены в таблице 3.4. В результате сравнения этих значений с эксплуатационными требованиями была сделана попытка оценки возможных областей применения.

## 4.2. Оценка

Предварительные оценки, приведенные в таблице 3.4, показывают, что существуют ограничения только по пластинчатым насосам.

При проектировании или замене гидрооборудования необходимо произвести подобную оценку пригодности. При этом необходимо принять во внимание, что в каталогах на конкретные изделия возможно указание дополнительных ограничений или наоборот — расширение интервалов при условии соблюдения определенных эксплуатационных параметров (например, давления, частоты вращения).

| Компоненты | Допустимая температура рабочей жидкости, °C | Допустимая вязкость рабочей жидкости, мм²/с | Оценка возможностей применения |
|---|---|---|---|
| Шестеренный насос | -15 до +80 | 10 до 300 | Границы применения соответствуют требованиям |
| Пластинчатый насос (регулируемый) | -10 до +70 | 16 до 160 | • Интервал температур достаточен<br>• Диапазон значений вязкости недостаточен, поэтому пластинчатые насосы в данном случае не могут применяться |
| Аксиально-поршневой насос (регулируемый) | -25 до +90 | 10 до 1000 | Границы применения лежат за пределами требований |
| Обратный клапан | -30 до +80 | 2,8 до 500 | |
| Гидрораспределитель | -30 до +80 | 2,8 до 500 | |
| Гидроклапан давления | -30 до +80 | 10 до 800 | |

Таблица 3.4. *Допустимые значения температуры и вязкости рабочих жидкостей, применяемых в отдельных компонентах*

**Заметки**

Глава 4

# Насосы

## 1. Введение

Насосы преобразуют механическую энергию (крутящий момент, частоту вращения) в гидравлическую энергию (объемный расход, давление).

При выборе типа насоса необходимо принимать во внимание следующие критерии:

– тип рабочей (эксплуатационной) жидкости,

– требуемый диапазон рабочих давлений,

– ожидаемое значение интервала частот вращения,

– значения минимальной и максимальной рабочих температур,

– наибольшее и наименьшее значения вязкостей,

– удобство установки (подключение трубопроводов и т.п.),

– вид привода (сцепление и т.п.),

– ожидаемый срок службы,

– максимальный уровень шума,

– доступность сервисного обслуживания,

– возможную указанную максимальную стоимость.

Данное перечисление можно было бы продолжить. Многообразие требований, тем не менее, показывает, что не каждый насос оптимально соответствует всем указанным критериям, поэтому существует целый ряд различных конструктивных исполнений. Общее у всех типов заключается в том, что они функционируют по принципу вытеснения жидкости. Во время работы внутри насоса образуются механически изолированные камеры, в которых рабочая жидкость перемещается из полости всасывания (соединена со всасывающей линией) в полость нагнетания (соединена с напорной линией). Поскольку между полостями всасывания и нагнетания не существует прямого соединения, насосы, функционирующие по принципу вытеснения жидкости (объемные насосы), очень хорошо приспособлены для работы в условиях высокого давления в гидросистеме. Таким образом, они идеальны для применения в гидроприводах.

## 2. Конструктивные исполнения

Ниже представлены основные типы конструктивных исполнений объемных насосов.

### 2.1. Шестеренные насосы наружного зацепления

Рабочий объем образуется между кромками шестерен и стенками корпуса

$$V = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi \qquad (1)$$

$m$ – модуль
$z$ – число зубьев
$b$ – ширина зуба шестерни
$h$ – высота зуба шестерни

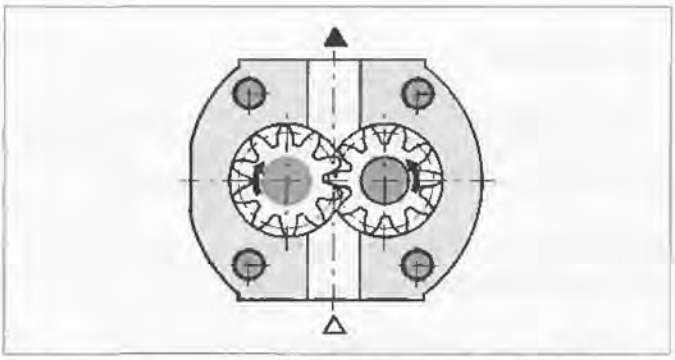


Рис. 4.1. *Шестеренный насос наружного зацепления*

### 2.2. Шестренные насосы внутреннего зацепления

Рабочий объем образуется между кромками шестерен, стенками корпуса и разделителем

$$V = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi \qquad (2)$$

$m$ – модуль
$z$ – число зубьев внутренней шестерни
$b$ – ширина зуба шестерни
$h$ – высота зуба шестерни

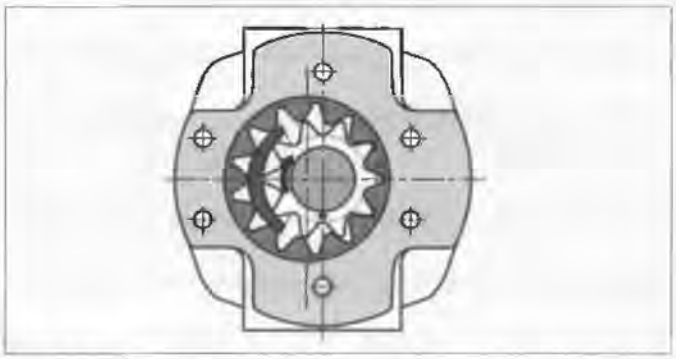


Рис. 4.2. *Шестеренный насос внутреннего зацепления*

### 2.3. Героторные насосы

Ротор, совершающий планетарное движение, имеет на один зуб меньше, чем статор с внутренними зубцами

$$V = z \cdot (A_{max} - A_{min}) \cdot b \qquad (3)$$

$z$ – число зубьев ротора
$b$ – ширина зуба
$A$ – площадь межзубьевой камеры

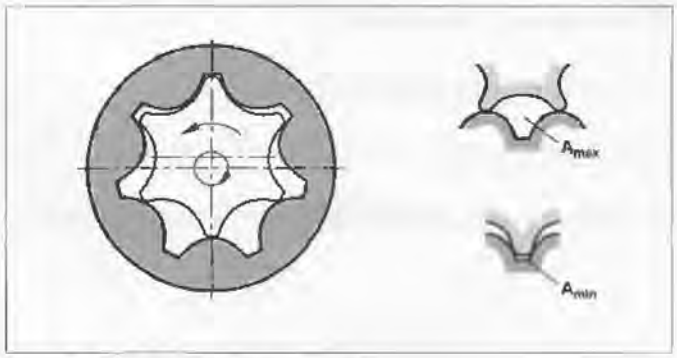



Рис. 4.3. *Героторный насос*

### 2.4. Роторно-винтовые насосы

Рабочий объем образуется между винтами и корпусом

$$V = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot s - D^2 \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{2}\right) s \qquad (4)$$

где $\cos\alpha = \frac{D+d}{2D}$

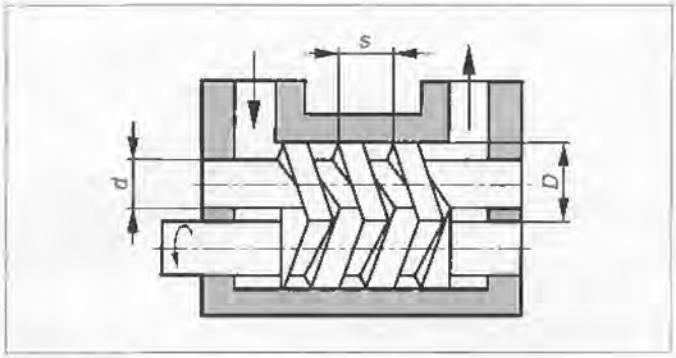



Рис. 4.4. *Роторно-винтовой насос*

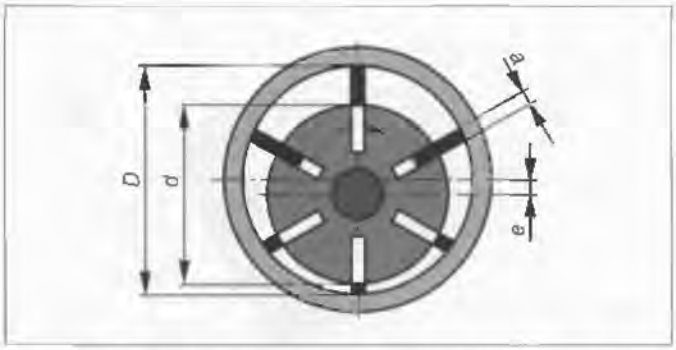



Рис. 4.5. *Пластинчатый насос одинарного действия*

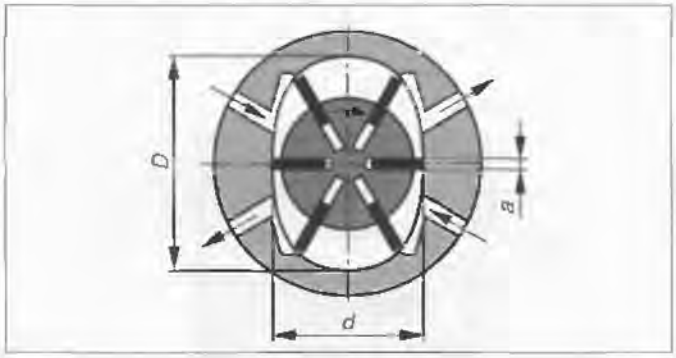



Рис. 4.6. *Пластинчатый насос двойного действия*

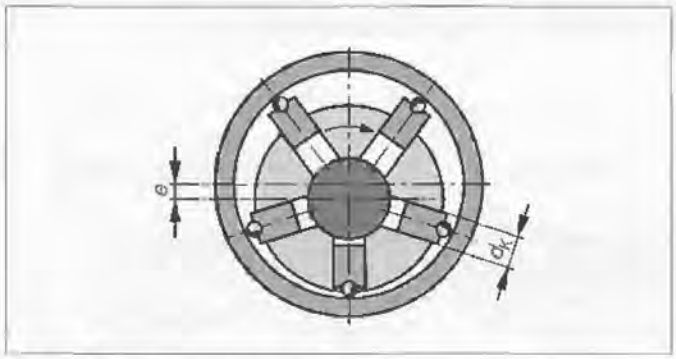



Рис. 4.7. *Радиально-поршневой насос*

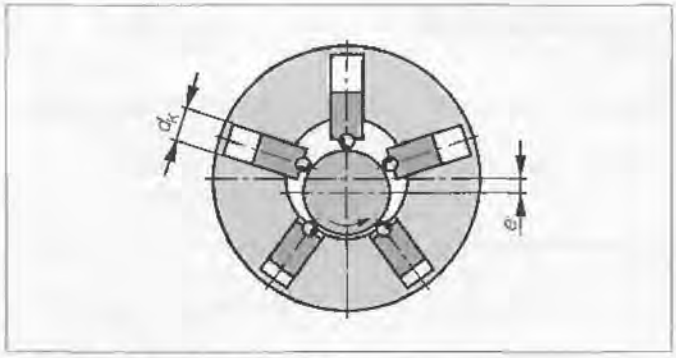



Рис. 4.8. *Радиально-поршневой насос*

## 2.5. Пластинчатый насос одинарного действия

Рабочий объем образуется между цилиндрическим статором, ротором и пластинами

$$V = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot e \cdot D \qquad (5)$$

$b$ – ширина пластин

## 2.6. Пластинчатый насос двойного действия

Благодаря овальной форме статора образуются две зоны нагнетания за один оборот вала

$$V = \frac{\pi \cdot b(D^2 - d^2)}{2} \qquad (6)$$

$b$ – ширина пластин

## 2.7. Радиально-поршневой насос с эксцентричным ротором

Поршни совершают возвратно-поступательное движение в роторе с ходом, равным удвоенному эксцентриситету $e$

$$V = \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2e \cdot z \qquad (7)$$

$z$ – число поршней

## 2.8. Радиально-поршневой насос с эксцентричным валом

Вращающийся эксцентриковый вал заставляет поршни совершать возвратно-поступательное движение

$$V = \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2e \cdot z \qquad (8)$$

$z$ – число поршней

## 2.9. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком

В зависимости от угла наклона блока поршни при вращении вала совершают возвратно-поступательное движение

$$V = \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2 r_h \cdot z \cdot \mathrm{tg}\alpha \qquad (9)$$

$z$ – число поршней

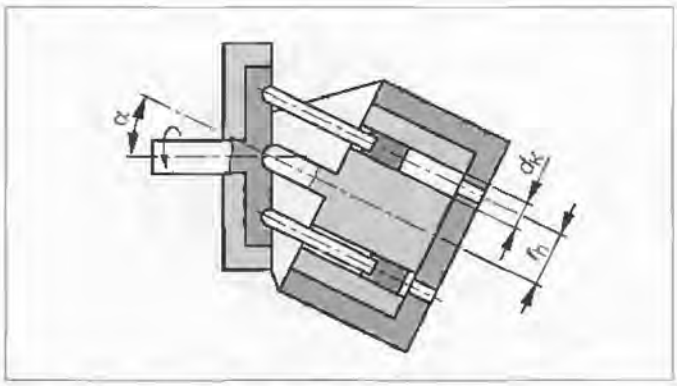



Рис. 4.9. *Аксиально-поршневой насос*

## 2.10. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском

Поршни опираются на вращающийся диск, угол наклона которого определяет величину хода поршней

$$V = \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2 r_h \cdot z \cdot \mathrm{tg}\alpha \qquad (10)$$

Пластинчатые и поршневые насосы поставляются в нерегулируемом или регулируемом исполнениях; шестеренные насосы — только в нерегулируемом.

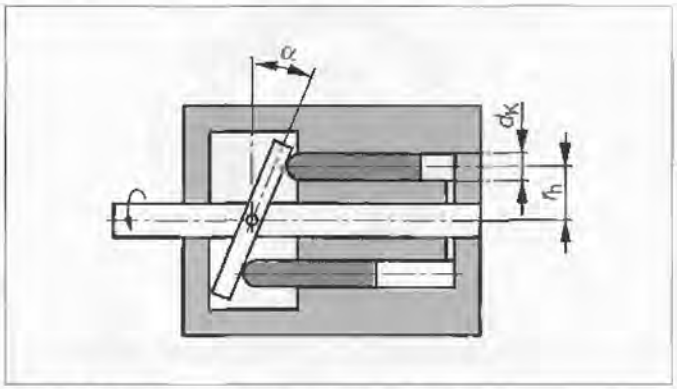



Рис. 4.10. *Аксиально-поршневой насос*


Рис. 4.11. *Конструктивные исполнения насосов*

## 3. Критерии выбора

Во вступлении был приведен целый ряд критериев, которые должны рассматриваться при выборе типа насоса. Таблица 4.1 представляет собой обзор отличительных особенностей различных конструкций насосов.

Оценка выставляется по следующей системе:

1 – очень хорошо / очень много

2 – хорошо / много

3 – средне

4 – посредственно

| Критерии | Типы | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | AZP | IZP | ZRP | SSP | FZPE | FZPD | RKPI | RKPA | AKPSA | AKPSS |
| Применяемый диапазон скоростей | 1 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Применяемый диапазон давлений | 2 | 2 | 3 | 3 | 3 | 3 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Диапазон вязкостей | 1 | 2 | 3 | 1 | 3 | 3 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Максимальный уровень шума | 4 | 1 | 2 | 1 | 2 | 2 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Срок службы | 3 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Цена | 1 | 2 | 2 | 3 | 2 | 2 | 3 | 3 | 3 | 3 |

Шестеренный насос наружного зацепления = AZP
Шестеренный насос внутреннего зацепления = IZP
Героторный насос = ZRP
Роторно-винтовой насос = SSP
Пластинчатый насос одинарного действия = FZPE
Пластинчатый насос двойного действия = FZPD
Радиально-поршневой насос с эксцентричным валом = RKPI
Радиально-поршневой насос с эксцентричным ротором = RKPA
Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком = AKPSA
Аксиально-поршневой насос с наклонным диском = AKPSS

Таблица 4.1. *Оценка насосов.*

Оценки следует рассматривать как сравнительные по отношению к другим конструкциям. Поскольку оценка критериев выбора зависит от области применения, таблица может рассматриваться как вспомогательное средство для оценки таких показателей, как, например, срок службы или уровень шума по сравнению с другими типами.

## 4. Функциональное описание

### 4.1. Роторно-винтовые насосы

Как и шестеренные насосы внутреннего зацепления, роторно-винтовые насосы отличаются особенно низким уровнем шума, поэтому они используются, например, в гидравлических установках театров или оперных залов.

Роторно-винтовые насосы имеют в корпусе два или три ротора.

Ротор с правой резьбой, соединенный с приводным двигателем, передает вращение на другие роторы, имеющие левую резьбу.

При этом образуется замкнутый промежуток между винтовыми поверхностями роторов, который передвигается без изменения величины объема от всасывающего отверстия к напорному.

Таким образом, обеспечивается равномерная, почти без пульсаций подача насоса и, следовательно, — его малошумная работа.

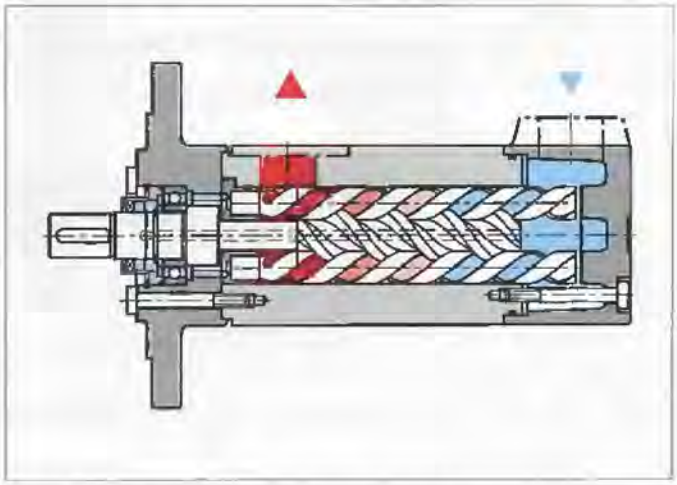


Рис. 4.12. *Роторно-винтовой насос*

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 15 до 3500 см³

Рабочее давление до 200 бар

Диапазон частот вращения 1000...3500 мин⁻¹

## 4.2. Шестеренные насосы наружного зацепления

Шестеренные насосы наружного зацепления широко применяются в гидроприводах мобильных машин.

Причиной этого являются конструктивные особенности данного типа:

- относительно высокое давление при небольшом весе,
- низкая цена,
- широкий диапазон частот вращения,
- широкий диапазон температур / вязкости.

Рис. 4.14. *Шестеренные насосы наружного зацепления*

### 4.2.1. Принцип действия

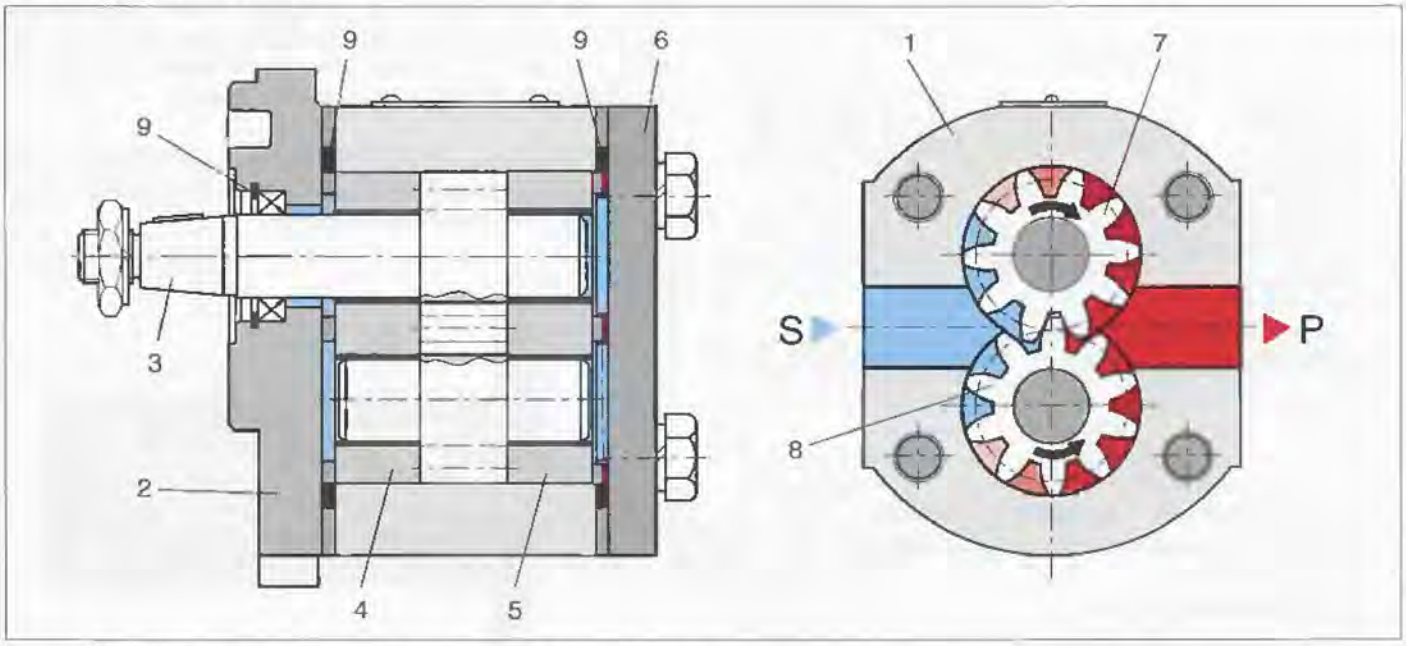



Рис. 4.13. *Шестеренный насос наружного зацепления*

Шестерня (*7*) через муфту соединена с приводным двигателем (электрическим, дизельным и т.д.). Шестерни (*7*) и (*8*) позиционируются с помощью подшипниковых блоков (*4*) и (*5*) таким образом, что при вращательном движении зацепляются с минимальным зазором.
Камеры вытеснения образуются между кромками зубьев, внутренней поверхностью и торцами подшипниковых блоков (*4* и *5*).
В этих камерах при первичном запуске в эксплуатацию находящийся во всасывающем трубопроводе воздух перемещается из линии всасывания *S* в линию нагнетания *P*, создавая разрежение во всасывающем трубопроводе. Возрастающее разрежение заставляет рабочую жидкость подниматься из бака во всасывающий трубопровод, пока она не достигнет насоса.
После этого жидкость поступает в камеры вытеснения и через напорную линию подается в гидросистему.

Основой функционирования насоса является достаточная герметичность камер вытеснения для перемещения воздуха и рабочей жидкости.
Шестеренные насосы наружного зацепления имеют специальные уплотнения. За счет подвода давления в определенные зоны между подшипниковыми блоками (*5*) и боковой крышкой (*6*) обеспечивается осевой поджим блоков к торцам шестерен с силой, пропорциональной рабочему давлению. Это позволяет минимизировать объемные утечки в насосе.

**Основные параметры**

Рабочий объем от 0,2 до 200 см$^3$

Максимальное давление до 300 бар (в зависимости от габарита)

Частота вращения 500...6000 мин$^{-1}$

## 4.3. Шестеренные насосы внутреннего зацепления

Отличительной особенностью шестеренных насосов внутреннего зацепления является чрезвычайно низкий уровень шума, поэтому они находят применение прежде всего в стационарных машинах (прессах, установках по производству полимеров, станках и т.п.), а также в мобильных установках, работающих в закрытых помещениях (электропогрузчики и т.п.).

Рис. 4.15. *Шестеренные насосы внутреннего зацепления*

Это обстоятельство определяет исключительную малошумность насоса и отличные всасывающие характеристики.

В области серповидного разделителя жидкость переносится без изменения объема камер.

В области нагнетания объемы межзубьевых камер уменьшаются, и жидкость вытесняется в напорную линию.

При зацеплении зубьев позитивно сказывается их специальная форма, при которой практически не имеется запираемых объемов (как это имеет место в насосах с наружным зацеплением, в которых при сжатии масла в этих объемах возникают пульсации давления и шум), что также способствует снижению шума.

Шестеренные насосы внутреннего зацепления показанного здесь конструктивного исполнения в значительной степени избавлены от пульсаций давления и в этой связи генерируют минимальный уровень шума.

### 4.3.1. Принцип действия

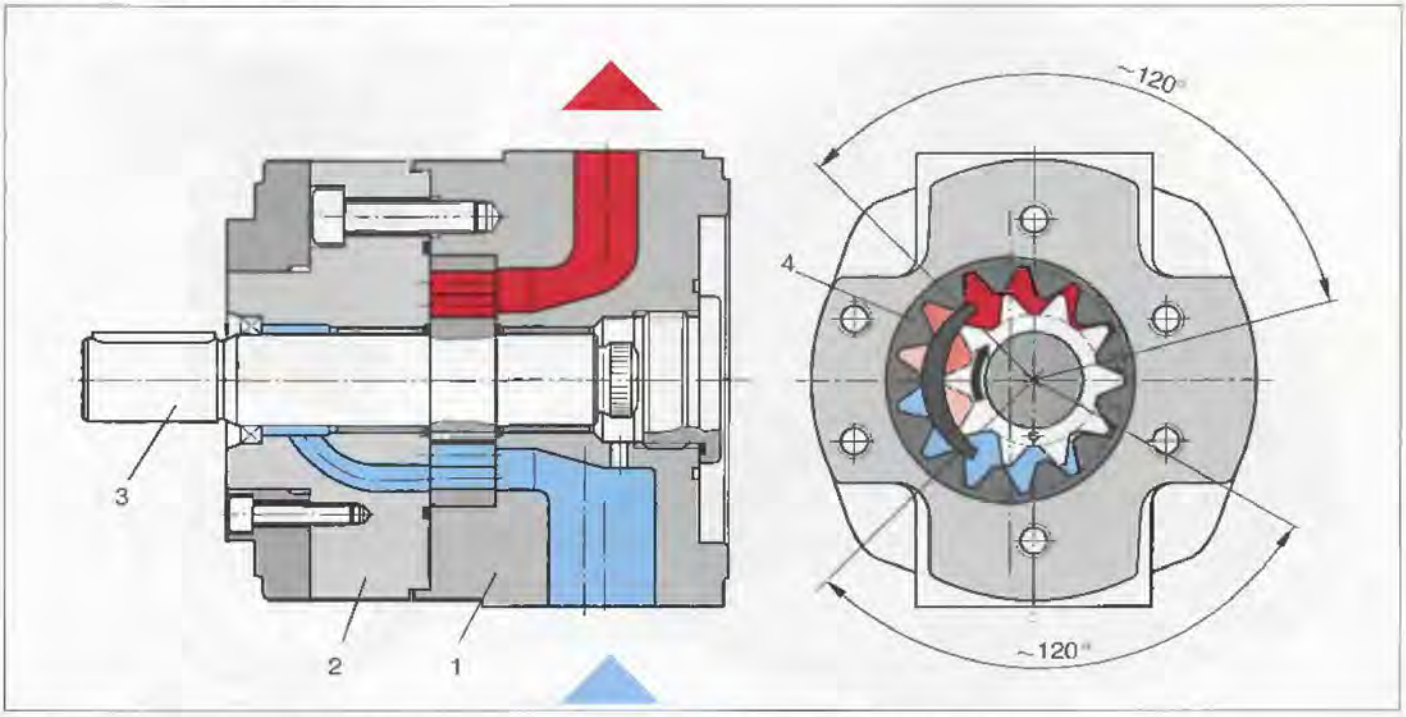



Рис 4.16. *Шестеренный насос внутреннего зацепления*

Вращающийся зубчатый ротор соединен с приводным двигателем и зацепляется с полым зубчатым колесом. Снизу (на рисунке) объем межзубьевых камер увеличивается, и насос «всасывает».

Это происходит на угле поворота 120°, поэтому объем заполняется относительно медленно.

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 3 до 250 см³

Рабочее давление до 300 бар (в зависимости от типоразмера)

Частота вращения 500...3000 мин⁻¹ (в зависимости от типоразмера)

## 4.4. Радиально-поршневые насосы

Для областей применения, связанных с высоким давлением (свыше 400 бар), применяются радиально-поршневые насосы. В прессах, установках по обработке полимеров, зажимных устройствах станков и во многих других областях применения требуются значения рабочего давления до 700 бар. Только радиально-поршневые насосы способны длительно работать при столь высоких давлениях.

Радиально-поршневой насос с клапанным распределением и внутренней опорой поршней (с эксцентричным валом) функционирует следующим образом.

Приводной вал (*1*) в зоне качающих узлов (*2*) имеет эксцентрическую шейку. Каждый качающий узел содержит поршень (*3*), буксу (*4*), сферическую головку (*5*), нажимную пружину (*6*), всасывающий (*7*) и напорный (*8*) клапаны.

Сферическая головка закреплена в корпусе (*9*). Поршень через цилиндрическую опорную поверхность опирается на эксцентрическую шейку вала, причем постоянный контакт обеспечивается пружиной (*6*), которая также обеспечивает контакт между деталями (*4*) и (*5*).

Рис. 4.18. *Радиально-поршневые насосы*

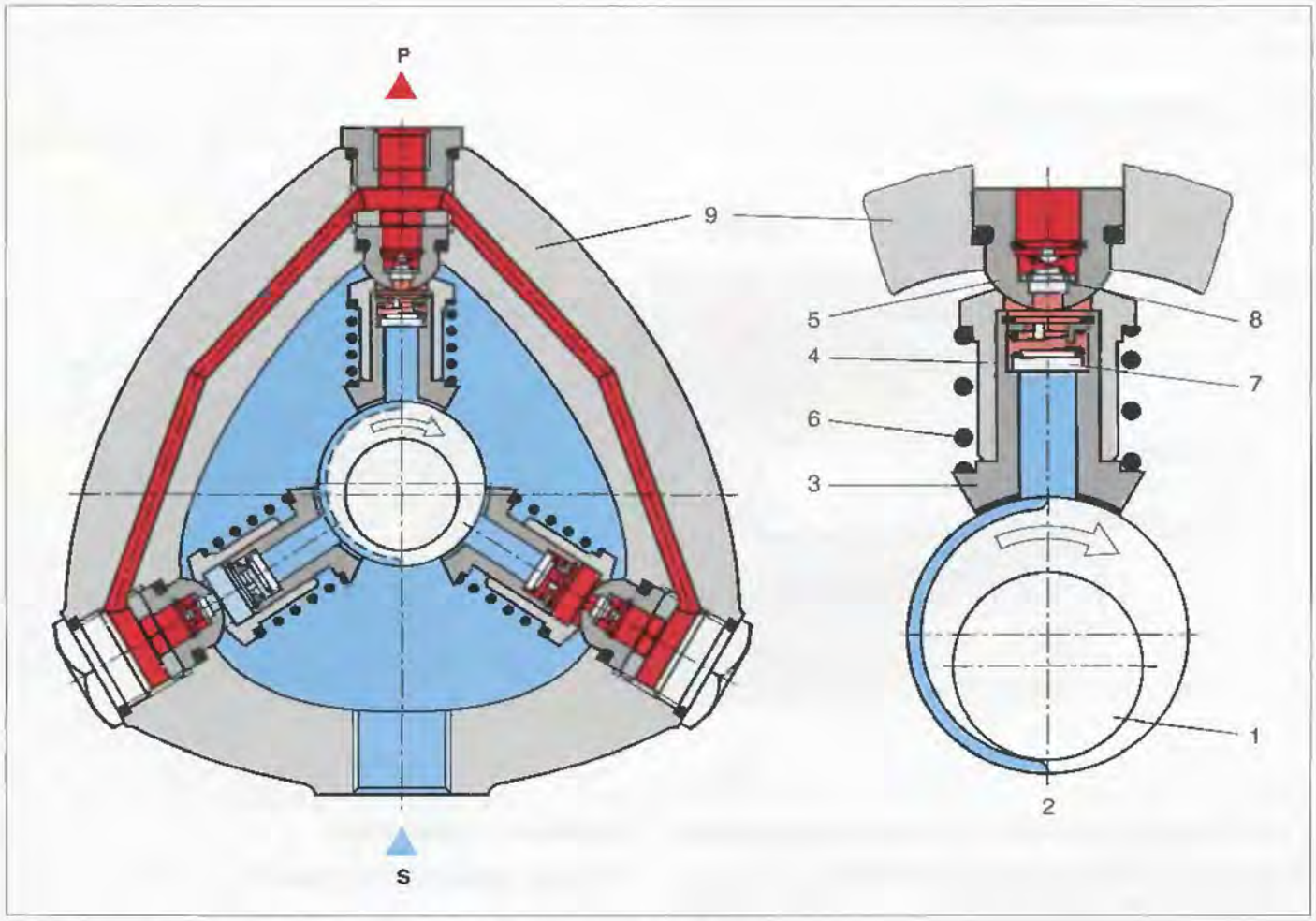



Рис. 4.17. *Радиально-поршневой насос с эксцентричным валом*

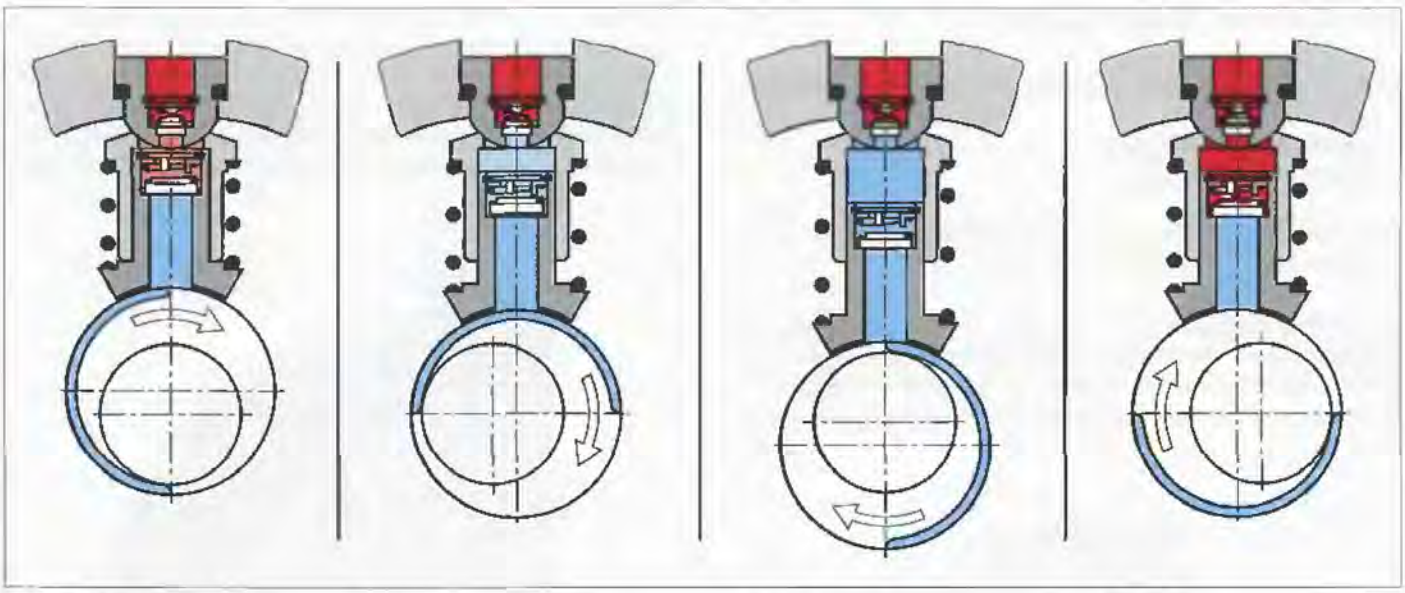


Рис. 4.19. Фаза 1
Поршень находится в верхней мертвой точке. Объем рабочей камеры минимален. Оба клапана закрыты.

Фаза 2
Поршень перемещается в направлении оси вала. Объем рабочей камеры увеличивается, открывается всасывающий клапан, и жидкость через канавку на поверхности эксцентрика поступает в рабочую камеру.

Фаза 3
Поршень находится в нижней мертвой точке. Объем рабочей камеры максимален. Оба клапана закрыты.

Фаза 4
Поршень перемещается в направлении сферической головки. Жидкость в рабочей камере сжимается и открывается напорный клапан в сферической головке. Жидкость под давлением поступает в круговой канал, соединяющий качающие узлы насоса.

Радиально-поршневые насосы, как правило, имеют нечетное число качающих узлов, поскольку в этом случае наложение объемных потоков, подаваемых отдельными узлами, позволяет получить минимальную пульсацию суммарного потока рабочей жидкости на выходе из насоса.

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 0,5 до 100 см$^3$

Максимальное давление до 700 бар
(в зависимости от габарита)

Частота вращения 1000...3000 мин$^{-1}$
(в зависимости от габарита)

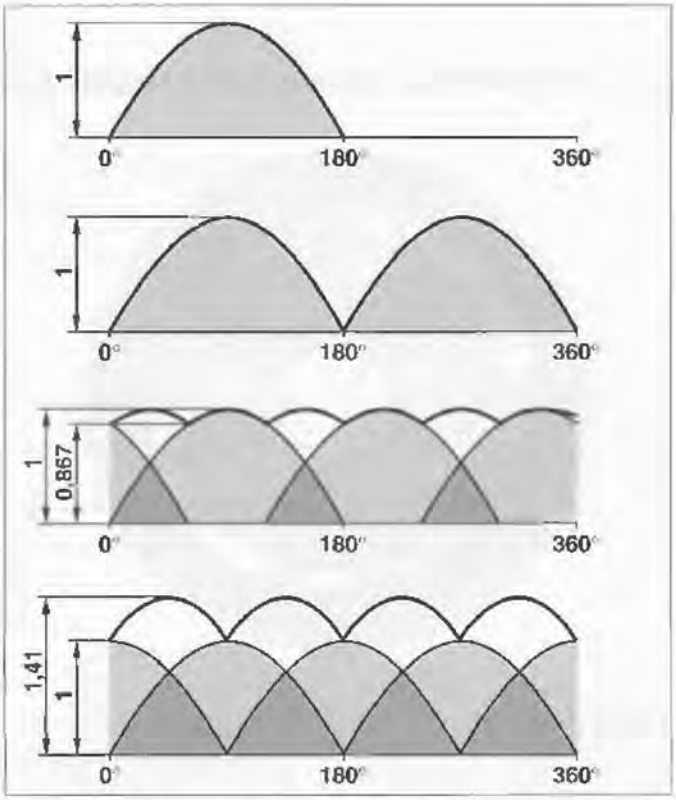



Рис. 4.20. *Пульсации объемного потока у радиально-поршневых насосов с 1, 2, 3 и 4-мя качающими узлами*

## 4.5. Пластинчатые насосы

Обычно применяются два типа пластинчатых насосов:

– одинарного действия
– двойного действия.

Обе конструкции имеют одинаковые основные узлы, они состоят из ротора и пластин.

Пластины в роторе могут перемещаться в радиальном направлении. Различие между двумя указанными типами заключается в форме внутренней поверхности статора, которая ограничивает перемещение пластин.

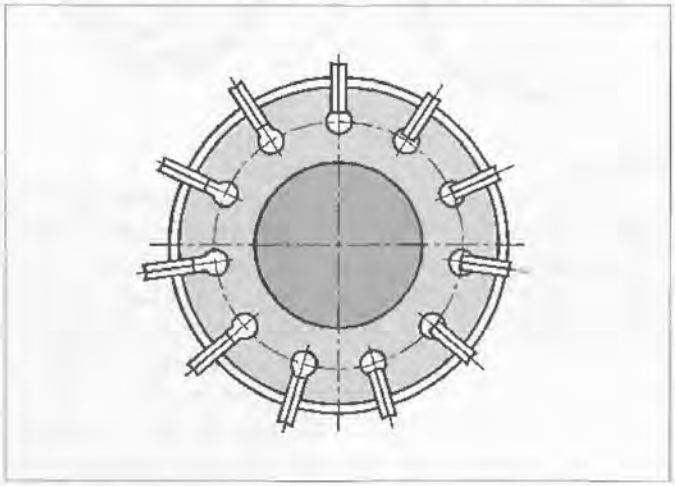


Рис. 4.21. *Основной комплект пластинчатого насоса, содержащий ротор и пластины*

### 4.5.1. Пластинчатые насосы двойного действия

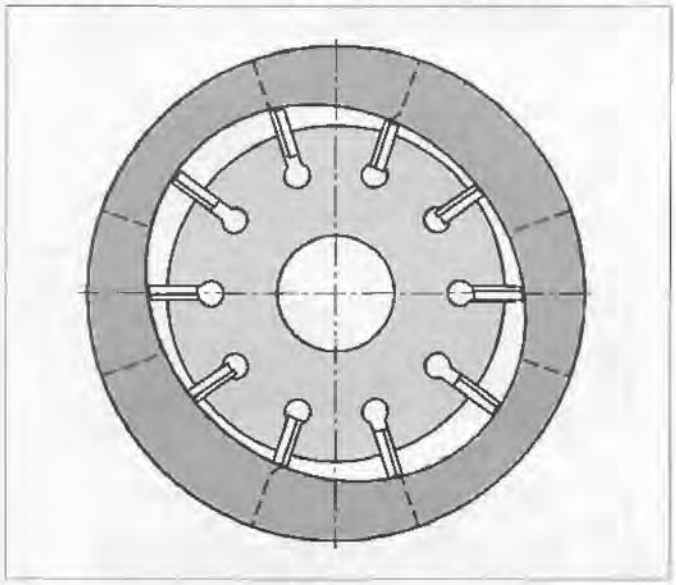


Рис. 4.22

Кольцо или статор имеет внутреннюю поверхность овальной формы. Благодаря этому каждая пластина за один оборот вала осуществляет два такта. Камеры вытеснения образуются ротором, двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора и боковыми распределительными дисками.

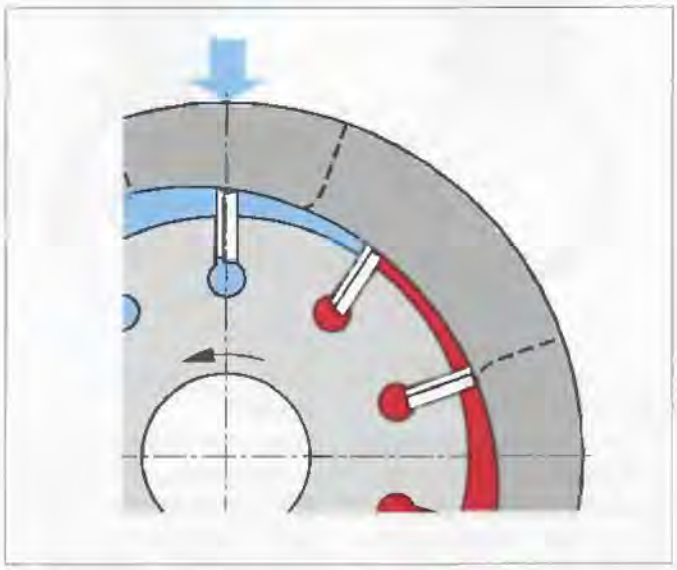


Рис. 4.23

В зоне с наименьшим зазором между ротором и статором (Рис. 4.23) объем камеры вытеснения (рабочей камеры) минимальный. Поскольку пластины постоянно прижимаются к внутренней поверхности статора, обеспечивается достаточная герметизация каждой из камер. При дальнейшем повороте объем камеры увеличивается и в ней возникает разрежение. В этот момент рабочая камера через прорези бокового распределительного диска соединена с всасывающей линией, и жидкость поступает в рабочую камеру.

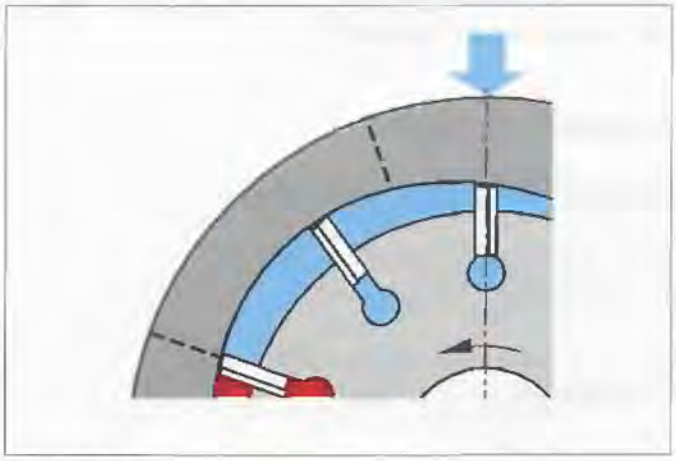


Рис. 4.24

Максимальный объем рабочей камеры достигнут (Рис. 4.24), и ее соединение с всасывающей линией прерывается.

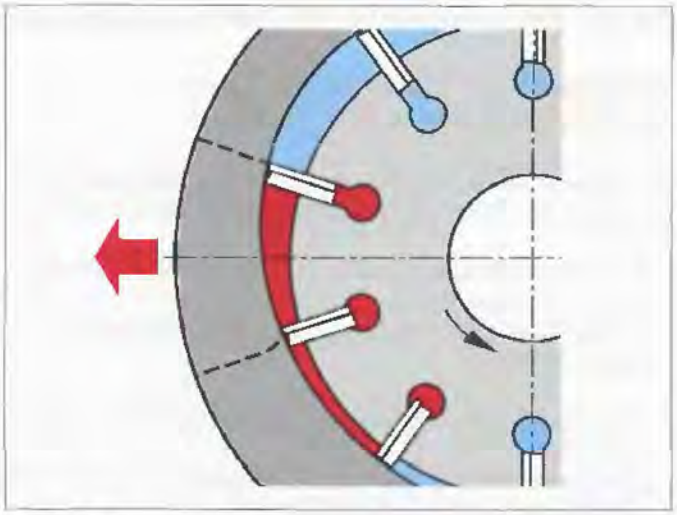


Рис. 4.25

При дальнейшем повороте ротора объем рабочей камеры уменьшается (Рис. 4.25). Через прорезь бокового распределительного диска рабочая жидкость направляется в напорную линию.

Этот процесс реализуется дважды на каждый оборот вала.

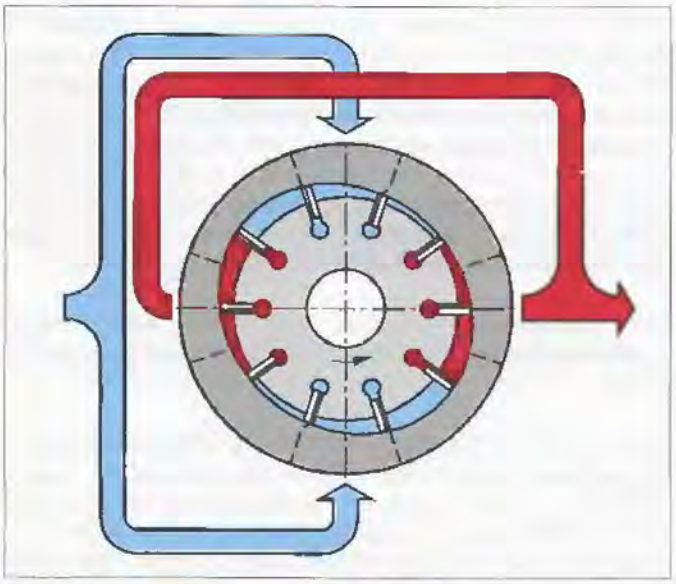


Рис. 4.26. *Пластинчатый насос двойного действия*

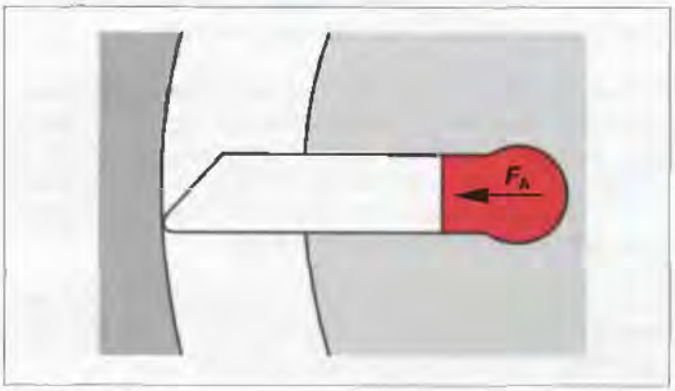



Рис. 4.27

Для обеспечения гарантированного прижима пластин к статору задние торцовые поверхности пластин в зоне нагнетания нагружаются полным рабочим давлением.

Усилие прижима пластины к статору определяется произведением рабочего давления на площадь торцовой поверхности. При определенном давлении в зависимости от смазывающих свойств жидкости возможно нарушение масляной пленки между пластиной и статором, что ведет к ускоренному износу. Для снижения прижимной силы пластинчатые насосы, работающие при давлении свыше 150 бар, комплектуются двойными пластинами.

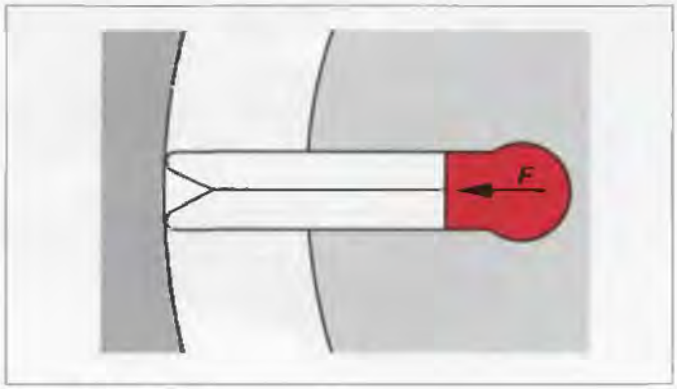



Рис. 4.28

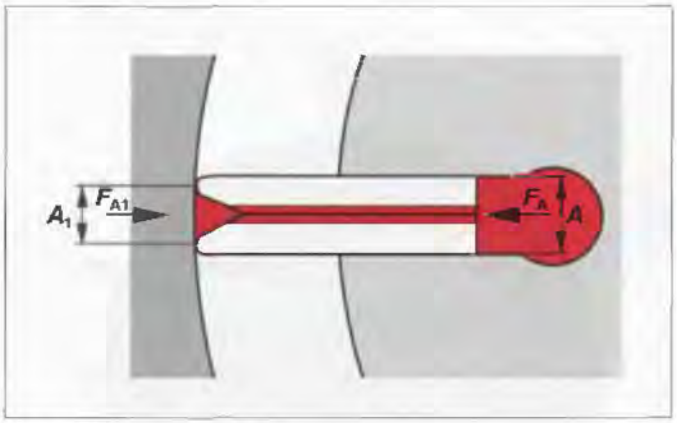



Рис. 4.29

Через фаску или канавку находящаяся под давлением жидкость из задних торцовых камер подводится в пространство между кончиками пластин, причем площадь $F_{A1}$ меньше, чем $F_A$.

В результате прижимная сила в значительной степени компенсируется.

## 4.5.2. Пластинчатые насосы одинарного действия

Здесь движение пластин ограничивается статором с цилиндрической внутренней поверхностью. За счет эксцентричного расположения статора по отношению к ротору обеспечивается изменение объемов рабочих камер. Процесс заполнения рабочей камеры (всасывание) и вытеснения (нагнетание) в принципе идентичен процессу для пластинчатых насосов двойного действия.

Рис. 4.30. *Пластинчатый насос*

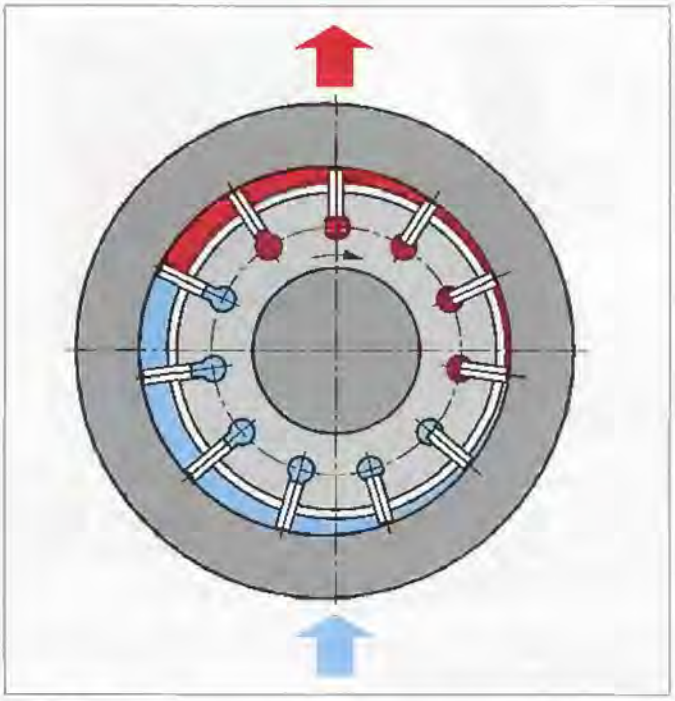


Рис. 4.31. *Пластинчатый насос одинарного действия*

### 4.5.2.1. Регулируемые пластинчатые насосы

**Регулируемые пластинчатые насосы прямого управления** (Рис. 4.32)

Для данных насосов положение статорного кольца можно изменять тремя регулирующими устройствами:

– Регулировочным винтом (*1*) ограничения максимальной подачи.
  Эксцентриситет статора напрямую определяет подачу насоса.

– Винтом (2) регулирования вертикального положения опоры.
  Изменение положения статора в вертикальном направлении напрямую определяет уровень шума и динамику насоса.

– Винтом (*3*) регулирования максимального давления.
  Величина предварительного натяжения пружины определяет максимальное значение рабочего давления.

Процесс подачи этого насоса уже был описан в разделе 4.5.2.

В зависимости от сопротивления в гидросистеме создается определенное давление, которое действует в насосе (красная зона) и нагружает внутреннюю поверхность статора (см. вектор силы $F_p$). Если разложить вектор силы на вертикальную и горизонтальную составляющие, то в результате получится сравнительно большая сила $F_v$, нагружающая винт (*2*), и небольшая сила ($F_h$), противодействующая пружине. Пока усилие пружины $F_f$ больше, чем сила $F_h$, статор остается в указанном положении максимального эксцентриситета.

Если давление в гидросистеме возрастает, сила $F_p$ увеличивается, и соответственно возрастают силы $F_v$ и $F_h$.

Если сила $F_h$ превосходит усилие пружины $F_f$, статор смещается из эксцентричного положения практически в концентричное. Уменьшение объема рабочих камер происходит до тех пор, пока подача насоса не станет практически равной нулю. При этом подача насоса равна величине внутренних утечек, а давление поддерживается на заданном уровне. Величина давления может изменяться напрямую путем регулирования натяжения пружины.

Регулируемые пластинчатые насосы с функцией нулевого хода ($Q = 0$) при достижении максимального давления всегда имеют дренажную линию из корпуса. Через эту линию отводятся внутренние утечки из зоны высокого давления (отмечена красным цветом) в корпус (синий цвет).

Сливающееся в дренажную линию масло отводит тепло, выделяющееся из-за трения, а также обеспечивает смазку внутренних частей.

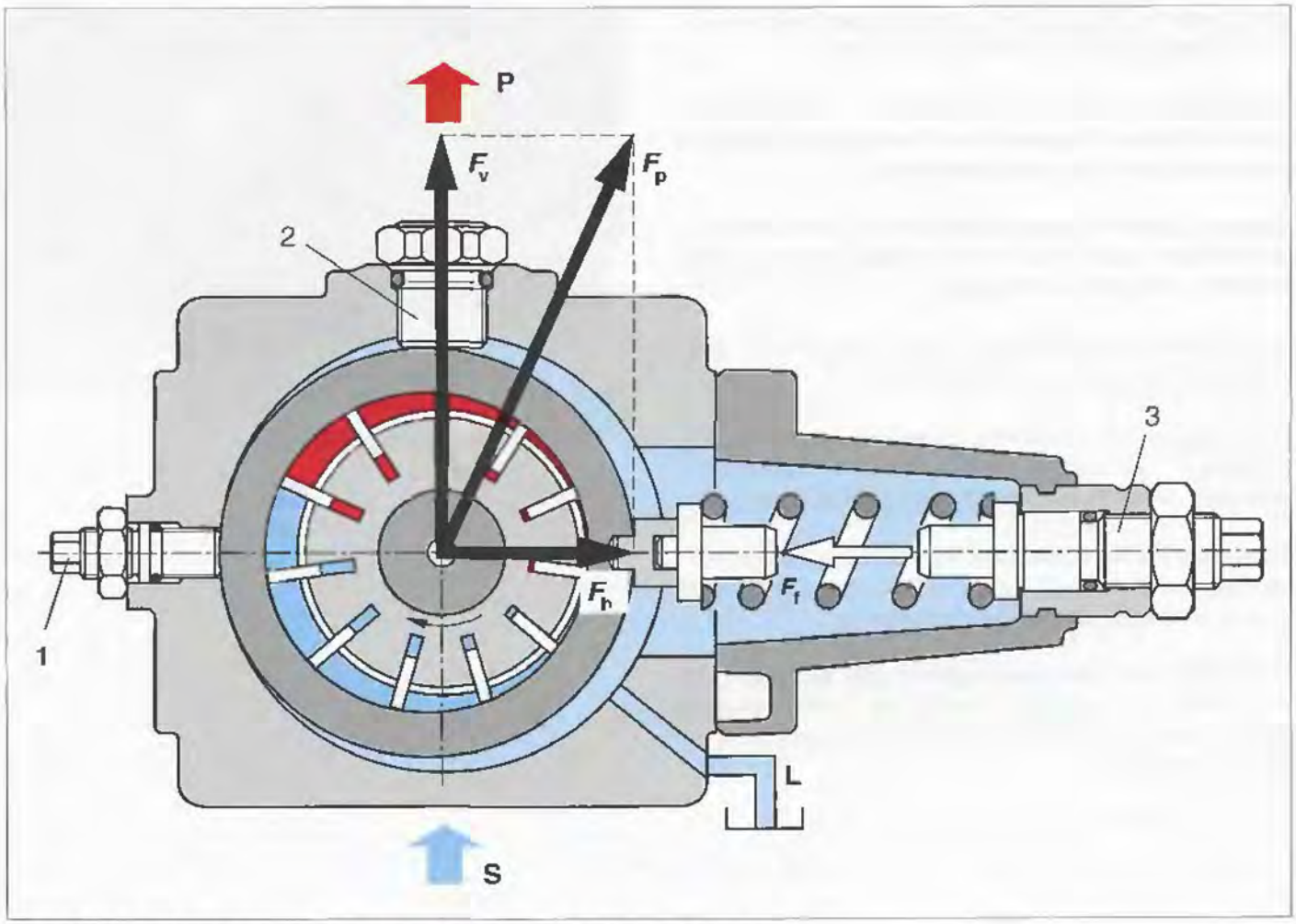



Рис. 4.32. *Регулируемый пластинчатый насос прямого управления*

**Регулируемый пластинчатый насос непрямого управления с настраиваемой подачей**

Основной принцип действия насосов идентичен насосам прямого управления; отличие заключается лишь в механизмах регулирования.

Вместо одной или двух нажимных пружин движением статора здесь управляют находящиеся под давлением установочные поршни.

Два установочных поршня имеют различные диаметры (отношение площадей 2:1).

На установочный поршень большего диаметра воздействует пружина, которая устанавливает максимальный эксцентриситет при запуске насоса.

Давление из напорной линии постоянно подводится к поршню меньшего диаметра и через регулятор *R* — к поршню большего диаметра.

Если давления, действующие на оба поршня, равны, статор находится в положении максимального эксцентриситета из-за разности площадей установочных поршней.

Рис. 4.34. *Пластинчатый насос*

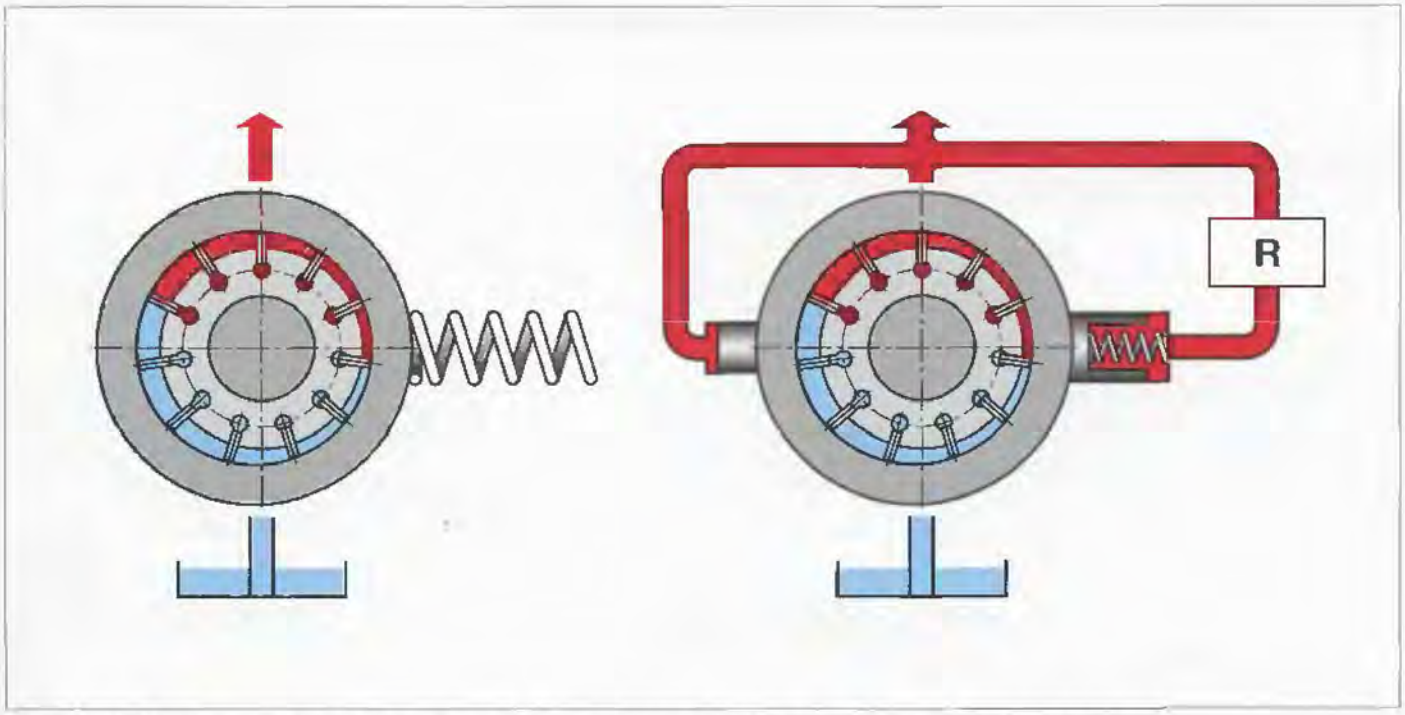



Рис. 4.33. *Регулируемые насосы: слева — прямого управления; справа — непрямого*

### 4.5.3. Принцип работы регулятора давления

Регулятор давления определяет максимальное значение давления в гидросистеме.

Требования, предъявляемые к регулятору давления:

- Высокое быстродействие
  Процессы регулирования должны происходить как можно быстрее ( от 50 до 500 мс) в зависимости от конструктивного исполнения насоса, регулятора и гидросистемы.
- Устойчивость
  Все гидросистемы с регулируемым давлением склонны в той или иной мере к колебательности, поэтому регулятор должен являться хорошим компромиссом между быстродействием и устойчивостью.
- Высокий коэффициент полезного действия
  В процессе регулирования некоторая часть подачи насоса отводится через регулятор в бак. Эта потерянная мощность должна быть минимальной и в то же время должна гарантировать достаточную динамику и устойчивость регулятора.

### 4.5.4. Конструкция регулятора давления

Регулятор давления состоит из регулирующего золотника (*1*), корпуса (*2*), пружины (*3*) и механизма настройки (*4*).

В исходном положении пружина устанавливает золотник в крайнее (левое на Рис. 4.35) положение.

Рабочая жидкость через каналы в корпусе подводится к золотнику, который имеет одно продольное отверстие и два поперечных. Специальный демпфер ограничивает поток жидкости через регулирующий золотник. В показанном положении рабочая жидкость через осевое и поперечное отверстия поступает в камеру большого установочного поршня.

Сливная линия перекрыта пояском распределительного золотника.

Рабочее давление гидросистемы воздействует на левую торцовую поверхность распределительного золотника с усилием $F_p$. Пока это усилие меньше, чем противодействующее усилие пружины $F_F$, давления в камерах установочных поршней равны, и насос остается в положении максимального эксцентриситета.

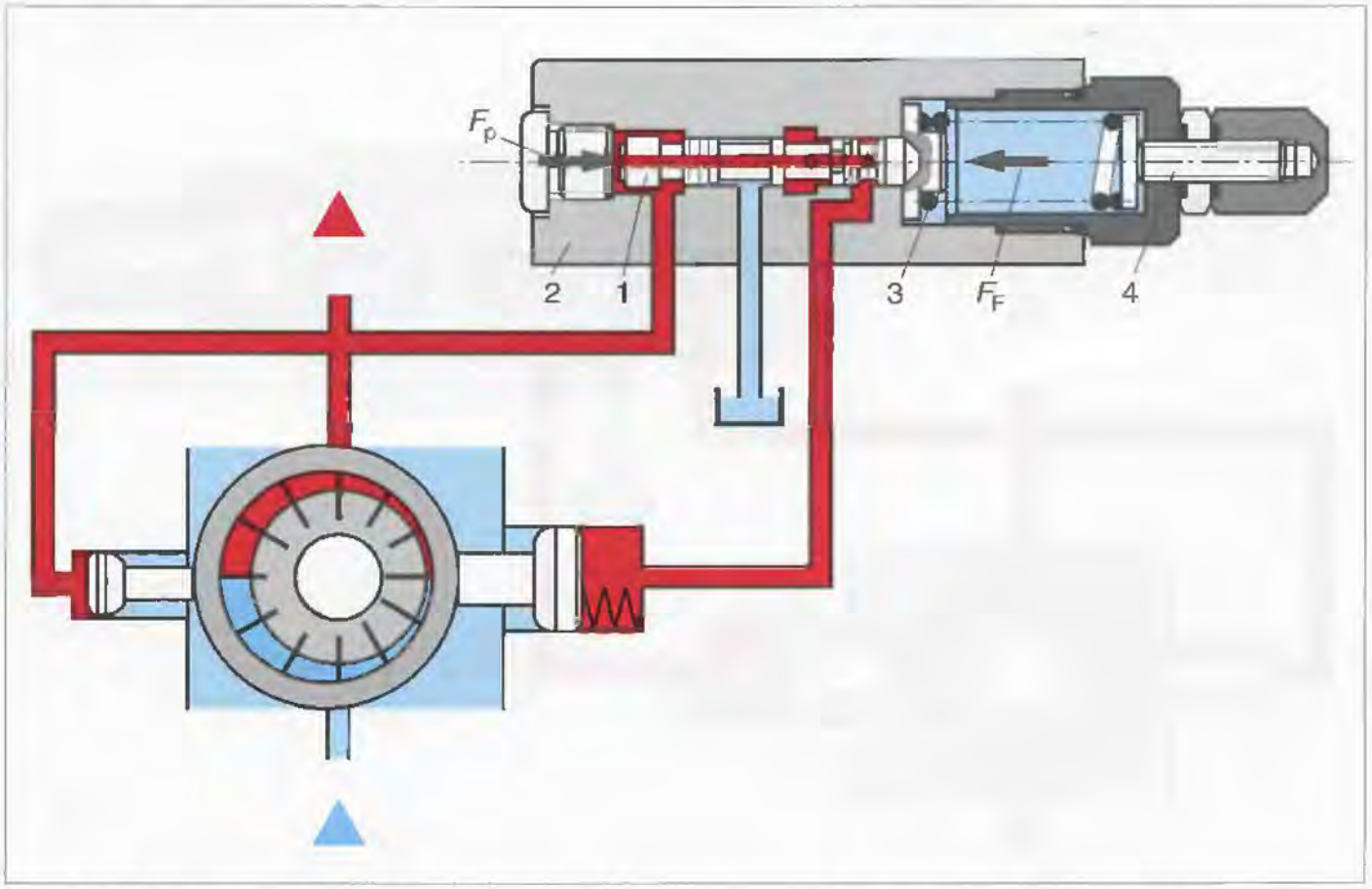



Рис. 4.35. *Регулятор давления в состоянии, при котором насос обеспечивает максимальную подачу. Рабочее давление ниже, чем давление настройки регулятора давления.*

При увеличении давления в гидросистеме увеличивается усилие $F_p$ и регулирующий золотник смещается вправо, сжимая пружину.

Регулятор частично соединяет с баком камеру большого установочного поршня, в результате чего давление в этой камере уменьшается. Поскольку малый установочный поршень постоянно соединен с напорной линией, он смещает статор практически в концентричное относительно ротора положение.

Устанавливается равновесие сил:
*Малая площадь установочного поршня × высокое* давление = большая площадь установочного поршня × низкое давление.

В результате подача насоса стремится к нулю, а рабочее давление в гидросистеме поддерживается на заданном уровне.

Таким образом, потери мощности в гидросистеме при достижении максимального установленного давления незначительны, нагрев рабочей жидкости невелик и энергопотребление — минимально.

Если давление в гидросистеме снова понижается, пружина смещает регулирующий золотник регулятора давления. При этом перекрывается сливная линия, и в камере большого установочного поршня вновь появляется полное рабочее давление.

Равновесие сил, действующих на установочные поршни, нарушается, и большой установочный поршень смещает статор в эксцентричное положение.

Насос снова подает рабочую жидкость в гидросистему.

Регулируемые пластинчатые насосы, работающие по описанному принципу, могут дополнительно оснащаться целым рядом других типов регуляторов, например:

– регулятором расхода

– регулятором давления / расхода

– регулятором мощности.

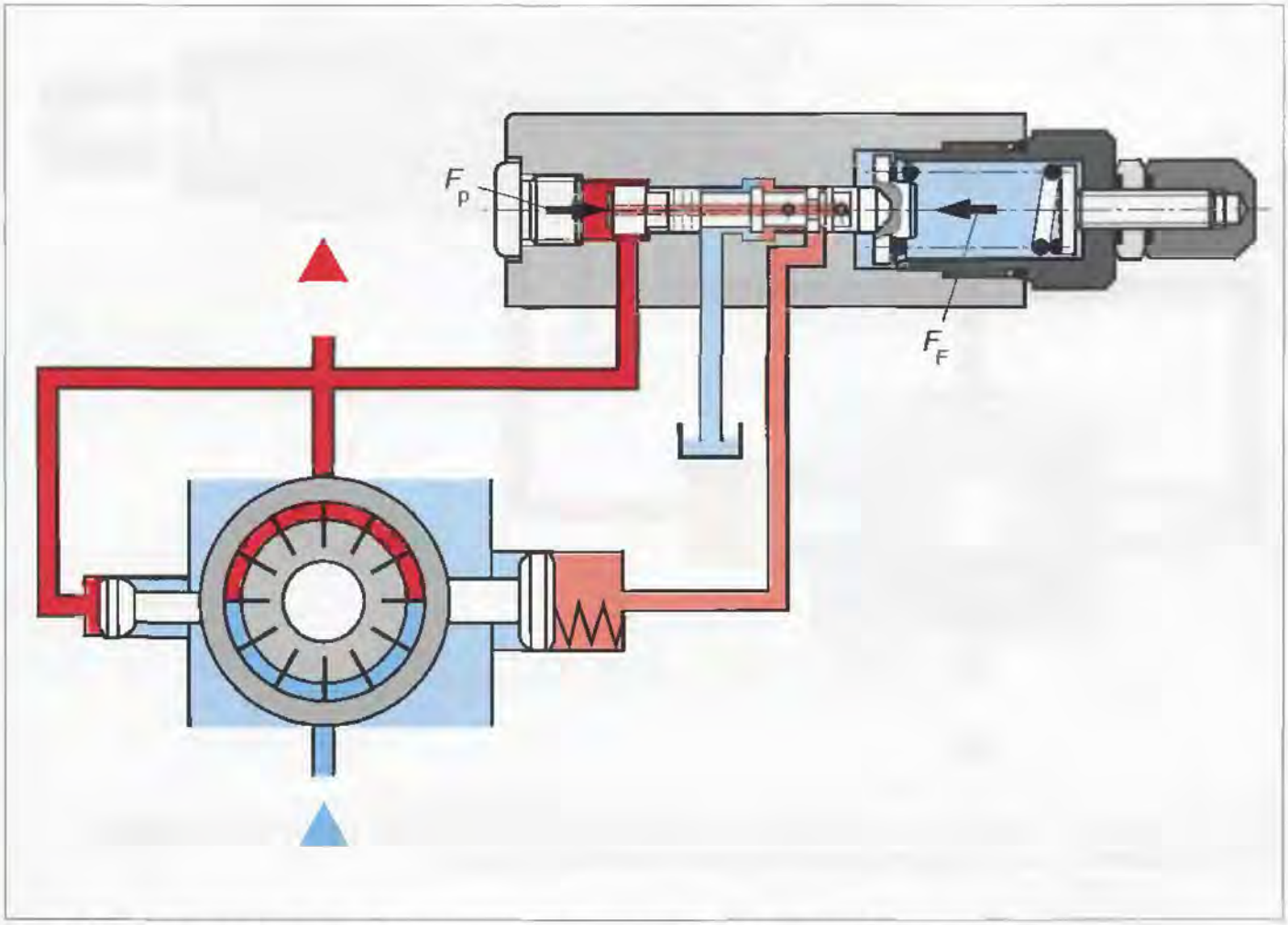



Рис. 4.36. *Регулятор давления в состоянии, при котором подача насоса равна нулю. Рабочее давление соответствует давлению настройки регулятора давления*

### 4.5.5. Регулятор расхода

При регулировании расхода подача насоса регулируется до заранее заданного значения. Для этого в потоке рабочей жидкости, подаваемой насосом, устанавливается измерительная диафрагма (например дроссель, пропорциональный гидрораспределитель и т.д.), перепад давлений на которой принимается как параметр регулирования.

Давление на входе в диафрагму подводится в левую торцовую полость регулирующего золотника и одновременно — в рабочую камеру малого установочного поршня.

Давление на выходе из диафрагмы, которое меньше, чем давление на входе, подводится с помощью трубопровода в правую торцовую полость регулирующего золотника (в пружинную полость регулятора).

На регулирующем золотнике, так же как и на установочных поршнях устанавливается равновесие сил.

В указанном на Рис. 4.37 положении разность давлений (перепад давлений) на измерительной диафрагме соответствует усилию пружины регулятора.

Через дросселирующую кромку ($X$) регулятора постоянно сливается поток управления, поэтому в камере большого поршня создается определенное давление.

Статор удерживается в стабильном положении.

Если, например, увеличить проходное сечение диафрагмы, перепад давлений уменьшается.

Следовательно, пружина смещает регулирующий золотник в направлении закрытия дросселирующей кромки ($X$), и давление в камере большого поршня увеличивается.

Статор смещается в направлении увеличения эксцентриситета, и подача насоса возрастает.

Из-за увеличения потока в напорной линии увеличивается перепад давлений $\Delta p$ на измерительной диафрагме вплоть до момента нового стабильного состояния.

Перепад давлений на измерительной диафрагме соответствует настраиваемому усилию пружины регулятора.

Регулятор давления и регулятор расхода могут иметь различные установочные механизмы (механический, гидравлический или электрический).

Комбинация из регуляторов давления и расхода позволяет создавать особо экономичные гидроприводы (Load-Sensing — чувствительные к нагрузке).

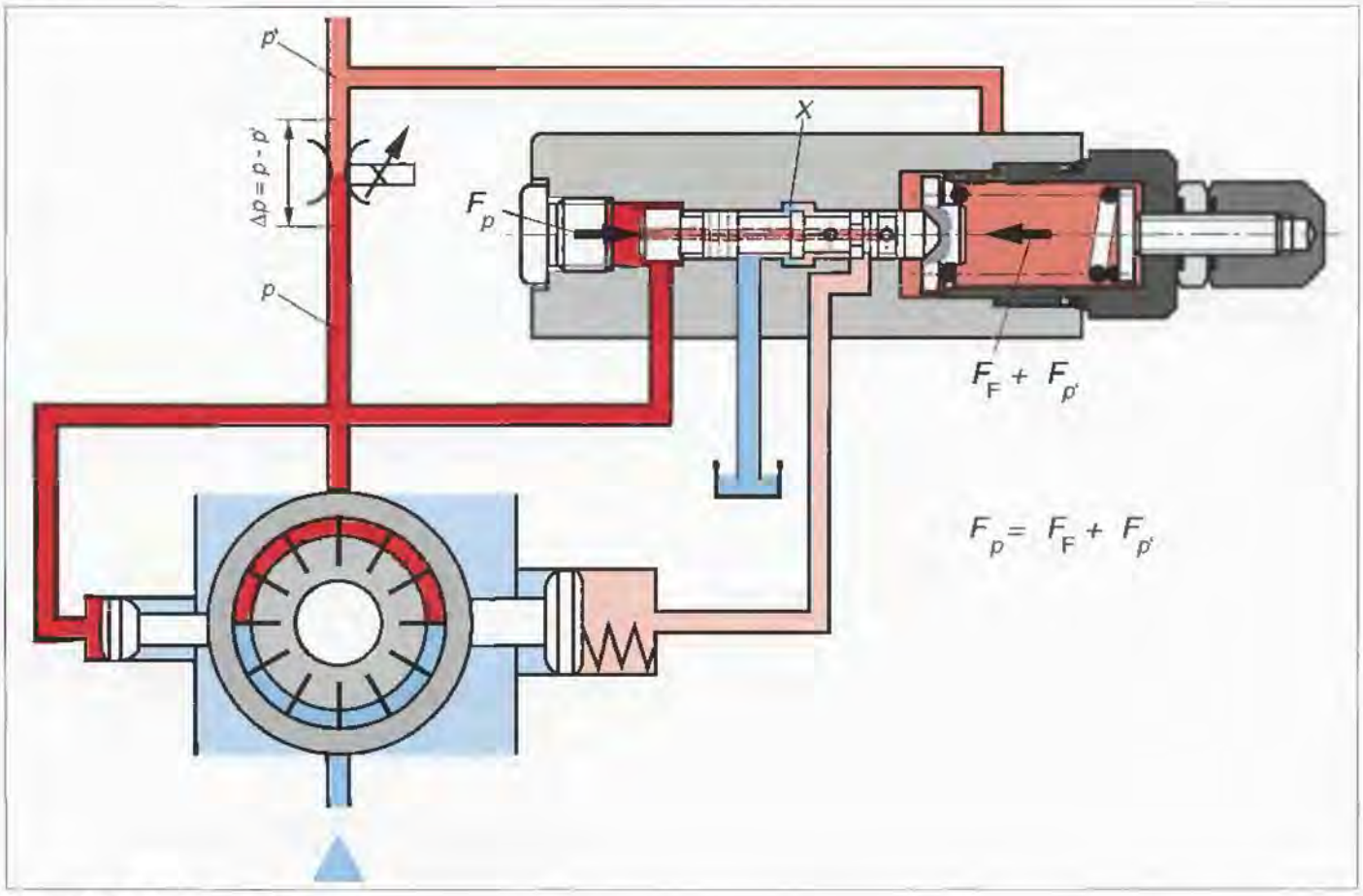



Рис. 4.37. *Регулятор расхода*

**Заметки**

Глава 5

# Гидромоторы

## 1. Введение

Объемные гидравлические моторы (гидромоторы) преобразуют гидравлическую энергию в механическую.

Как и для насосов, имеется множество различных конструктивных принципов и систем. Если ни одна из систем не может оптимально удовлетворить всем предъявляемым требованиям, в каждом конкретном случае должен быть отобран наиболее подходящий гидромотор.

### Частота вращения (число оборотов в минуту)

Только немногие из гидромоторов могут успешно применяться одновременно в диапазоне очень малых частот вращения и при частотах вращения свыше 1000 мин$^{-1}$. В этой связи гидромоторы подразделяются на быстроходные ($n$ = 500...10000 мин$^{-1}$) и тихоходные ($n$ = 0,5...1000 мин$^{-1}$).

### Крутящий момент

Крутящий момент, развиваемый гидромотором, зависит от его рабочего объема и перепада давлений в полостях. Тихоходные гидромоторы уже при небольших частотах вращения развивают большие крутящие моменты. Эти так называемые LSHT гидромоторы (Low speed – High torque motors) описываются в отдельном разделе.

### Развиваемая мощность

Мощность, развиваемая гидромотором, зависит от рабочего объема и перепада давлений, она прямо пропорциональна частоте вращения. Таким образом, быстроходные гидромоторы хорошо подходят для мощных гидроприводов.

## 2. Конструктивные принципы

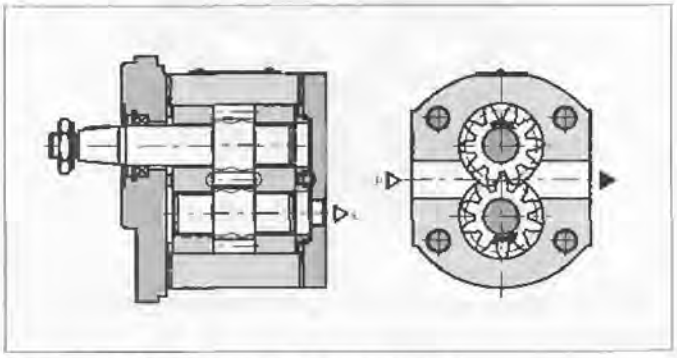


Рис. 5.1. *Шестеренный гидромотор*

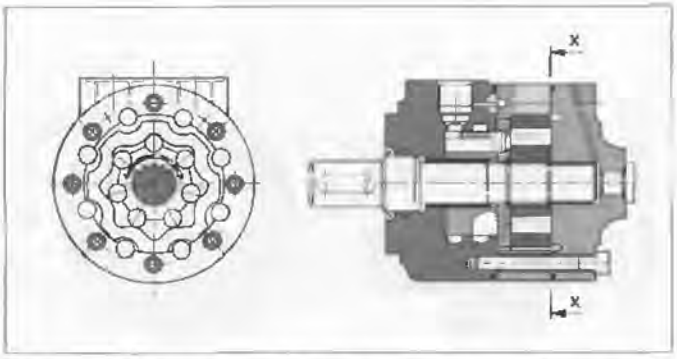



Рис. 5.2. *Гидромотор с планетарными шестернями*

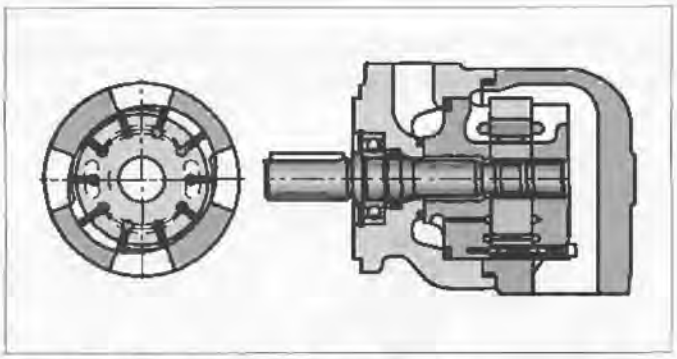


Рис. 5.3. *Пластинчатый гидромотор*

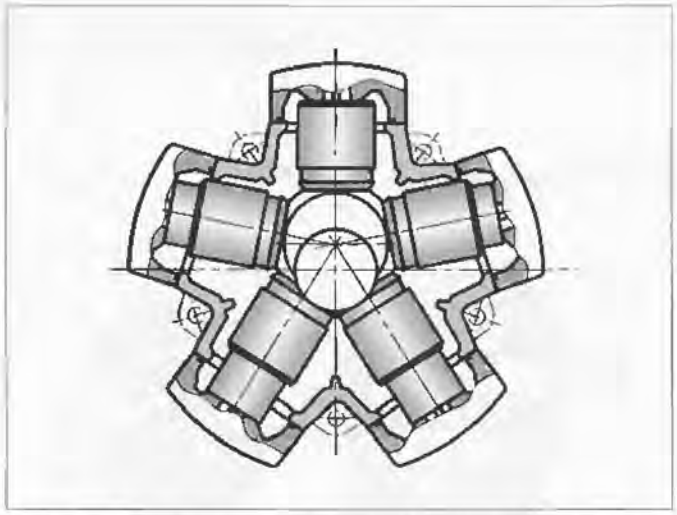


Рис. 5.4. *Радиально-поршневой гидромотор с внутренней опорой поршней*

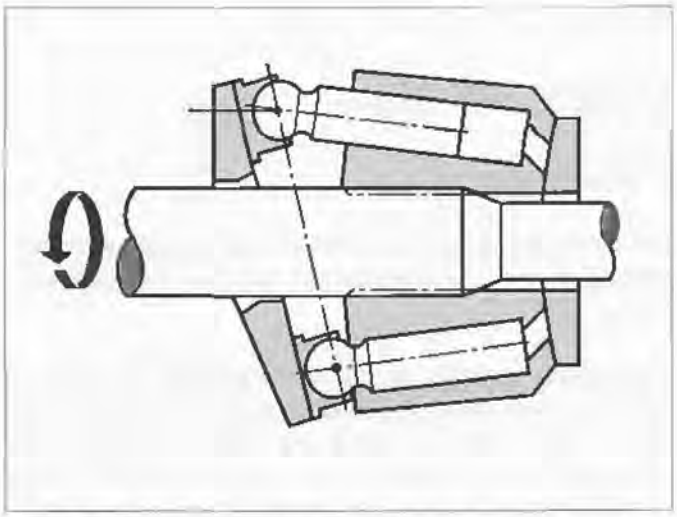


Рис. 5.7. *Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском*

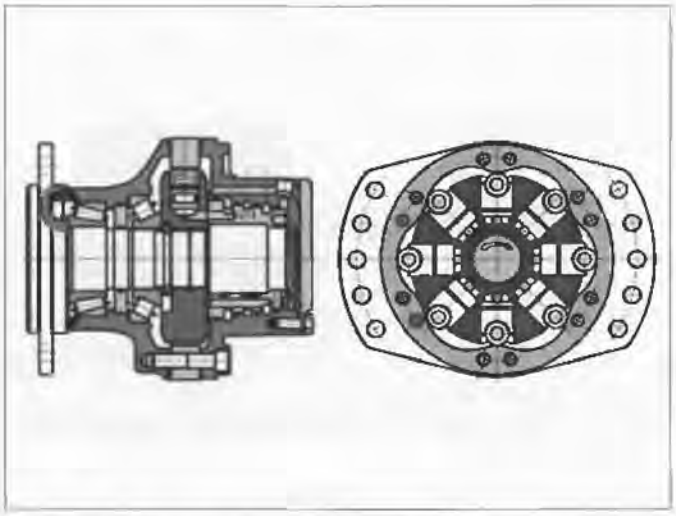


Рис. 5. 5. *Многотактный радиально-поршневой гидромотор с внешней опорой поршней*

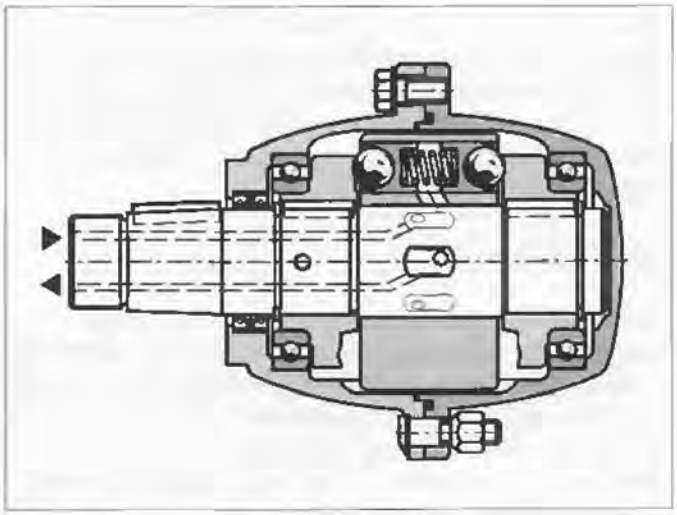


Рис. 5.8. *Многотактный аксиально-поршневой гидромотор с неподвижным валом*

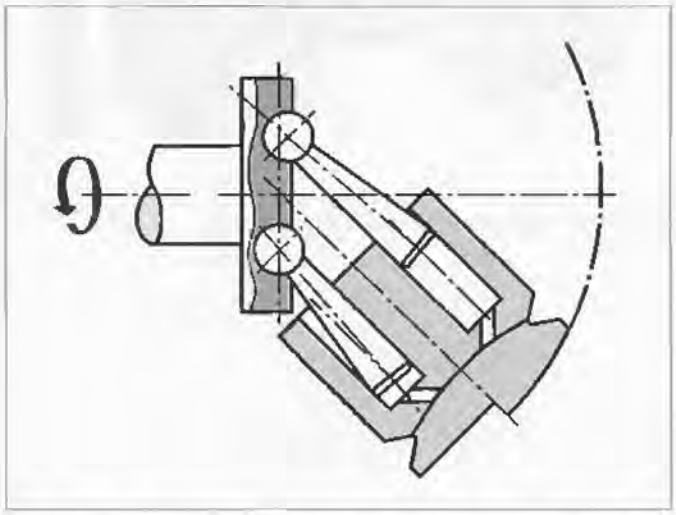


Рис. 5.6. *Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком*

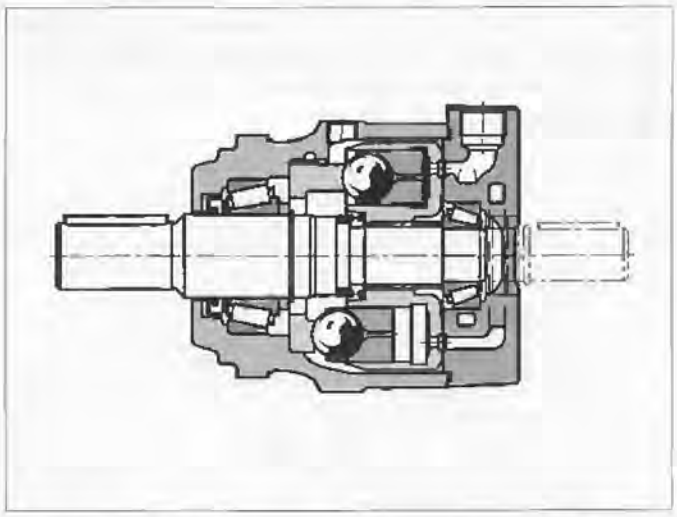


Рис. 5.9. *Многотактный аксиально-поршневой гидромотор с неподвижным корпусом*

## 3. Функциональное описание

### 3.1. Шестеренные (зубчатые) гидромоторы

Шестеренные гидромоторы конструктивно весьма похожи на шестеренные насосы (см. главу «Насосы»). Различия заключаются в зоне осевого давления и наличии канала для отвода рабочей жидкости, поскольку гидромоторы предназначены для работы в реверсивном режиме.

Подводимая к гидромотору рабочая жидкость воздействует на шестерни. Возникающий при этом крутящий момент передается через вал гидромотора.

Шестеренные гидромоторы часто применяются в гидроприводах навесных агрегатов самоходных машин и транспортных средств, а также в сельскохозяйственной технике для привода транспортеров, разбрасывателей, вентиляторов, компрессоров.

Рис. 5.11. *Шестеренный гидромотор*

**Основные параметры:**

Рабочий объем примерно от 1 до 200 см³.
Максимальное рабочее давление до 300 бар.
Диапазон частот вращения 500...10000 мин⁻¹.

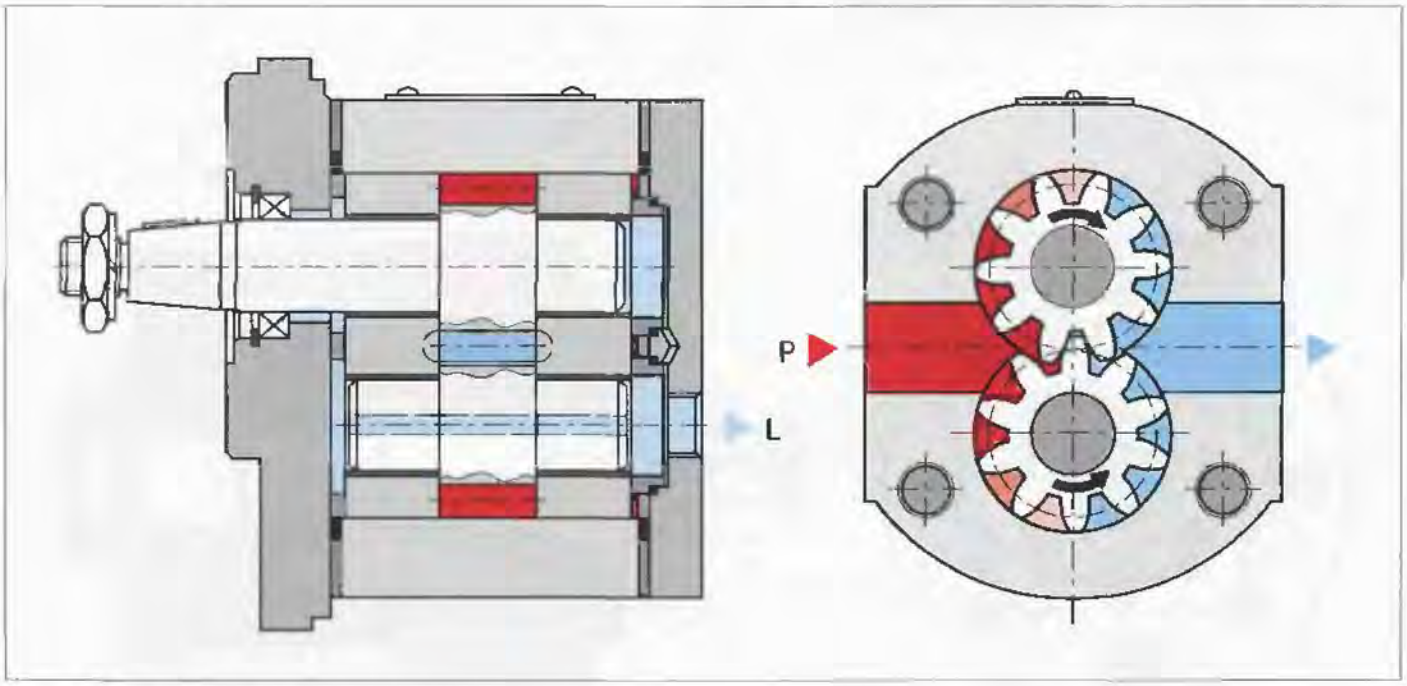



Рис. 5.10. *Шестеренный гидромотор*

Шестеренные и аксиально-поршневые (см. главу «Аксиально-поршневые машины») гидромоторы относятся к быстроходным машинам. Они применяются в диапазоне частот вращения свыше 500 мин⁻¹. Для получения небольших частот вращения применяют быстроходные модели с передаточным механизмом (редуктором) или тихоходные гидромоторы LSHT – (Low speed – High torque), которые имеют наилучшие характеристики и КПД при частотах вращения до 500 мин⁻¹.

## 3.2. Гидромоторы типа LSHT (тихоходные гидромоторы)

### 3.2.1. Гидромоторы на основе планетарных шестерен с центральным валом

Гидромоторы с планетарными шестернями имеют большую величину рабочего объема при ограниченных габаритных размерах.

Это достигается за счет того, что на каждый оборот приводного вала приходится большое число тактов вытеснения.

К гидромотору рабочая жидкость подводится через линию *A* и отводится через линию *B*.

В распределителе (*2*), запрессованном в корпус (*1*), предусмотрены два кольцевых канала (*13*) для подвода и отвода жидкости и 16 продольных желобков распределительной шайбы (*10*), которая соединена с валом (*4*) с помощью шлицевого соединения. Таким образом, ротор (*6*) и распределительная шайба (*10*) вращаются с одинаковой скоростью.

Радиально расположенные пазы (*11*) (см. Рис. 5.13) на распределительной шайбе соединяют распределитель (*2*) с рабочими камерами, образованными внутренней поверхностью полого колеса (*7*), наружной поверхностью ротора, внутренними роликами (*8*) и боковыми поверхностями.

В распределителе половина из имеющихся 16-ти продольных желобков соединена с напорной линией, а другая половина — со сливной.

Все рабочие камеры, которые в определенный момент увеличивают свой объем, соединяются с помощью распределительной шайбы с напорной линией, а все камеры с уменьшающимся объемом соединяются с линией пониженного давления (сливной линией).

Давление в рабочих камерах создает крутящий момент на роторе. При этом полое колесо (*7*) опирается на внешние ролики (*9*).

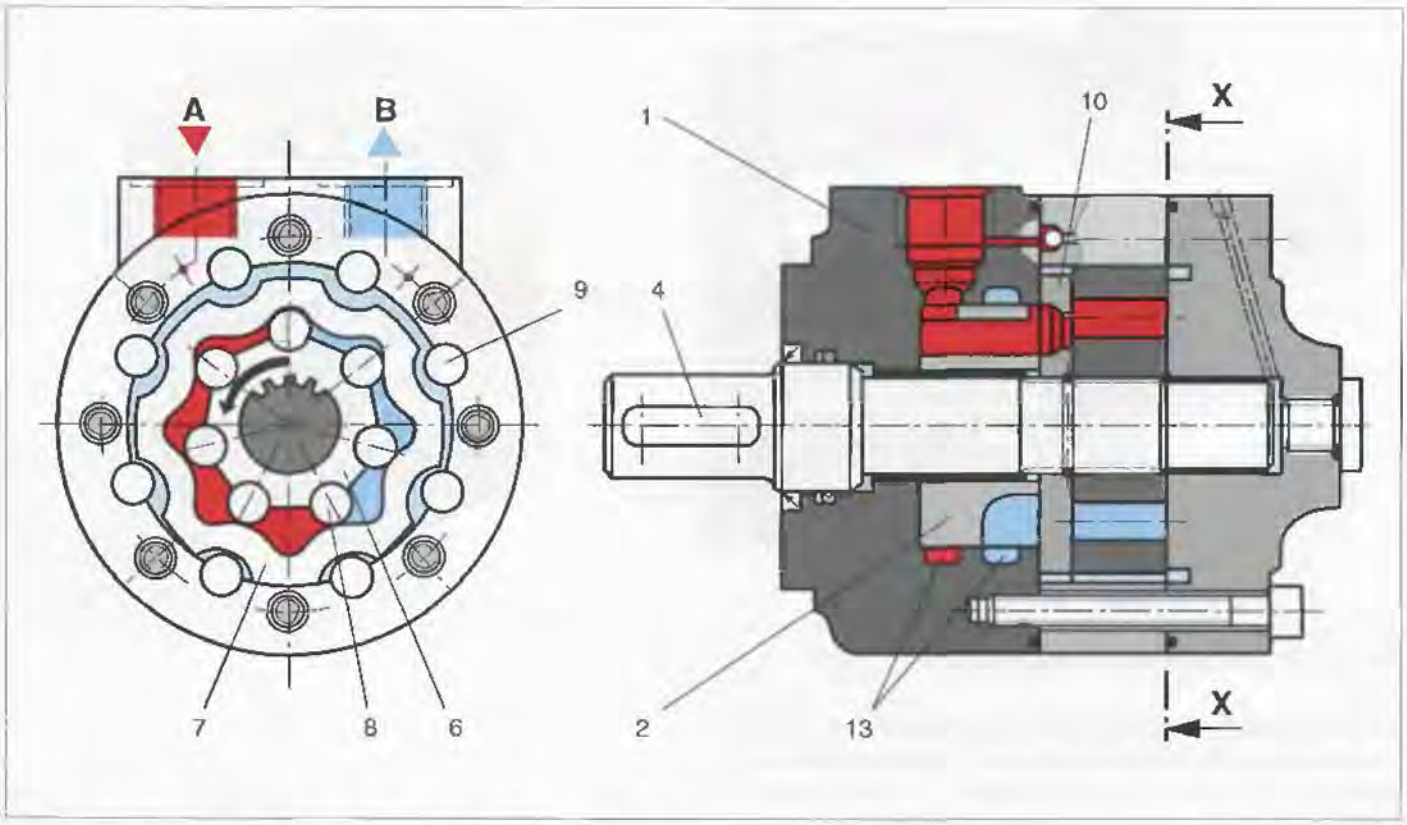



Рис. 5.12. *Гидромотор с планетарными шестернями*

Каждый раз, когда достигается минимальный или максимальный объем рабочей камеры, производится переключение. На каждый оборот вала происходит до 8-ми процессов изменения объема каждой из камер. Таким образом, всего происходит 7 × 8 = 56 тактов вытеснения. Данное обстоятельство объясняет сравнительно высокую величину рабочего объема гидромотора.

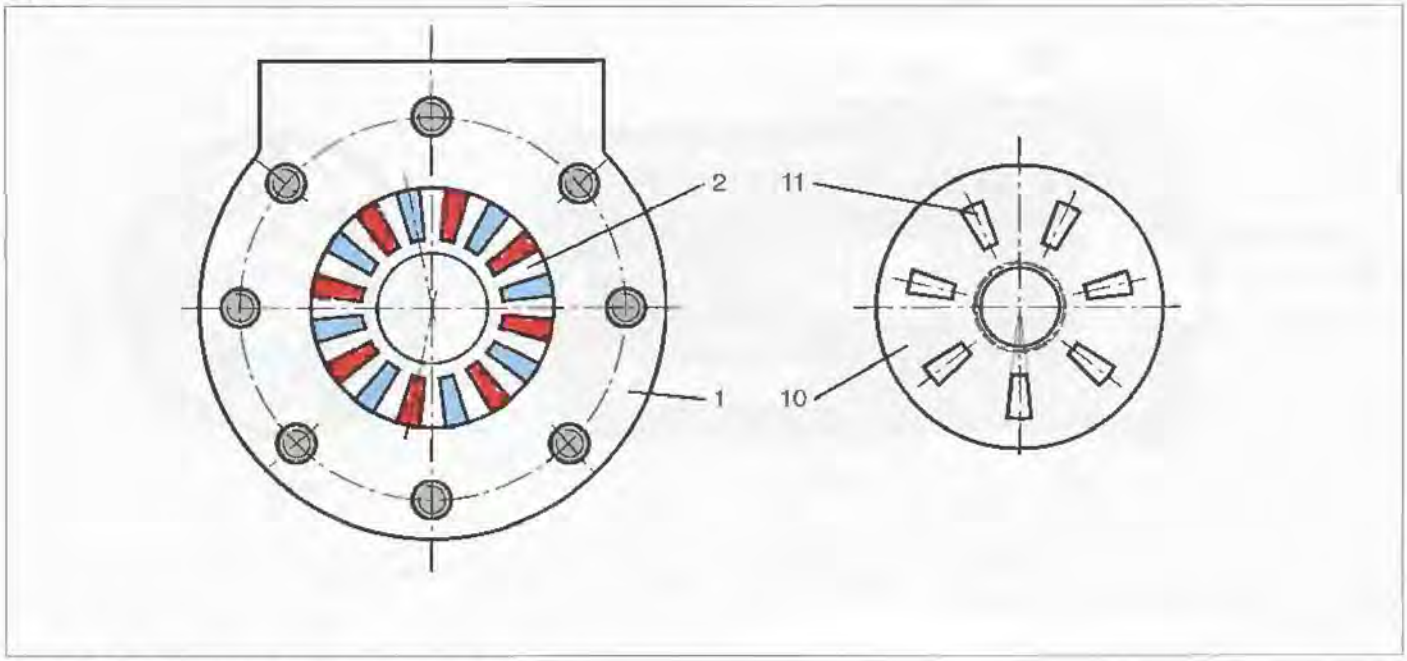



Рис. 5.13. *Элементы распределения потока*

Встроенные обратные клапаны отводят внутренние утечки в линию низкого давления. Если давление в этой области превосходит заранее определенное значение, необходимо соединение дренажной линии с резервуаром.

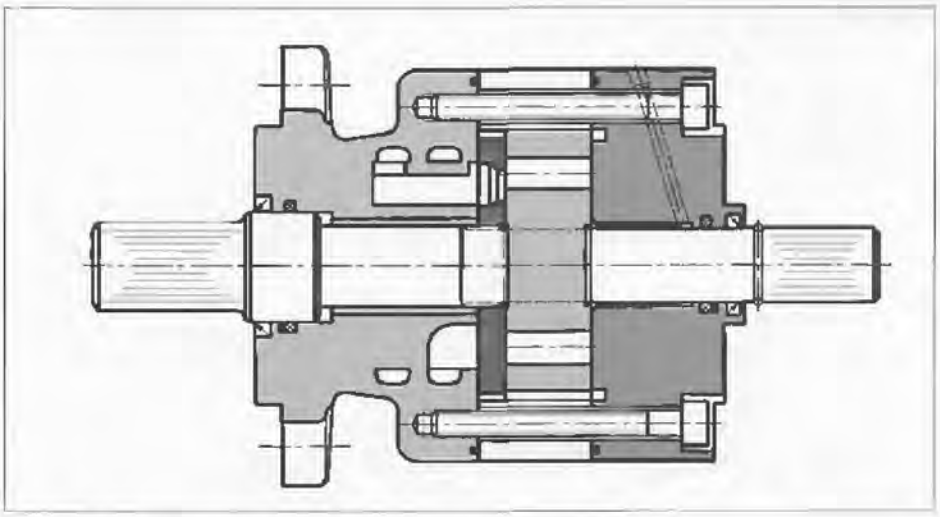


Рис. 5.14. *Гидромотор с планетарными шестернями и двусторонним валом*

Двусторонний вал (рис. 5.14) позволяет встроить тормоз или подключить, например, датчик частоты вращения.

### 3.2.2. Героторные гидромоторы

При использовании этого конструктивного принципа крутящий момент от вращающегося ротора (*2*) к приводному валу (*3*) передается не через полое колесо, а через встроенный внутрь карданный вал (*1*).

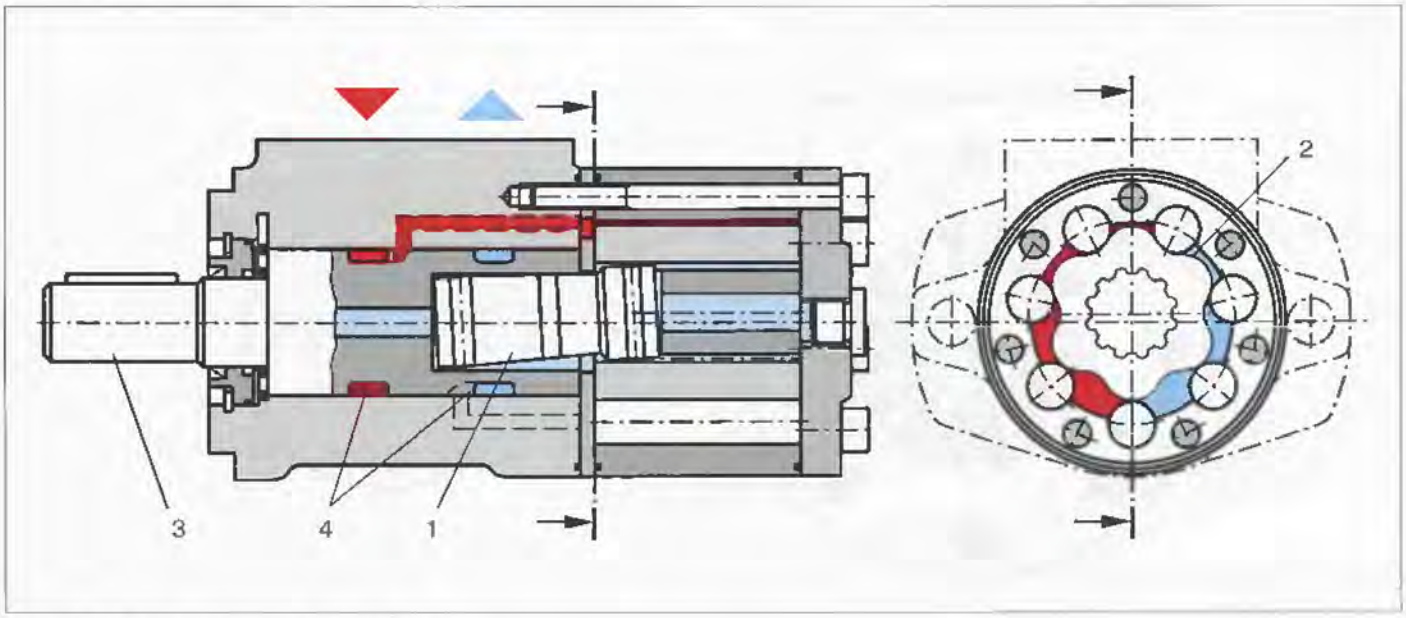



Рис. 5.15. *Героторный гидромотор*

Подводимая к гидромотору рабочая жидкость распределяется через пазы (*4*) приводного вала и через отверстия в корпусе подается в рабочие камеры и сливается из них.

**Основные параметры:**

Рабочий объем примерно от 10 до 1000 см$^3$

Максимальное давление до 250 бар

Частота вращения примерно от 5 до 1000 мин$^{-1}$

### 3.2.3. Принцип действия многотактных поршневых гидромоторов

При использовании этого конструкционного принципа каждый поршень за один оборот вала выполняет несколько рабочих тактов. Таким образом, достигается высокое значение рабочего объема и, следовательно, — крутящего момента.

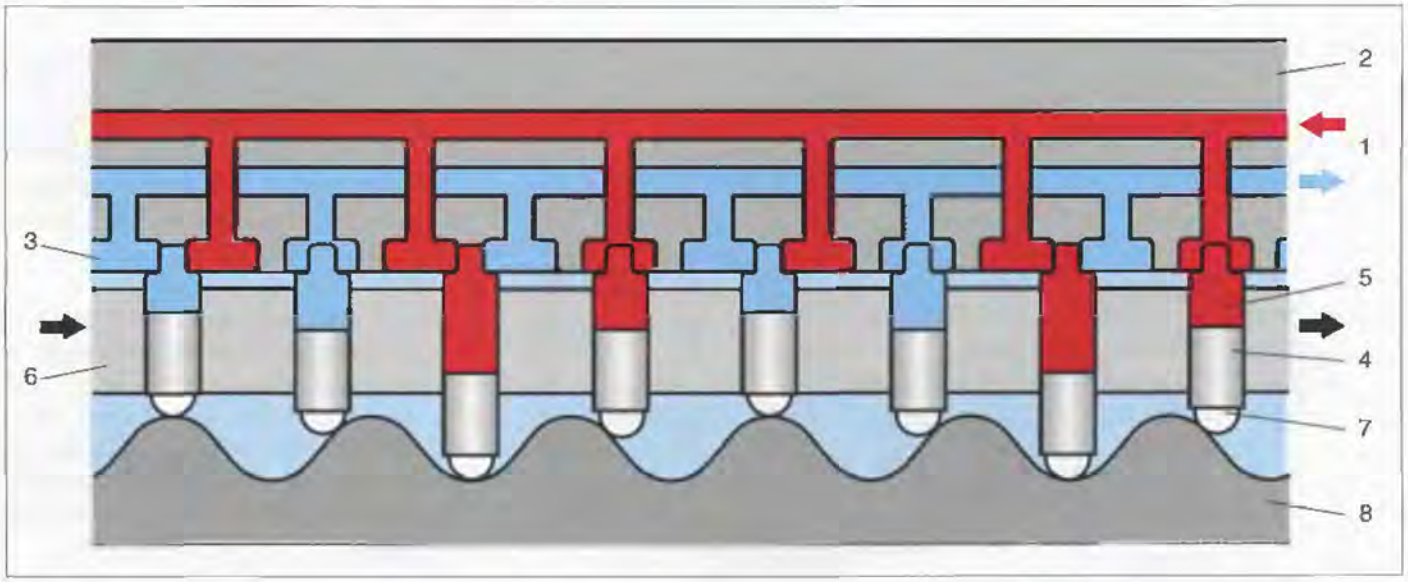



Рис. 5.16

Через каналы (*1*) и систему управления (*2*) управляющие окна (*3*) соединены с напорной и сливной линиями. В зависимости от текущего положения жидкость или поступает в рабочие камеры (*5*), или сливается из них.

Поршень (*4*) опирается через шарик или ролик (*7*) на профильную поверхность сопряженной детали (*8*).

Усилие $F_T$, которое преобразуется в крутящий момент, зависит от усилия $F_A$ (площадь поршня, умноженная на рабочее давление) и угла подъема $\alpha$ профильной поверхности.

Многотактные поршневые моторы имеют два конструктивных исполнения:

- С неподвижным валом, содержащим устройства распределения и подвода, и вращающимся корпусом (примеры см. раздел 3.2.3.1).

- С неподвижным корпусом, содержащим устройства распределения и подвода, и вращающимся валом (примеры см. разделы 3.2.3.2 и 3.2.4).

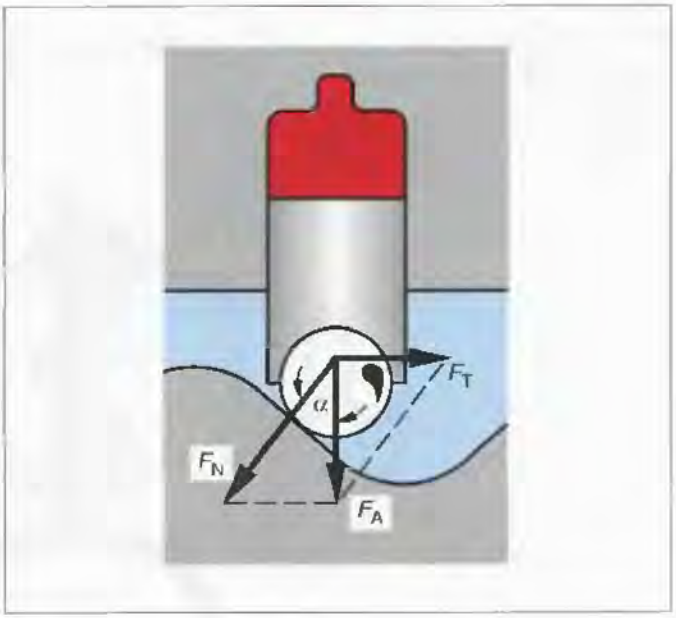



Рис. 5.17

Гидромоторы, работающие по многотактному принципу, имеют очень хорошие свойства по тихоходности и применяются для широкого круга задач.

### 3.2.3.1. Многотактные аксиально-поршневые гидромоторы с вращающимся корпусом

Этот тип конструктивного исполнения отличается компактностью.

Устройства распределения и подвода рабочей жидкости расположены внутри вала гидромотора.

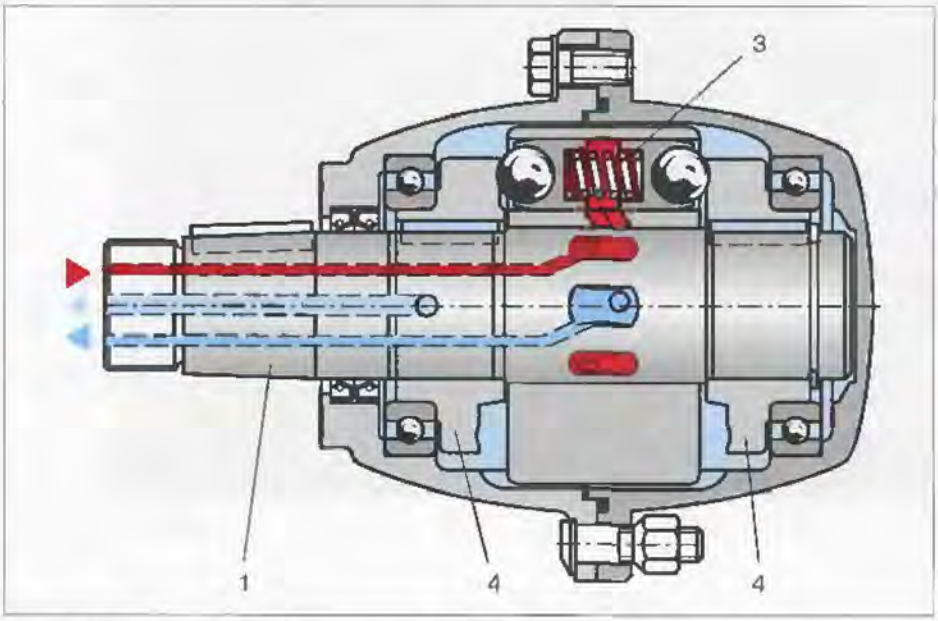



Рис. 5.18. *Аксиально-поршневой гидромотор с вращающимся корпусом и неподвижным валом*

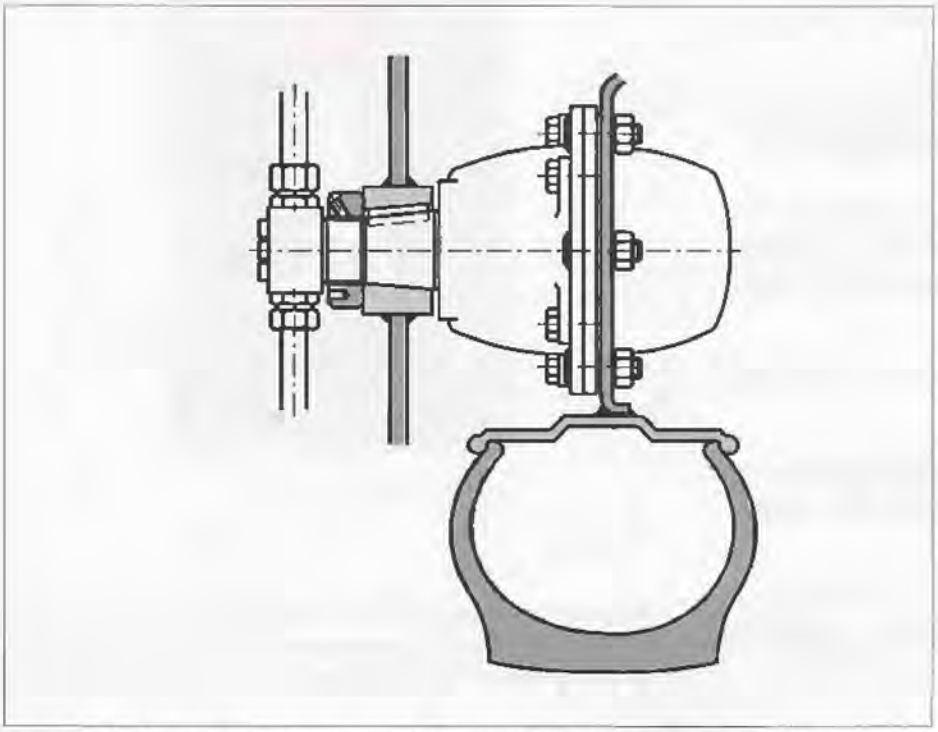


Рис. 5.19. *Аксиально-поршневой гидромотор с вращающимся корпусом в роли колесного привода*

Два профильных диска (*4*) жестко соединены с валом (*1*). Роторные поршневые группы в осевом направлении взаимодействуют с дисками и передают крутящий момент на вращающийся корпус.

Пружины (*3*) обеспечивают постоянный поджим поршней к профильным дискам. Если пружины удалены, а к корпусу подведено небольшое давление (1 бар), то для данного мотора возможен режим холостого хода.

Благодаря своей компактности гидромоторы очень хорошо приспособлены для колесного или лебедочного приводов.

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 200 до 1000 см$^3$

Максимальное рабочее давление до 250 бар

Частота вращения от 5 до 300 мин$^{-1}$

Максимальный крутящий момент до 3800 Н • м

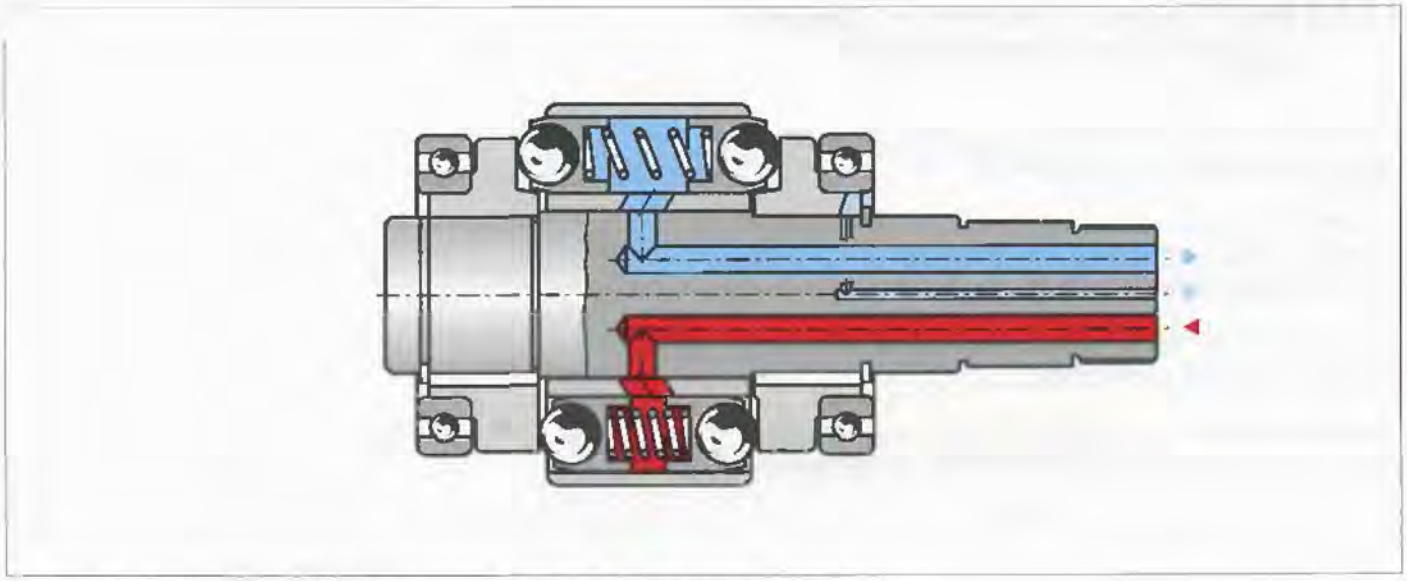


Рис. 5.20. *Встраиваемое исполнение многотактного гидромотора*

Рис. 5.21. *Лебедка (ворот) в сборе — тросовый барабан выполняет функцию корпуса для встраиваемого гидромотора*

### 3.2.3.2. Многотактные аксиально-поршневые гидромоторы с вращающимся валом

Устройства распределения и подвода (*6*) рабочей жидкости находятся в корпусе (*5*).

Профильный диск (*4*) жестко связан с корпусом (*2*), а роторно-поршневая группа (*3*) соединена с валом (*1*) через шлицевое соединение (*7*).

За один оборот вала каждый поршень совершает несколько тактов движения.

Имеется возможность установки двустороннего вала для встройки тормоза или датчика частоты вращения.

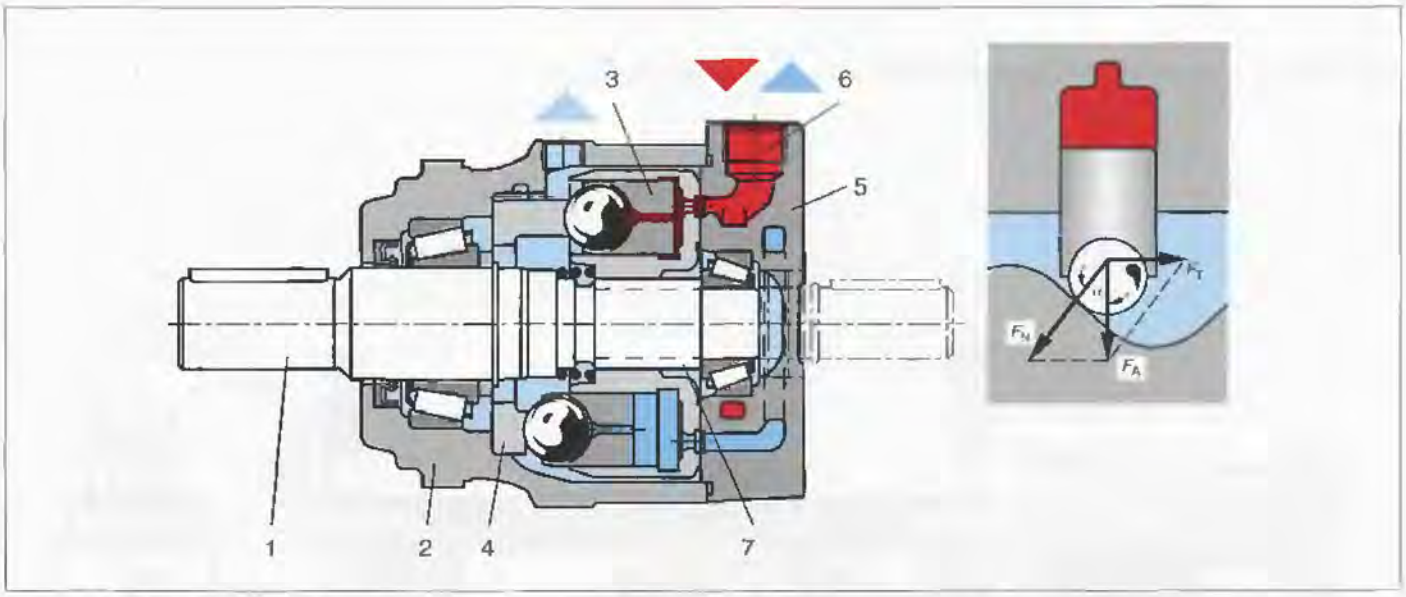



Рис. 5.22. *Многотактный аксиально-поршневой гидромотор с вращающимся валом*

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 200 до 1500 см$^3$

Максимальное рабочее давление до 250 бар

Частота вращения от 5 до 500 мин$^{-1}$

Максимальный крутящий момент до 5000 Н • м

### 3.2.4. Многотактные радиально-поршневые гидромоторы

Для данного конструктивного принципа радиально расположенные поршни (*3*) опираются через ролики (*8*) на профильную поверхность статора (*4*). Рабочая жидкость подводится в поршневые камеры через осевые отверстия в распределителе (*5*). За один оборот вала каждый из поршней совершает несколько рабочих ходов в зависимости от профиля статора. Возникающий на роторе крутящий момент через шлицевое соединение (*6*) передается на приводной вал (*7*).

В корпусе (*1*) установлены конические роликоподшипники, способные воспринимать большие осевые или радиальные нагрузки. К корпусу (*2*) крепится фрикционный пластинчатый тормоз (*9*).

Если давление воздуха в камере (*10*) опускается ниже определенного значения, тарельчатая пружина (*11*) зажимает пакет пластин (*12*), и вал тормозится.

Если давление превышает требуемое значение, поршень (*13*) отжимает тарельчатую пружину, и вал освобождается.

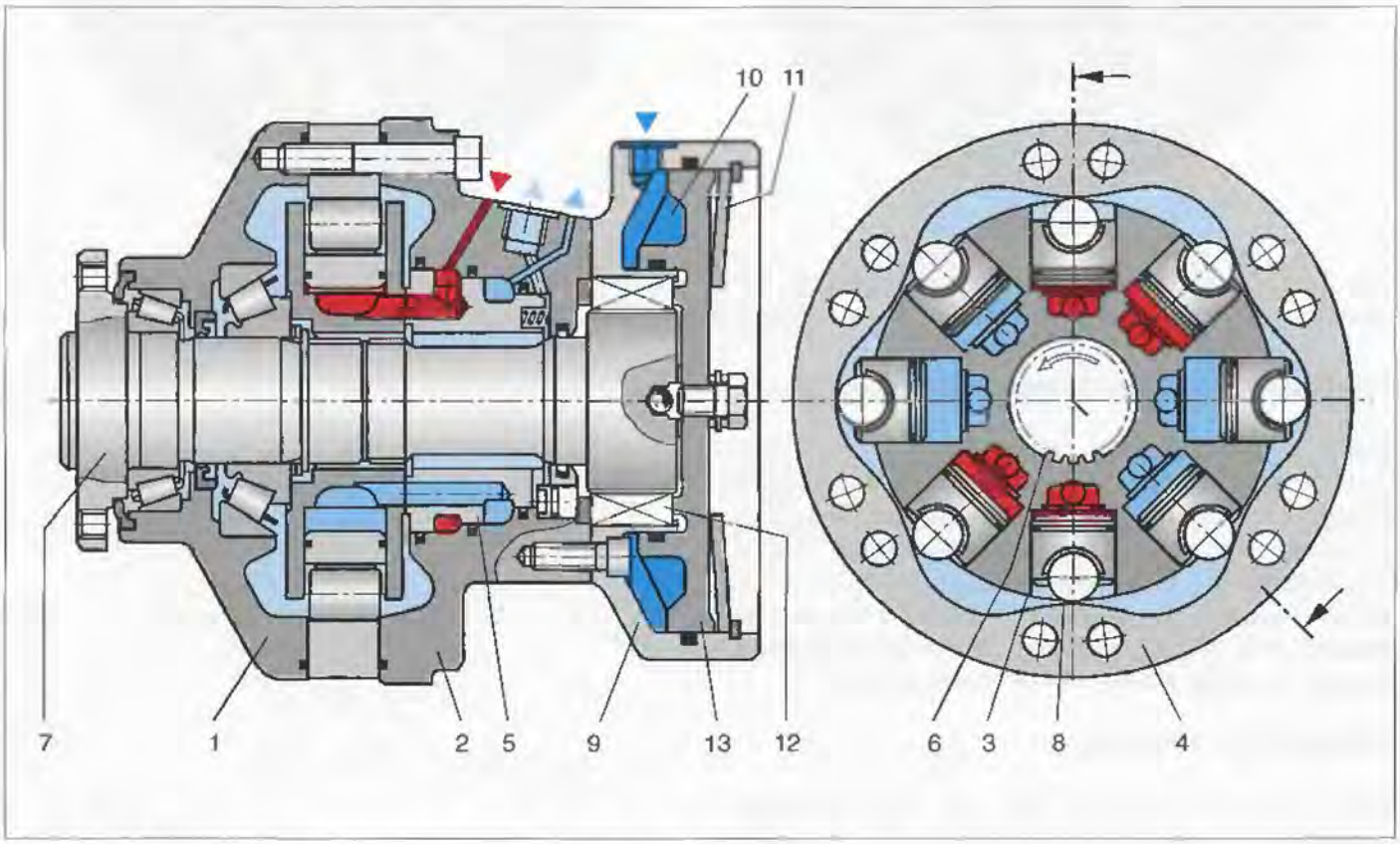



Рис. 5.23. *Многотактный радиально-поршневой гидромотор*

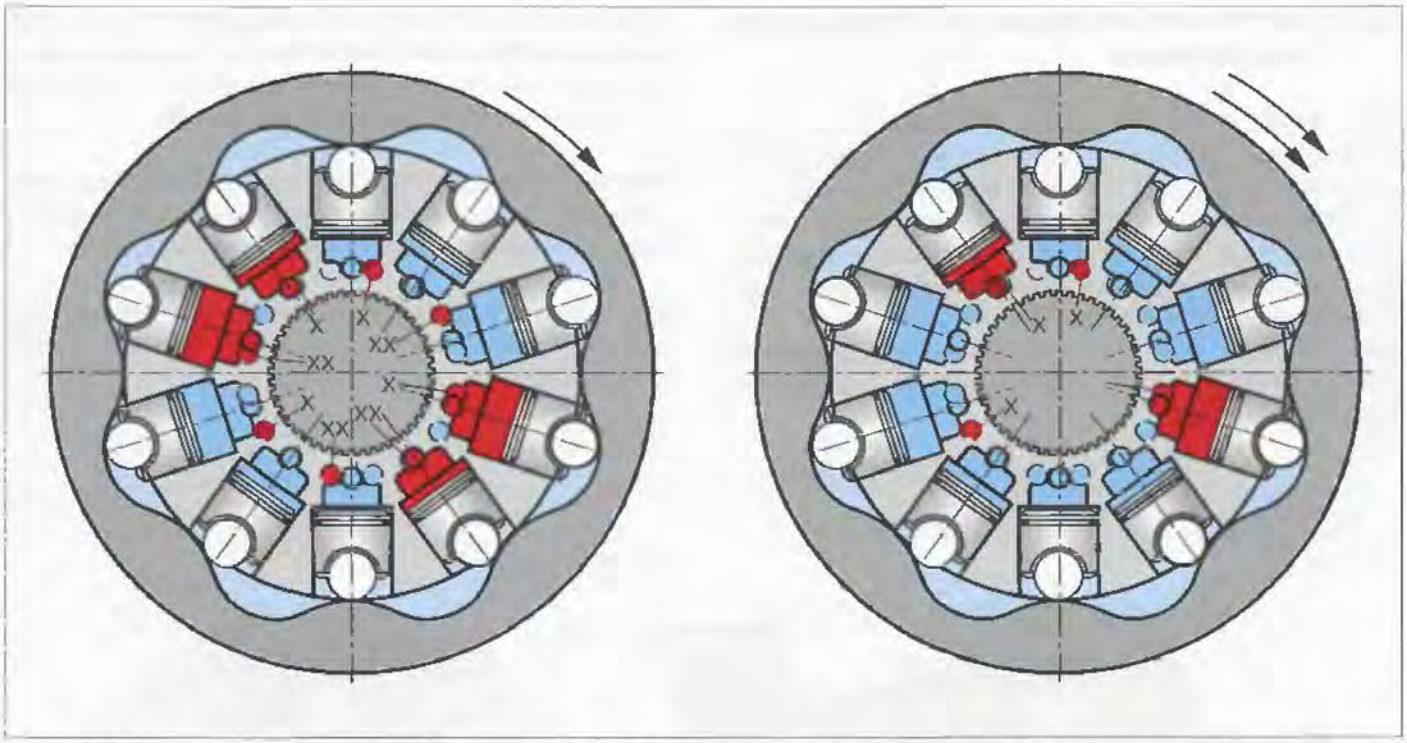


Рис. 5.24· *Слева — 100 % -ный рабочий объем (100 % частота вращения, 100 % крутящий момент); справа — 50 %-ный рабочий объем (200 % частота вращения, 50 % крутящий момент)*

**Переключение на половину рабочего объема**

Для определенных типов радиально-поршневых гидромоторов возможно уменьшение вдвое рабочего объема. Это достигается за счет подключения лишь половины поршней с помощью специального гидрораспределителя. Остальные поршни при этом постоянно соединены со сливной линией. Мотор в этом режиме работает с удвоенной частотой вращения и развивает вдвое меньший крутящий момент.

**Нейтральная передача**

Если в обеих линиях подвода (*A* и *B*) отсутствует давление и одновременно через линию *L* в корпус подводится давление величиной 2 бар, то поршни вдавливаются в ротор, ролики отходят от профильной поверхности статора, и вал может свободно вращаться.

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 200 до 8000 см$^3$

Максимальное рабочее давление до 450 бар

Частота вращения от 1 до 300 мин$^{-1}$

Максимальный крутящий момент до 45000 Н • м

### 3.2.4.1. Однотактные радиально-поршневые гидромоторы с эксцентриковым валом

Рис. 5.25. *Радиально-поршневой гидромотор*

Поршневые группы расположены в виде звездочки вокруг центрального эксцентрикового вала.

В зависимости от положения эксцентрикового вала 2 или 3 (6) поршней из 5-ти (10-ти) соединены с напорной линией, а остальные — со сливной.

Рабочая жидкость в поршневые группы подводится через систему распределения (*1*), которая состоит из распределительного диска (*2*) и коммутатора (*3*).

Распределительный диск с помощью штифтов жестко соединен с корпусом гидромотора, а коммутатор вращается вместе с эксцентриковым валом.

Отверстия в коммутаторе соединяют гидролинии давления и слива с соответствующими поршневыми группами.

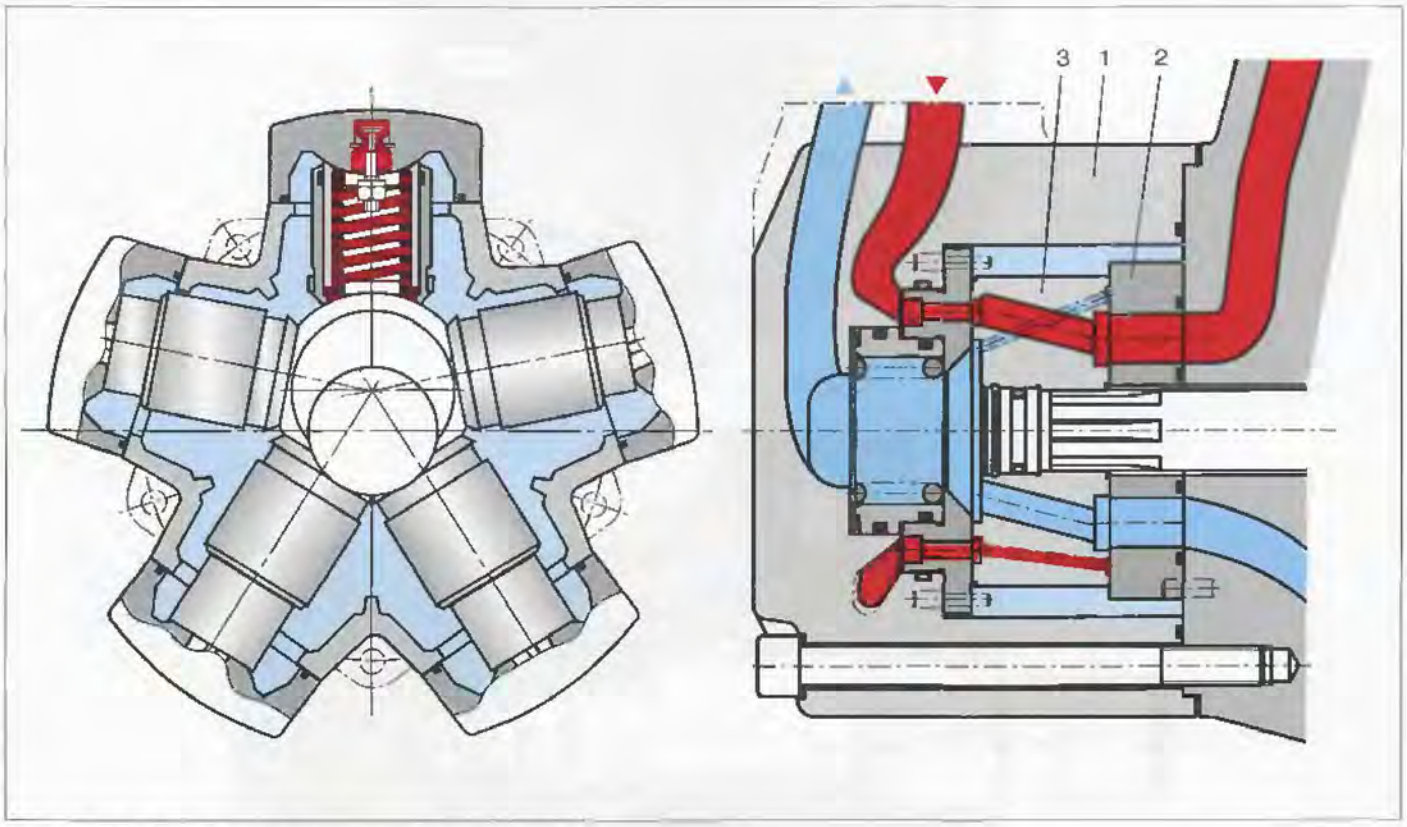



Рис. 5.26. *Радиально-поршневой гидромотор*

Передача силы от поршней на эксцентриковый вал может быть обеспечена различными способами:

Для конструктивного исполнения, показанного на рис. 5.27, поршни опираются на призму.

Во время вращения вала происходит относительное движение торца поршня по поверхности грани призмы, поэтому на торце поршня предусмотрен гидростатический подпятник.

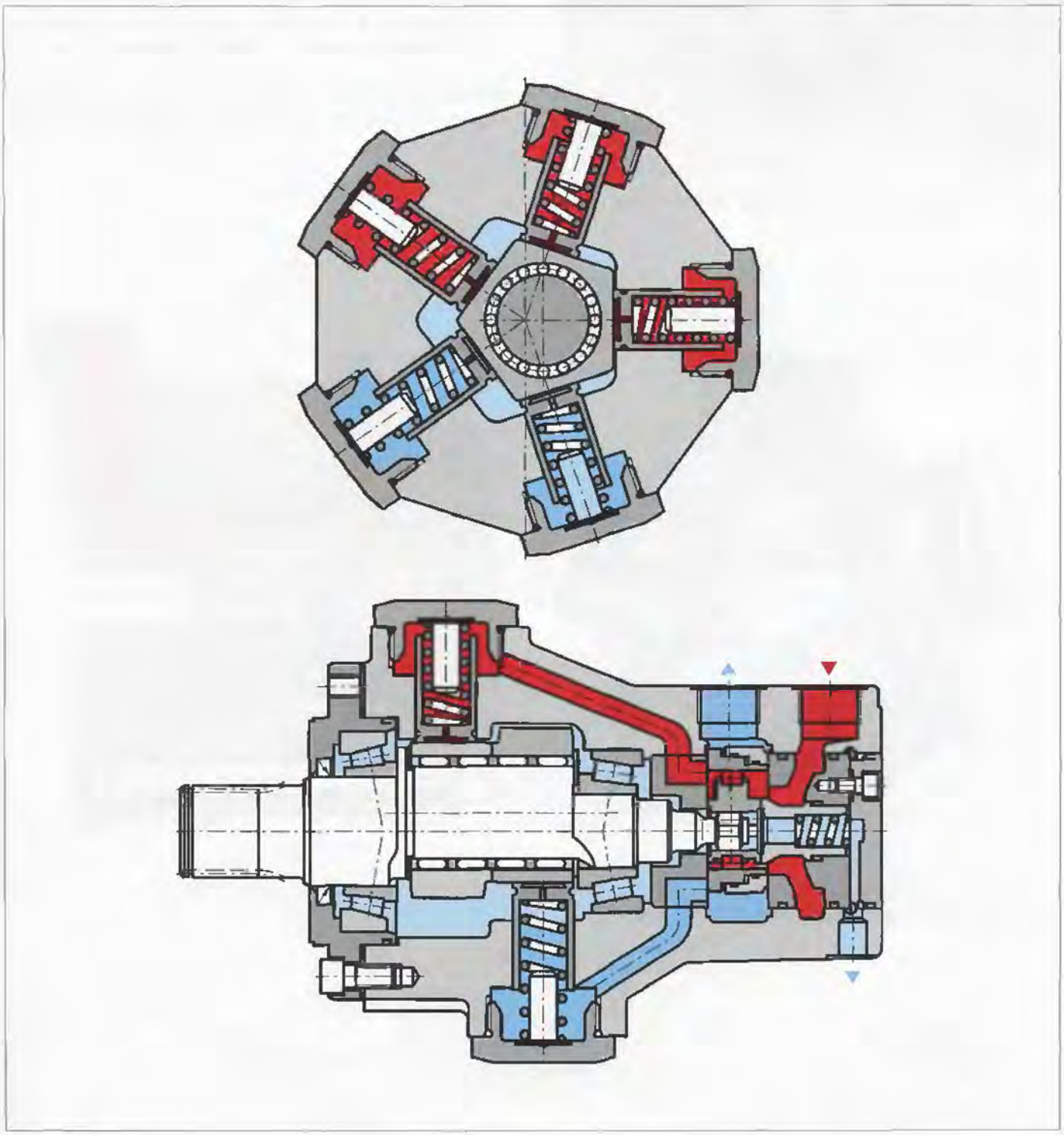


Рис. 5.27

В другом конструктивном исполнении используется имеющееся рабочее давление на эксцентриковый вал. Здесь поршни и цилиндр опираются на сферические поверхности и таким образом разгружены от воздействия боковых усилий.

Контактные поверхности на эксцентрике и корпусе в основном гидростатически компенсируются, поэтому трение сведено к минимуму. Данная конструкция имеет высокий коэффициент полезного действия и хорошо работает на низких частотах вращения.

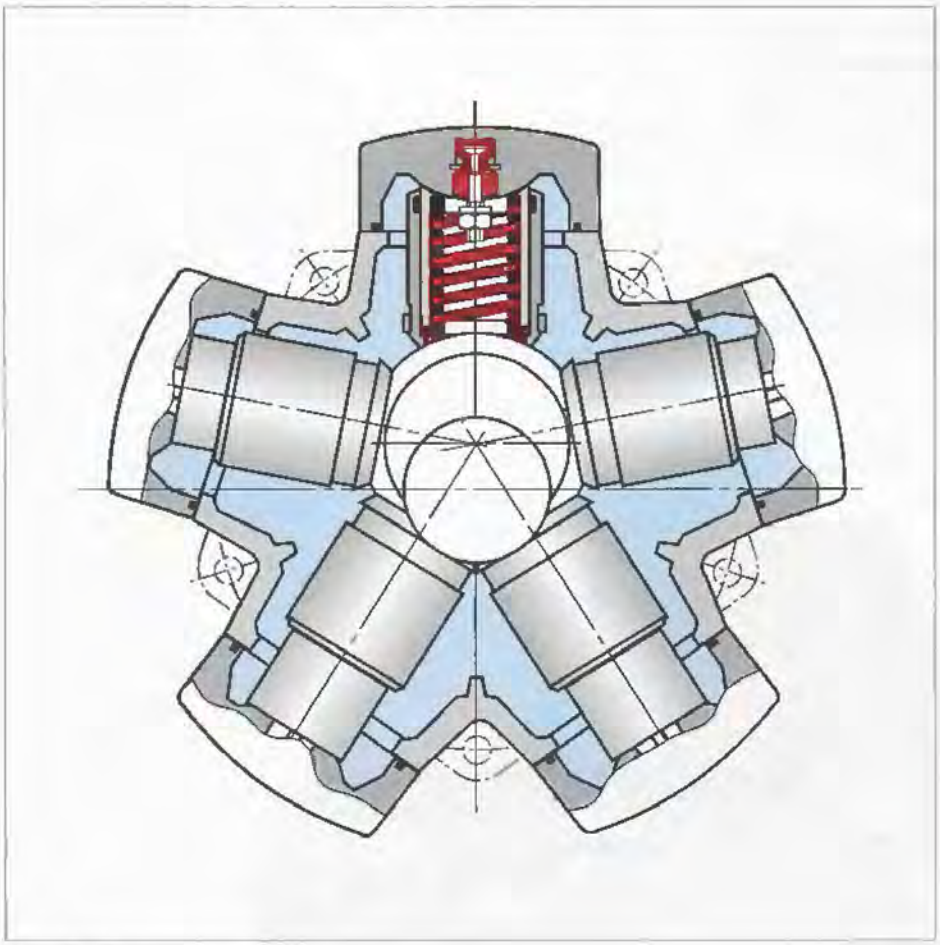


Рис. 5.28

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 10 до 8500 см$^3$

Максимальное рабочее давление до 300 бар

Частота вращения от 0,5 до 2000 мин$^{-1}$
(в зависимости от габарита)

Максимальный крутящий момент до 32000 Н • м

### 3.2.4.2. Регулируемые радиально-поршневые гидромоторы

Принципиальное устройство таких гидромоторов описано в разделе 3.2.4.1.

Отличительной особенностью регулируемых гидромоторов является эксцентриковый вал.

Он состоит из цапф (*1*) и (*2*) и подвижного эксцентрика (*3*).

Через гидролинии (*4*) давление подводится в камеры (*5*) или (*6*) гидроцилиндров управления. При высоком давлении в полостях (*6*) эксцентрик перемещается в направлении уменьшения эксцентриситета; при высоком давлении в полостях (*5*) — в направлении увеличения эксцентриситета.

Таким образом, рабочий объем гидромотора может регулироваться от минимального до максимального, задаваемых механическими ограничителями.

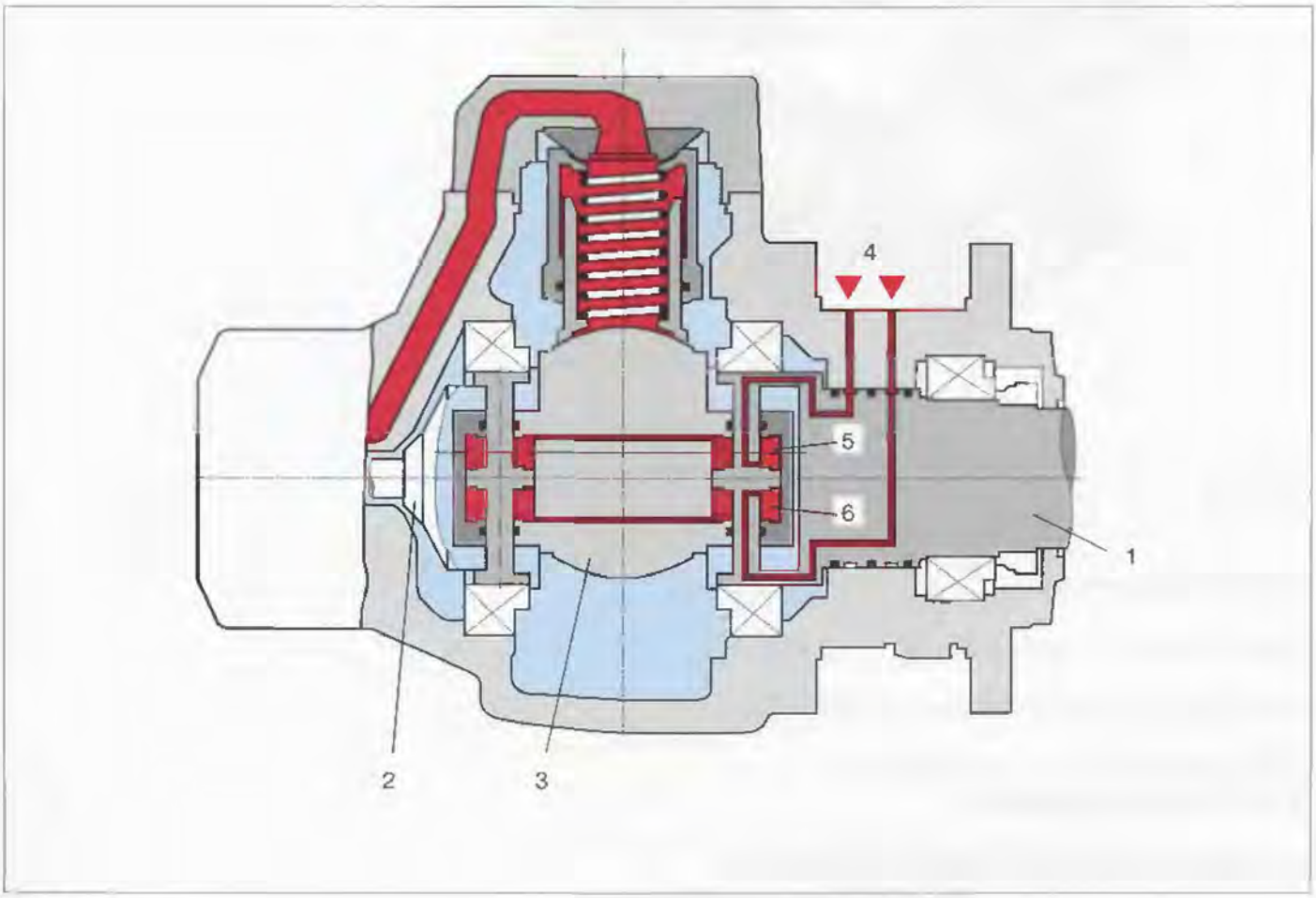



Рис. 5.29

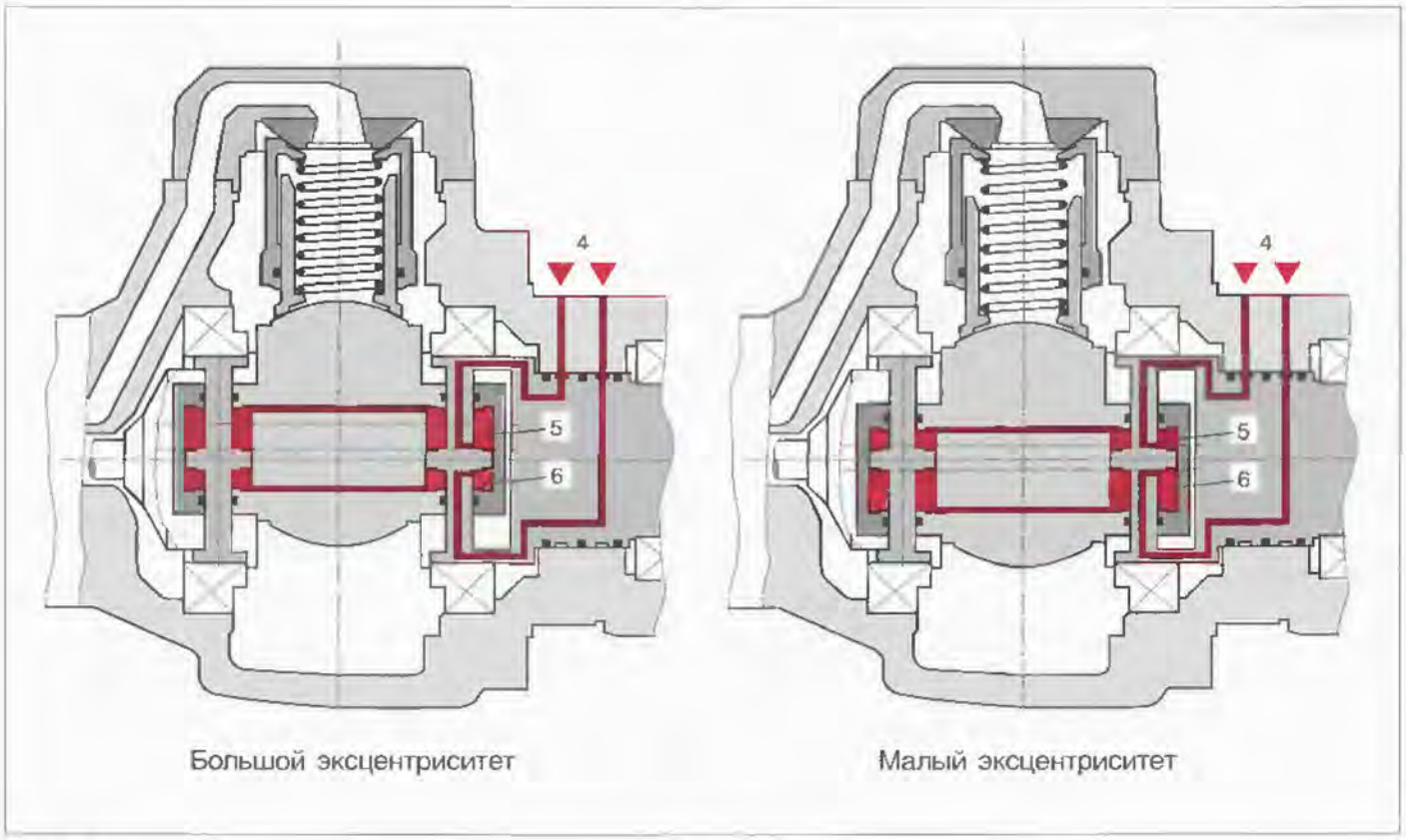



Рис. 5.30

Для бесступенчатой регулировки величины рабочего объема необходимо регулировать положение эксцентрика.

В качестве сравнительной величины для эксцентриситета принимается маятниковое движение поршня.

Датчик перемещения (*3*) выдает сигнал о текущем значении, которое сравнивается с заданным.

Если текущее и заданное значения не совпадают, вырабатывается соответствующий электрический сигнал, и управляющий гидрораспределитель через каналы (*4*) изменяет давления в полостях (*5*) и (*6*) в направлении уменьшения ошибки.

В сочетании с датчиками частоты вращения регулируемые радиально-поршневые гидромоторы могут применяться для приводов с замкнутой обратной связью.

**Основные параметры:**

Рабочий объем от 200 до 5500 см$^3$

Максимальное рабочее давление до 300 бар

Частота вращения от 1 до 1000 мин$^{-1}$

Максимальный крутящий момент до 22000 Н • м

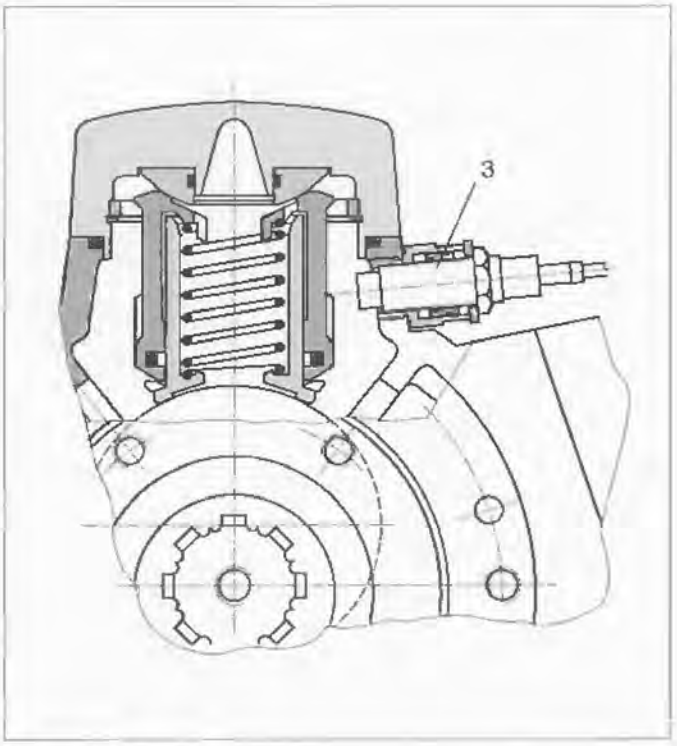



Рис. 5.31

**Заметки**

Глава 6

# Аксиально-поршневые машины

## 1. Введение

Для конструктивного исполнения аксиально-поршневой машины в качестве насоса или гидромотора имеет значение не только функциональный принцип (например, с наклонным блоком или наклонным диском), но также и система циркуляции: открытая или закрытая.

Рис. 6.1. *Нерегулируемая аксиально-поршневая машина с наклонным блоком*

### 1.1. Открытая система циркуляции

В открытой системе всасывающий трубопровод насоса расположен под уровнем рабочей жидкости в резервуаре, причем поверхность рабочей жидкости является открытой по отношению к атмосферному давлению, что обеспечивает хорошую всасывающую способность насоса. Сопротивление всасывающей линии должно быть незначительным для обеспечения требуемой высоты всасывания.
Как правило, аксиально-поршневые машины являются самовсасывающими, однако в некоторых случаях требуется небольшое давление подпитки.
В открытых системах циркуляции рабочая жидкость подводится к гидродвигателям и сливается из них в резервуар через гидрораспределители.

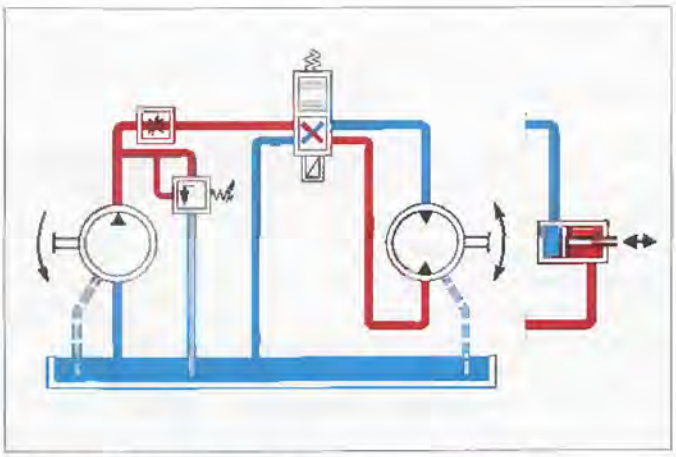


Рис. 6.2. *Открытая система циркуляции*

Типичные признаки, отличающие открытые системы циркуляции:

- всасывающие трубопроводы имеют большой диаметр и небольшую длину
- гидрораспределители, фильтры и охладители имеют условный проход, соответствующий номинальному расходу
- размер бака, кратный максимальной подаче насоса в литрах
- насос расположен над резервуаром (возможно также под резервуаром или рядом с ним)
- частота вращения привода ограничена высотой всасывания
- запирание нагрузки при обратном ходе обеспечивается с помощью гидроаппаратов.

Открытые системы циркуляции являются стандартом для многих областей применения в стационарных и мобильных машинах, в том числе станков, прессов, лебедочных и мобильных приводов.

## 1.2. Закрытая система циркуляции

Закрытой система называется в том случае, если рабочая жидкость, сливающаяся из гидродвигателя, поступает напрямую к насосу.

В зависимости от направления действия нагрузки (определяется потребителем) насос с реверсом по потоку нагнетает рабочую жидкость в линию *A* или в линию *B*. В результате одна из линий (*A* или *B*) становится напорной, а другая (*B* или *A*) — сливной.

Защита напорной линии осуществляется с помощью предохранительных клапанов, которые перепускают рабочую жидкость в сливную линию. При этом рабочая жидкость постоянно находится в системе циркуляции.

Необходимо лишь компенсировать постоянные утечки в насосе и гидромоторе (в зависимости от их эксплуатационных характеристик).

Это осуществляется с помощью вспомогательного насоса, подключенного, как правило, напрямую через фланец к основному насосу. Вспомогательный насос в постоянном режиме подает из небольшого резервуара достаточное количество рабочей жидкости (подпитка) через обратный клапан в сливную линию закрытой системы циркуляции, а избыточный объем возвращается через предохранительный клапан системы подпитки обратно в резервуар. Наличие некоторого подпора в сливной линии позволяет насосу обеспечить высокие эксплуатационные характеристики.

Типичные признаки закрытых систем циркуляции:

- гидрораспределители имеют небольшой диаметр условного прохода (применяются для целей управления)
- фильтры и охладители имеют небольшое проходное сечение и малые габариты
- размер бака небольшой, но согласованный с рабочим объемом вспомогательного насоса и расходом в системе циркуляции
- высокая частота вращения привода, допускаемая благодаря наличию подпитки
- свободное расположение гидропривода (в любом месте)
- полностью реверсируемый привод относительно нулевого положения
- поддержка нагрузки через гидромотор привода
- рекуперация энергии торможения.

Рис. 6.3. *Регулируемая аксиально-поршневая машина с наклонным диском*

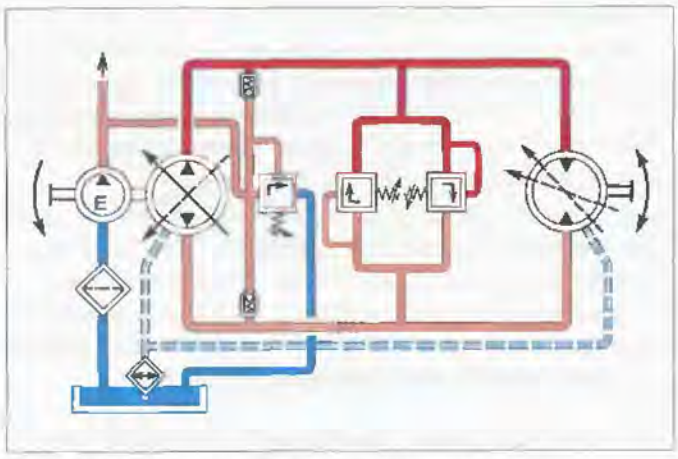



Рис. 6.4. *Закрытая система циркуляции*

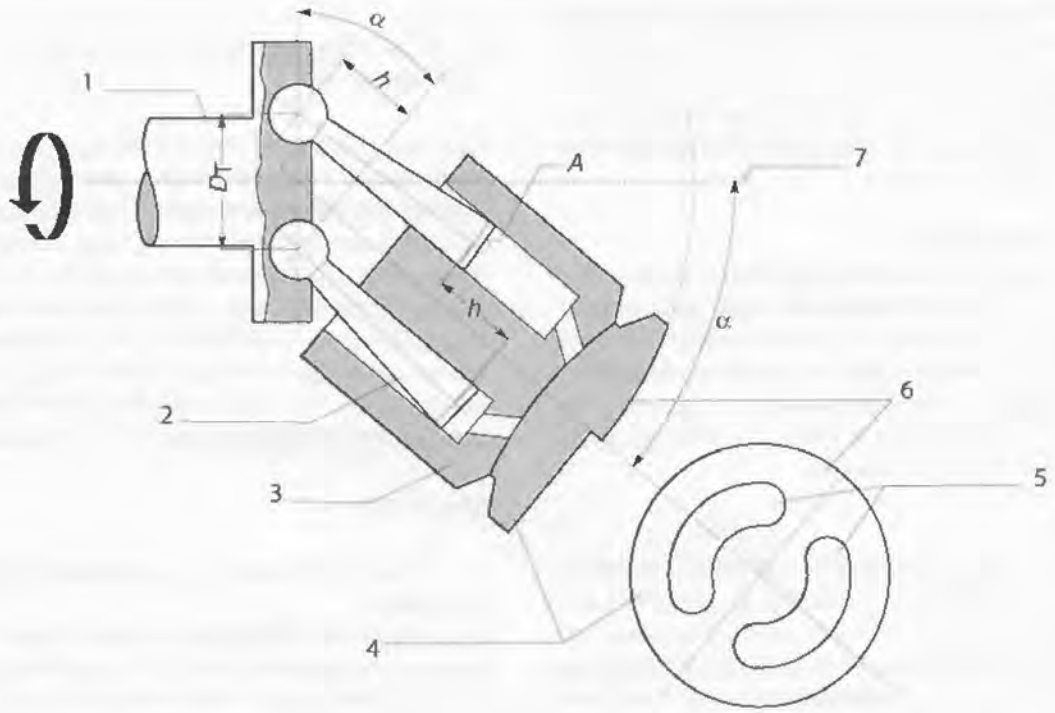
## 2. Принципы работы

### 2.1. Наклонный блок

#### 2.1.1. Принцип работы машин с наклонным блоком

Приводной механизм с наклонным блоком представляет из себя объемную гидромашину, вытесняющие поршни которой расположены наклонно относительно оси приводного вала.

Рис. 6.6. *Нерегулируемая машина с конусными поршнями*




*1* – Приводной вал
*2* – Конусный поршень
*3* – Наклонный блок (ротор)
*4* – Распределительный диск (для α = const)
*5* – Серповидные пазы
*6* – Распределительный диск (для α = var)
*7* – Нулевое положение

*h* – ход поршня
*A* – площадь поршня
$D_T$ – диаметр размещения головок поршней
α – угол наклона (например, 25°)
$V_g$ – геометрический рабочий объем (см³)
*x* – количество поршней (например, 7)
*h* – $D_T \cdot \sin\alpha$
$V_g$ – $x \cdot A \cdot h$
$V_g$ – $x \cdot A \cdot D_T \cdot \sin\alpha$

Рис. 6.5. *Схема конструкции машины с наклонным блоком и постоянным или переменным углом α*

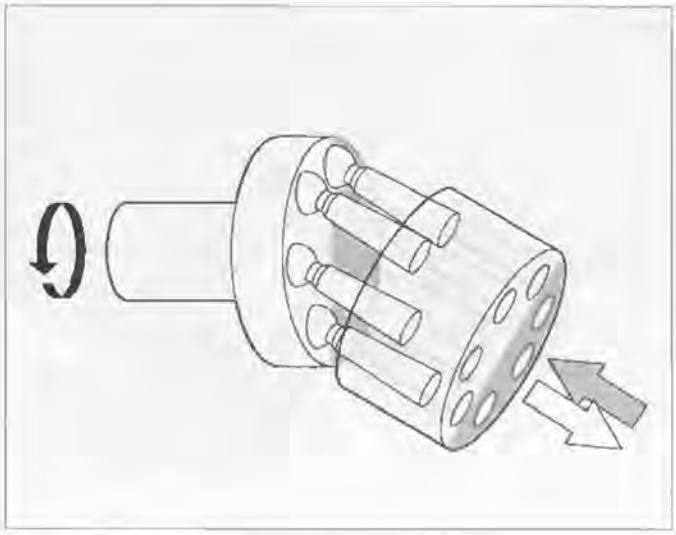


Рис. 6.7. *Принцип наклонного блока*

**Функция насоса**

При вращении приводного вала ротор приводится во вращение шарнирно расположенными поршнями. Поршни перемещаются в роторе на величину хода, которая определяется углом наклона блока. Рабочая жидкость всасывается поршнями из всасывающей линии (вход) и подается под давлением в напорную линию (выход).

**Функция гидромотора**

В отличие от функции насоса в данном случае к входу подводится рабочая жидкость под давлением. В результате часть поршней выдвигается из ротора и через шарнир воздействует на фланец приводного вала, создавая крутящий момент, а другая часть принудительно вдвигается в ротор, вытесняя рабочую жидкость в сливную линию.

**Угол наклона**

Угол наклона нерегулируемой машины является постоянным (определяется корпусом). В регулируемых машинах этот угол может бесступенчато регулироваться в определенных пределах. Изменение угла наклона приводит к изменению хода поршней и, следовательно, — к изменению рабочего объема гидромашины.

## 2.1.2. Описание функций

Регулируемые или нерегулируемые аксиально-поршневые машины с наклонным блоком могут работать как в качестве насоса, так и в качестве гидромотора. При применении в качестве насоса объемная подача пропорциональна частоте вращения и углу наклона. Если гидромашина применяется в качестве гидромотора, частота вращения пропорциональна расходу подводимого потока рабочей жидкости.

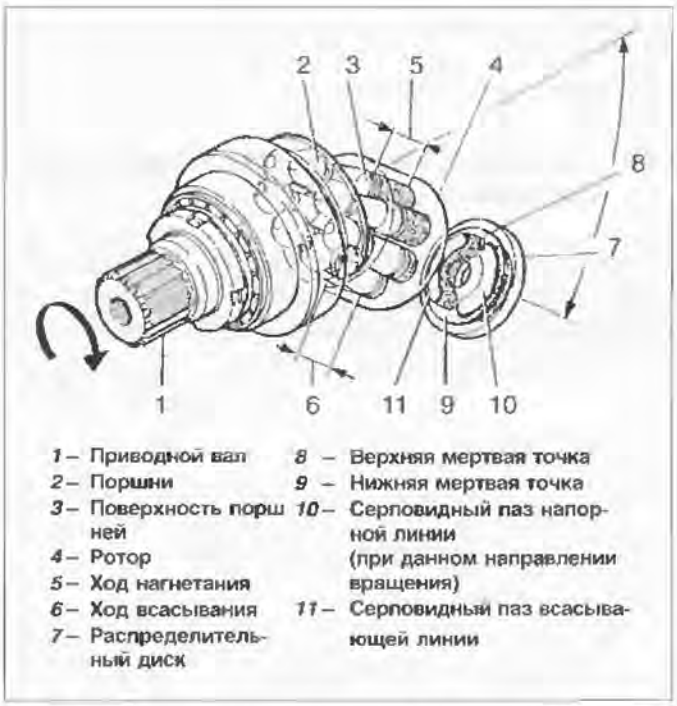



Рис. 6.8. *Принцип наклонного блока – конструктивные элементы*

Крутящий момент, потребляемый насосом или создаваемый гидромотором, увеличивается пропорционально перепаду давлений между линиями высокого и низкого давления. При эксплуатации в режиме насоса механическая энергия преобразуется в гидростатическую; при эксплуатации в режиме гидромотора – наоборот. Регулируемые машины могут изменять свой рабочий объем за счет изменения угла наклона, т.е. объемная подача насоса или расход гидромотора могут изменяться.

**Функции**

**. . . в качестве насоса в открытой системе циркуляции:**

При вращении приводного вала ротор также приводится во вращение через семь шарнирно установленных на приводном фланце поршней. При этом ротор прижимается к сферической поверхности распределительного диска, на которой предусмотрены два серповидных паза. Во время вращения каждый из семи поршней перемещается в отверстиях ротора и осуществляет заданный углом наклона ход. При повороте ротора от нижней до верхней мертвой точки через серповидный паз, соединенный со всасывающей линией, засасывается количество рабочей жидкости, пропорциональное площади поршня и величине его хода. При дальнейшем повороте от верхней до нижней мертвой точки рабочая жидкость вытесняется в напорную линию через второй серповидный паз, соединенный с напорной линией. Поршни, нагруженные гидравлическим давлением, опираются при этом на приводной вал.

**...в качестве гидромотора:**
Функция гидромотора обратна функции насоса. В данном случае рабочая жидкость через серповидный паз распределительного диска подводится в поршневые камеры. Три или четыре поршня находятся в зоне серповидного паза напорной линии, а оставшиеся поршни — в зоне паза сливной линии. При этом поршни, соединенные с напорной линией, развивают усилия, которые, воздействуя на приводной вал, создают крутящий момент.

**Регулирование (для регулируемых машин)**

Изменение угла наклона блока может осуществляться, например, механически с помощью винтовой передачи или гидравлически с помощью установочных поршней.
При увеличении угла наклона от нулевой (начальной) позиции увеличивается рабочий объем и крутящий момент, при уменьшении угла значения соответственно уменьшаются.
Если угол наклона отсутствует, рабочий объем равен нулю. Обычно применяются механические или гидравлические управляющие механизмы, которые в свою очередь приводятся в действие механическим, электрическим или гидравлическим способом. Известные примеры: регулирование с помощью маховичка, электрическое пропорциональное управление, регулирование давления или мощности.

## 2.1.3. Основы вычислений

**Общие положения**
При эксплуатации машины в режиме насоса или гидромотора крутящий момент на приводном валу возникает в результате наклонного положения ротора (наклонного блока). Поршни нагружают ротор лишь незначительными поперечными силами, что положительно сказывается на износостойкости, коэффициенте полезного действия и пусковом моменте. За счет применения сферической опорной поверхности распределительного диска имеет место безмоментная опора ротора, т.к. все воздействующие на ротор силы проходят через одну точку. Боковые сдвиги за счет упругой деформации не вызывают повышенных утечек в сопряжении ротора с распределительным диском.

В режиме холостого хода или при запуске ротор прижимается к распределительному диску встроенными тарельчатыми пружинами. При возрастании давления ротор так уравновешивается гидравлическими силами, что между опорной поверхностью распределительного диска и ротором постоянно остается пленка жидкости, а уровень утечки минимален.

Приводной вал удерживается комплектом подшипников, которые воспринимают возникающие в аксиальном и радиальном направлениях усилия. Для герметизации внутренней полости гидромашины применяются радиальное уплотнительное кольцо и О-образные кольца, для закрепления приводного механизма в корпусе — стопорное кольцо.

| | Нерегулируемый насос | Регулируемый насос |
|---|---|---|
| Подача, л/мин | $Q_1 = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_o}{1000}$ | $Q_1 = \frac{V_{g\,max} \cdot n \cdot \sin\alpha \cdot \eta_o}{1000 \cdot \sin\alpha_{max}}$ |
| Частота вращения, мин$^{-1}$ | $n = \frac{Q_1 \cdot 1000}{V_g \cdot \eta_o}$ | $n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \sin\alpha_{max}}{V_{g\,max} \cdot \sin\alpha \cdot \eta_o}$ |
| Крутящий момент, Н • м | $M_1 = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20\,\pi \cdot \eta_{мех}} = \frac{1{,}59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{мех}}$ | $M_1 = \frac{V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot \sin\alpha}{20\,\pi \cdot \eta_{мех} \cdot \sin\alpha_{max}} = \frac{1{,}59 \cdot V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot \sin\alpha}{100 \cdot \eta_{мех} \cdot \sin\alpha_{max}}$ |
| Мощность, кВт | $P_1 = \frac{2\,\pi \cdot M_1 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549}$ <br> $P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{эф}}$ | $P_1 = \frac{2\,\pi \cdot M_1 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549}$ <br> $P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{эф}}$ |

Таблица 6.1. *Определение величин для насоса*

| | Нерегулируемый гидромотор | Регулируемый гидромотор |
|---|---|---|
| **Расход, л/мин** | $Q_2 = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_o}$ | $Q_2 = \frac{V_{g\,max} \cdot n \cdot \sin\alpha}{1000 \cdot \sin\alpha_{max} \cdot \eta_o}$ |
| **Частота вращения, мин$^{-1}$** | $n = \frac{Q_2 \cdot 1000 \cdot \eta_o}{V_g}$ | $n = \frac{Q_2 \cdot 1000 \cdot \sin\alpha_{max} \cdot \eta_o}{V_{g\,max} \cdot \sin\alpha}$ |
| **Крутящий момент, Н • м** | $M_2 = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}}{20\pi} = \frac{1{,}59 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}}{100}$ | $M_2 = \frac{V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot \sin\alpha \cdot \eta_{мех}}{20\pi \cdot \sin\alpha_{max}} = \frac{1{,}59 \cdot V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot \sin\alpha \cdot \eta_{мех}}{100 \cdot \sin\alpha_{max}}$ |
| **Мощность, кВт** | $P_2 = \frac{2\pi \cdot M_2 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549}$ <br> $P_2 = \frac{Q_2 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех} = \frac{Q_2 \cdot \Delta p \cdot \eta_{эф}}{600}$ | $P_2 = \frac{2\pi \cdot M_2 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549}$ <br> $P_2 = \frac{Q_2 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех} = \frac{Q_2 \cdot \Delta p \cdot \eta_{эф}}{600}$ |

Таблица 6.2. *Определение величин для гидромотора*

$Q_1$ – подача насоса (л/мин)
$Q_2$ – расход жидкости, потребляемый гидромотором (л/мин)
$M_1$ – приводной крутящий момент (Н • м)
$M_2$ – развиваемый крутящий момент (Н • м)
$P_1$ – приводная мощность (кВт)
$P_2$ – развиваемая мощность (кВт)
$V_g$ – геометрический рабочий объем (см$^3$)
$V_{g\,max}$ – максимальный геометрический рабочий объем (см$^3$)
$n$ – частота вращения (мин$^{-1}$)
$\alpha_{max}$ – максимальный угол наклона (в зависимости от конструктивного исполнения)
$\alpha$ – установленный угол наклона
$\eta_o$ – объемный коэффициент полезного действия
$\eta_{мех}$ – механо-гидравлический коэффициент полезного действия
$\eta_{эф}$ – общий (эффективный) коэффициент полезного действия ($\eta_{эф} = \eta_o \cdot \eta_{мех}$)
$\Delta p$ – перепад давлений (бар)

## 2.1.4. Силы, действующие на приводной механизм

На рисунках 6.9 и 6.10 показаны силы, действующие на приводной механизм. Разложение сил происходит на приводном фланце, т.е. напрямую на приводном валу. Данное преобразование крутящего момента в усилие, действующее на поршень насоса и, соответственно наоборот для гидромотора, гарантирует наилучший коэффициент полезного действия.

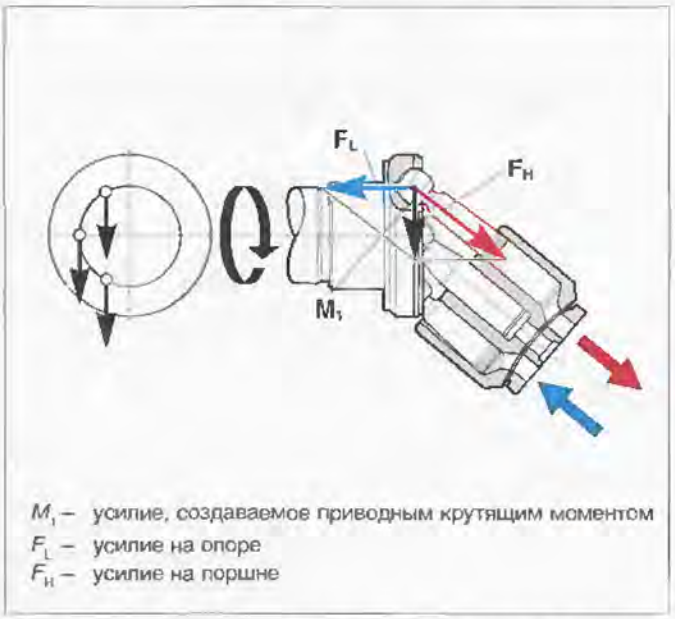



Рис. 6.9. *Разложение сил на приводном фланце насоса*

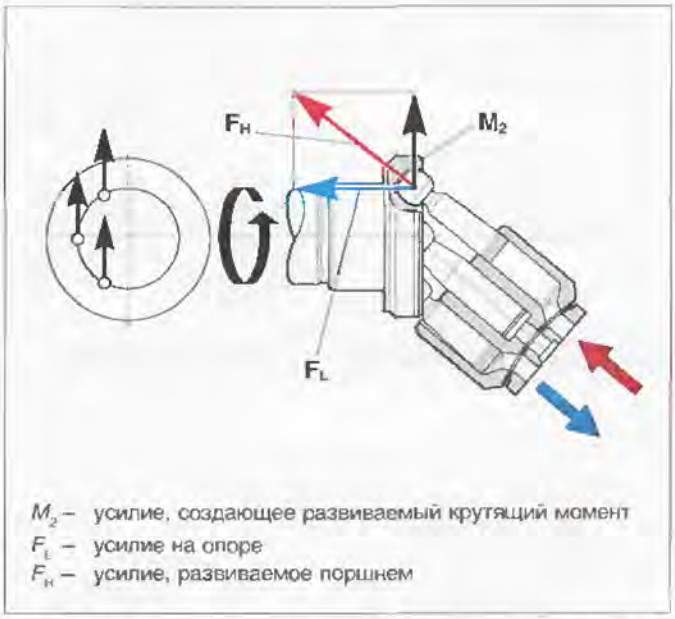



Рис. 6.10. *Разложение сил на приводном фланце гидромотора*

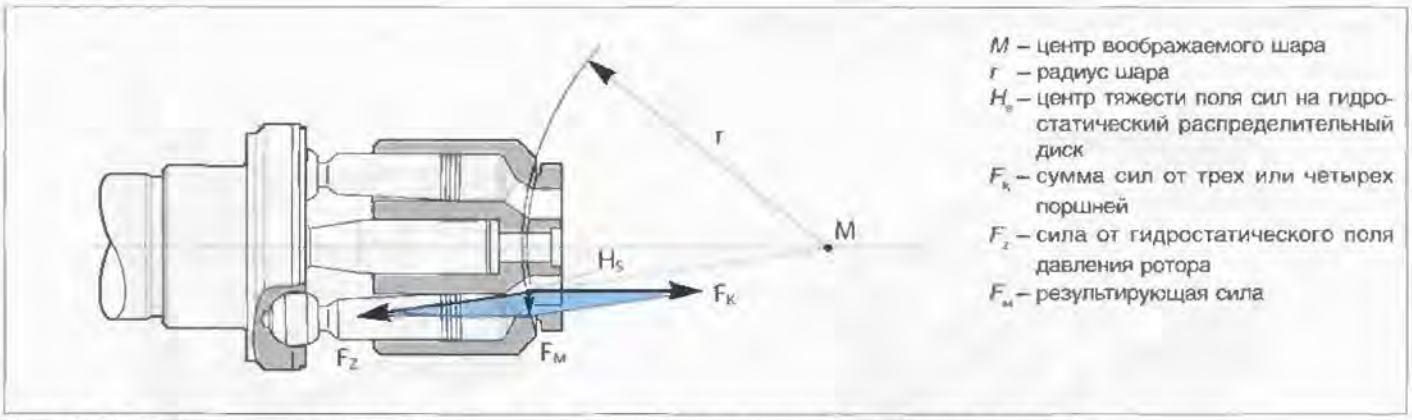



Рис. 6.11. *Разложение сил на сферической поверхности распределительного диска*

При рассмотрении крутящих моментов один из элементов гидравлического механизма отображается в упрощенном виде — статическом состоянии при угле наклона 0°.
На практике для наклонных приводных механизмов имеют место динамические нагрузочные процессы, поскольку постоянно три или четыре поршня подвергаются воздействию высокого давления.

## 2.1.5. Приводной механизм с коническими поршнями и углом наклона блока 40°

На рис. 6.12 в одном корпусе с фиксированным углом наклона показаны:

- механизм в плоскости наклонной оси
- бескарданное ведение наклонного блока (ротора)
- безмоментная опора наклонного блока
- самоцентрирующаяся роторная группа
- сферический распределительный диск
- опора вала на два конических роликоподшипника
- цельные конические поршни с двумя поршневыми кольцами
- автоматическая смазка подшипников
- разложение поршневой силы непосредственно на приводном фланце.

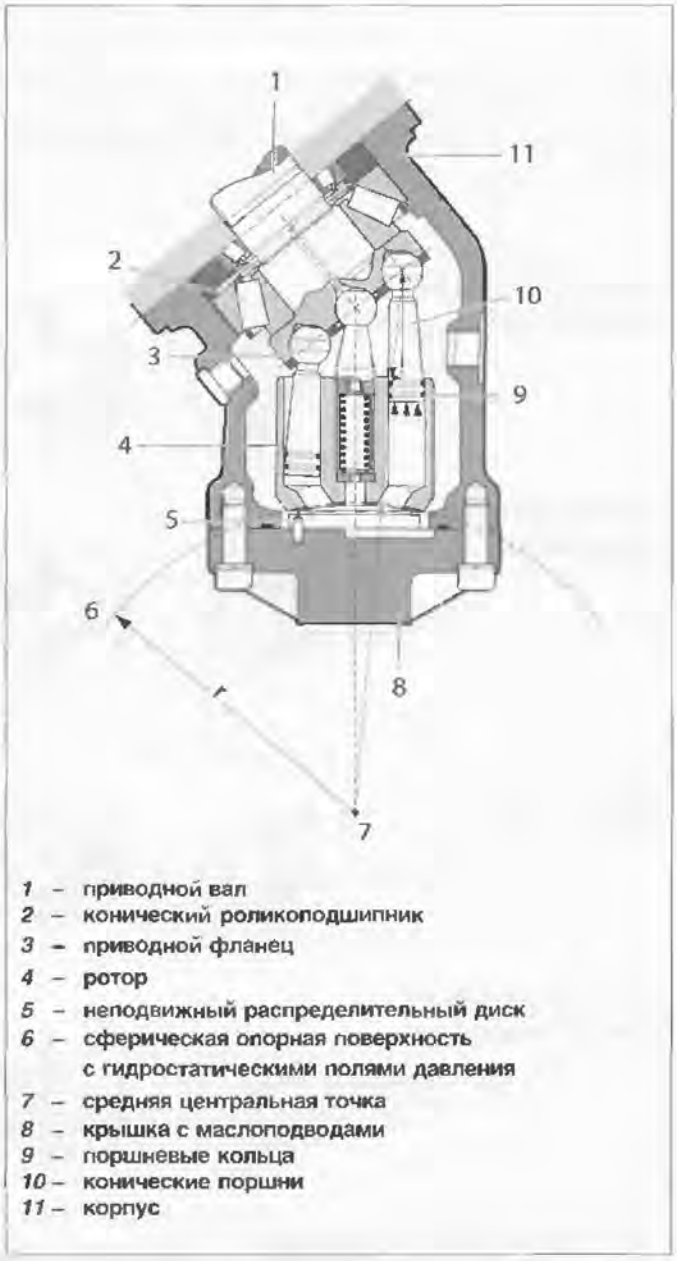



Рис. 6.12. *Приводной механизм с коническими поршнями и наклонной осью под углом 40°*

## 2.1.6. Конструктивные исполнения / примеры

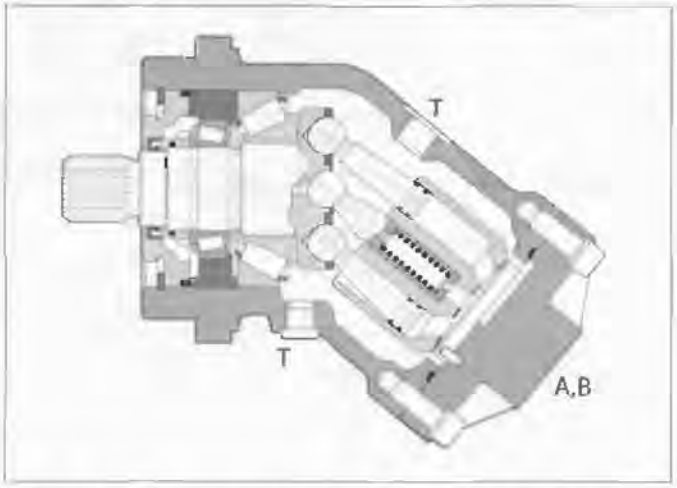



Рис. 6.13. *Нерегулируемое изделие (угол наклона жестко зафиксирован) в качестве насоса или гидромотора в открытой или закрытой системе циркуляции*

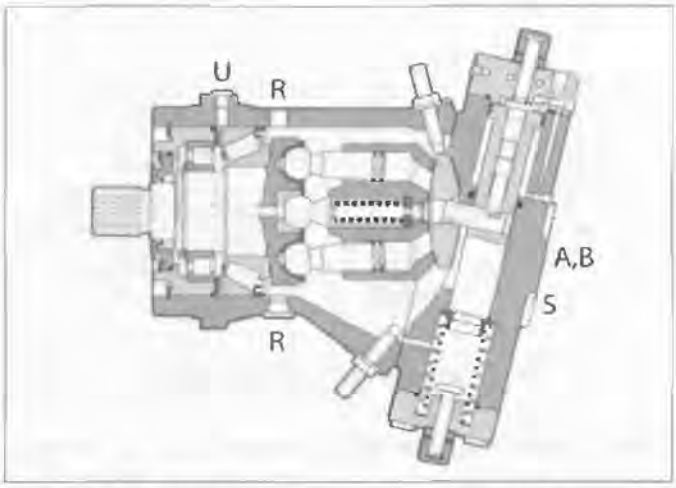



Рис 6.14. *Регулируемое изделие (угол наклона может изменяться) в качестве насоса в открытой системе циркуляции с бесступенчатой регулировкой рабочего объема*

| | | |
|---|---|---|
| **Нерегулируемый гидромотор** |   | Нерегулируемый гидромотор для открытой или закрытой системы циркуляции, угол наклона жестко зафиксирован, направление вращения привода возможно в обе стороны. |
| **Регулируемый гидромотор** |   | Регулируемый гидромотор для открытой или закрытой систем циркуляции, наклон изменяется в одну сторону, направление вращения привода возможно в обе стороны. |
| **Регулируемый насос** |   | Регулируемый насос для открытой системы циркуляции, наклон изменяется бесступенчато в одну сторону, направление вращения привода возможно только в одну сторону. |
| **Регулируемый насос / гидромотор** |   | Регулируемый насос-мотор для закрытой системы циркуляции, наклон изменяется в обе стороны через нулевое положение, направление вращения привода возможно в обе стороны. |

***A, B*** подвод давления ***S*** всасывание
***T, R*** дренаж ***U*** подключение прокачки через корпус

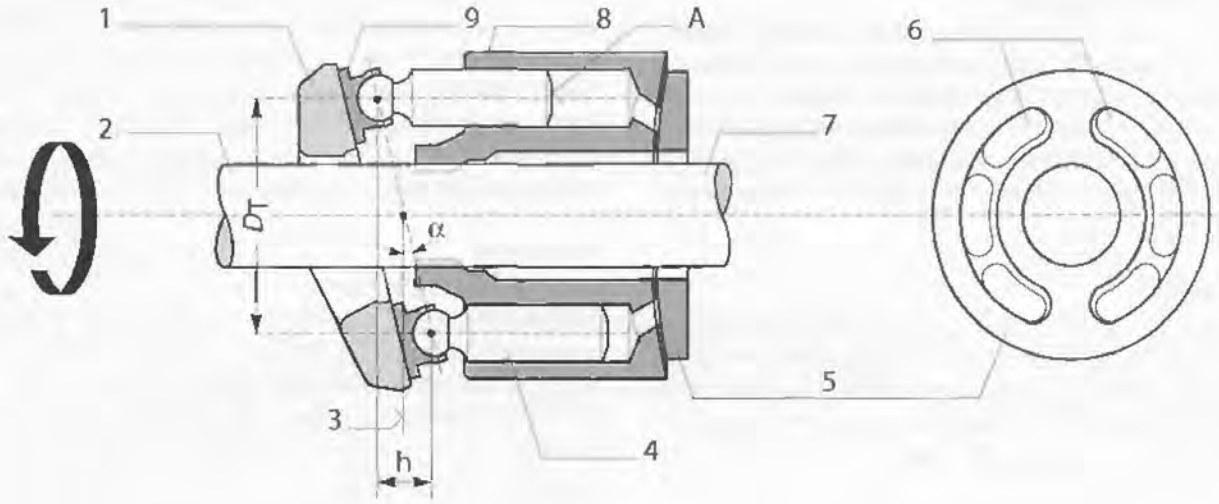
Таблица 6.3. *Примеры конструктивного исполнения с условными обозначениями и рисунками, поясняющими основные принципы*

## 2.2. Наклонный диск

### 2.2.1. Принцип использования наклонного диска

Приводной механизм с наклонным диском представляет из себя объемную гидромашину, оси вытесняющих поршней которой параллельны оси приводного вала.
Усилие, развиваемое поршнями, воспринимается наклонным диском.

Рис. 6.16. *Регулируемый насос с электрогидравлической настройкой, регулировкой в функции частоты вращения и встроенным вспомогательным насосом*




*1* – **Наклонный диск**
*2* – **Приводной вал**
*3* – **Нулевое положение**
*4* – **Поршни**
*5* – **Распределительный диск**
*6* – **Серповидные пазы**
*7* – **Сквозной вал**
*8* – **Ротор**
*9* – **Гидростатический башмак**

***h*** – **Ход поршня**
***A*** – **Площадь поршня**
$D_T$ – **Диаметр расположения поршней**
α – **угол наклона (например, 20°)**
$V_g$ – **Геометрический рабочий объем (см³)**
***x*** – **Количество поршней (например, 9)**
$h = D_T \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$
$V_g = x \cdot A \cdot h$
$V_g = x \cdot A \cdot D_T \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$

Рис. 6.15. *Конструктивная схема нерегулируемой или регулируемой (с изменяющимся углом α) машины с наклонным диском (поршни параллельны оси)*

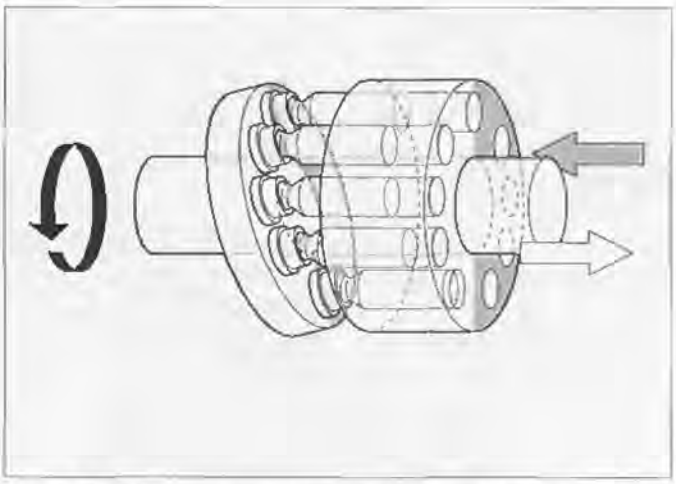


Рис. 6.17. *Принцип использования наклонного диска*

**Функция насоса**

При вращении приводного вала вращается связанный с ним через шлицевое соединение ротор. Возвратно-поступательное движение поршней обеспечивается при их взаимодействии с наклонным диском. Рабочая жидкость подводится из низконапорной линии (вход) и вытесняется поршнями в высоконапорную линию (выход).

**Функция гидромотора**

В отличие от функции насоса здесь к входу подается рабочая жидкость под давлением. Выдвигающиеся из ротора поршни создают крутящий момент, который через шлицевое соединение передается на приводной вал. При этом поршни, вдвигающиеся в ротор, вытесняют рабочую жидкость в низконапорную линию (выход).

**Угол наклона**

Для нерегулируемых машин наклонный диск жестко закреплен в корпусе; для регулируемых — угол наклона бесступенчато изменяется в определенных пределах. В результате изменяется ход поршней и, следовательно, — рабочий объем.

## 2.2.2. Описание функций

Регулируемые или нерегулируемые аксиально-поршневые машины с наклонным диском могут работать в качестве насосов или гидромоторов. При применении в качестве насоса подача рабочей жидкости пропорциональна частоте вращения привода и углу наклона. При применении в качестве гидромотора частота вращения пропорциональна подводимому расходу рабочей жидкости.

Приводной (для насосов) и развиваемый (для гидромоторов) крутящий момент возрастает при увеличении перепада давлений между линиями подвода.


Рис. 6.18. *Принцип наклонного диска — элементы конструкции*

При эксплуатации в режиме насоса механическая энергия преобразуется в гидростатическую и наоборот — при эксплуатации в режиме гидромотора происходит обратное преобразование. Регулируемый насос или регулируемый гидромотор могут изменять свой рабочий объем за счет установки требуемого угла наклонного диска, т.е. подача насоса или потребляемый расход гидромотора могут изменяться.

**Функции**

**... в качестве насоса**

Приводимый от двигателя (например, дизельного или электрического) вал вращается и через шлицевое соединение приводит во вращение ротор.

Ротор с семью поршнями вращается вместе с приводным валом. Поршни опираются через гидростатические подпятники на опорную поверхность наклонного диска и совершают возвратно-поступательное движение. Подпятники с помощью специального устройства постоянно прижимаются к опорной поверхности. Во время вращения каждый из поршней проходит через верхнюю и нижнюю мертвые точки, возвращаясь в исходную позицию. При движении от одной точки к другой поршень, не меняя направления движения, совершает один такт, во время которого в зависимости от соединенного с ним серповидного паза распределительного диска жидкость всасывается или вытесняется. При такте всасывания жидкость всасывается в увеличивающийся объем рабочей камеры ротора (точнее, вдавливается атмосферным давлением в открытых системах циркуляции или давлением подпитки — в закрытых). При напорном такте жидкость из рабочих камер вытесняется в гидросистему.

### ... в качестве гидромотора

Функция гидромотора обратна функции насоса. В данном случае рабочая жидкость от гидросистемы подводится к гидромотору. Через серповидные пазы распределительного диска жидкость поступает в рабочие камеры ротора. Четыре или пять рабочих камер находятся напротив серповидного паза напорной линии. С другим серповидным пазом (сливной линией) соединены оставшиеся рабочие камеры.

Каждый из поршней, нагруженных давлением, соскальзывает по наклонному диску вниз и вращает ротор, в котором он расположен. Ротор с 9-ю поршнями вращается вместе с приводным валом, причем поршни совершают возвратно-поступательное движение. Гидравлическое давление создает крутящий момент на роторе и, следовательно, — вращение приводного вала. Частота вращения гидромотора определяется расходом подводимой рабочей жидкости.

### Переустановка (для регулируемых машин)

Угол наклона наклонного диска изменяется, например, механически с помощью винтового механизма или гидравлически с помощью управляющих поршней. Поскольку наклонный диск опирается на подшипник качения или скольжения, он легко перемещается. При увеличении угла наклона увеличиваются рабочий объем и крутящий момент, при уменьшении — они соответственно уменьшаются.

Если угол наклона отсутствует, рабочий объем равен нулю. Обычно применяются механические или гидравлические установочные механизмы, которые в свою очередь приводятся в действие механическим, электрическим или гидравлическим способом. В качестве примера можно привести электрическое пропорциональное управление, регулятор давления или мощности.

### Общие положения

Насосы и гидромоторы с наклонным диском могут использоваться в закрытых или открытых системах циркуляции, однако они чаще всего используются в качестве насосов в закрытых системах циркуляции. Это определяется удобством размещения дополнительного насоса подпитки на сквозном валу и возможностью использования интегрированной компоновки регулирующих устройств и аппаратов. Получаемая компактная конструкция обеспечивает высокий срок службы, поскольку наклонный диск опирается на гидростатический подшипник скольжения. Разложение усилий (поршневые и тангенциальные) происходит через гидростатические подпятники на наклонном диске. При этом гидравлическая часть приводного механизма, т.е. ротор с поршнями и распределительный диск, находятся в точке равновесия сил. Опора приводного вала позволяет воспринимать значительные нагрузки. Принцип сферической распределительной поверхности, предварительный поджим ротора с помощью тарельчатых пружин и др. можно сравнить с функцией приводного механизма с наклонным блоком, описанного выше.

## 2.2.3. Основы вычислений

| | Нерегулируемый насос | Регулируемый насос |
|---|---|---|
| Подача, л/мин | $Q_1 = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_o}{1000}$ | $Q_1 = \frac{V_{g\,max} \cdot n \cdot \mathrm{tg}\,\alpha \cdot \eta_o}{1000 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha_{max}}$ |
| Частота вращения, мин$^{-1}$ | $n = \frac{Q_1 \cdot 1000}{V_g \cdot \eta_o}$ | $n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \mathrm{tg}\,\alpha_{max}}{V_{g\,max} \cdot \mathrm{tg}\,\alpha \cdot \eta_o}$ |
| Крутящий момент, Н • м | $M_1 = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20\,\pi \cdot \eta_{мех}} = \frac{1{,}59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{мех}}$ | $M_1 = \frac{V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot \mathrm{tg}\,\alpha}{20\,\pi \cdot \eta_{мех} \cdot \mathrm{tg}\,\alpha_{max}} = \frac{1{,}59 \cdot V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot \mathrm{tg}\,\alpha}{100 \cdot \eta_{мех} \cdot \mathrm{tg}\,\alpha_{max}}$ |
| Мощность, кВт | $P_1 = \frac{2\,\pi \cdot M_1 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549}$<br>$P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{эф}}$ | $P_1 = \frac{2\,\pi \cdot M_1 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549}$<br>$P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{эф}}$ |

Таблица 6.4. *Определение величин для насосов*

| | Нерегулируемый гидромотор | Регулируемый гидромотор |
|---|---|---|
| Расход, л/мин | $Q_2 = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_o}$ | $Q_2 = \frac{V_{g\,max} \cdot n \cdot tg\alpha}{1000 \cdot tg\alpha_{max} \cdot \eta_o}$ |
| Частота вращения, мин$^{-1}$ | $n = \frac{Q_2 \cdot 1000 \cdot \eta_o}{V_g}$ | $n = \frac{Q_2 \cdot 1000 \cdot tg\alpha_{max} \cdot \eta_o}{V_{g\,max} \cdot tg\alpha}$ |
| Крутящий момент, Н • м | $M_2 = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}}{20\pi} = \frac{1{,}59 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}}{100}$ | $M_2 = \frac{V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot tg\alpha \cdot \eta_{мех}}{20\pi \cdot tg\alpha_{max}} = \frac{1{,}59 \cdot V_{g\,max} \cdot \Delta p \cdot tg\alpha \cdot \eta_{мех}}{100 \cdot tg\alpha_{max}}$ |
| Мощность, кВт | $P_2 = \frac{2\pi \cdot M_2 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549}$ <br> $P_2 = \frac{Q_2 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех} = \frac{Q_2 \cdot \Delta p \cdot \eta_{эф}}{600}$ | $P_2 = \frac{2\pi \cdot M_2 \cdot n}{60\,000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549}$ <br> $P_2 = \frac{Q_2 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех} = \frac{Q_2 \cdot \Delta p \cdot \eta_{эф}}{600}$ |

Таблица 6.5. *Определение величин для гидромоторов*

$Q_1$ – подача насоса (л/мин)
$Q_2$ – расход жидкости, потребляемый гидромотором (л/мин)
$M_1$ – приводной крутящий момент (Н • м)
$M_2$ – развиваемый крутящий момент (Н • м)
$P_1$ – приводная мощность (кВт)
$P_2$ – развиваемая мощность (кВт)
$V_g$ – геометрический рабочий объем (см$^3$)
$V_{g\,max}$ – максимальный геометрический рабочий объем (см$^3$)
$n$ – частота вращения (мин$^{-1}$)
$\alpha_{max}$ – максимальный угол наклона (в зависимости от конструктивного исполнения)
$\alpha$ – установленный угол наклона (между 0 и $\alpha_{max}$)
$\eta_o$ – объемный коэффициент полезного действия
$\eta_{мех}$ – механо-гидравлический коэффициент полезного действия
$\eta_{эф}$ – общий (эффективный) коэффициент полезного действия ($\eta_{эф} = \eta_o \cdot \eta_{мех}$)
$\Delta p$ – перепад давлений (бар)

## 2.2.4. Силы, действующие на приводной механизм

Разложение сил происходит на наклонном диске, распределительном диске и роторе. Распределительный диск гидростатически разгружен, что обеспечивает высокую долговечность приводного механизма.

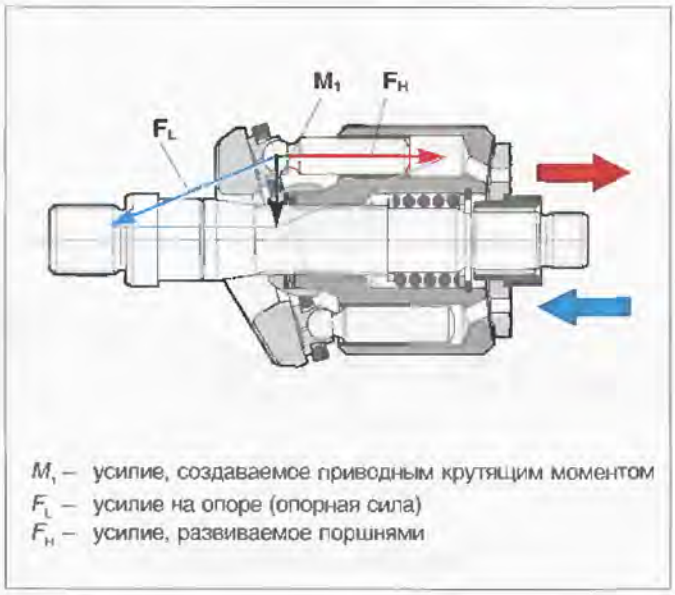



Рис. 6.19. *Разложение сил на наклонном диске насоса*

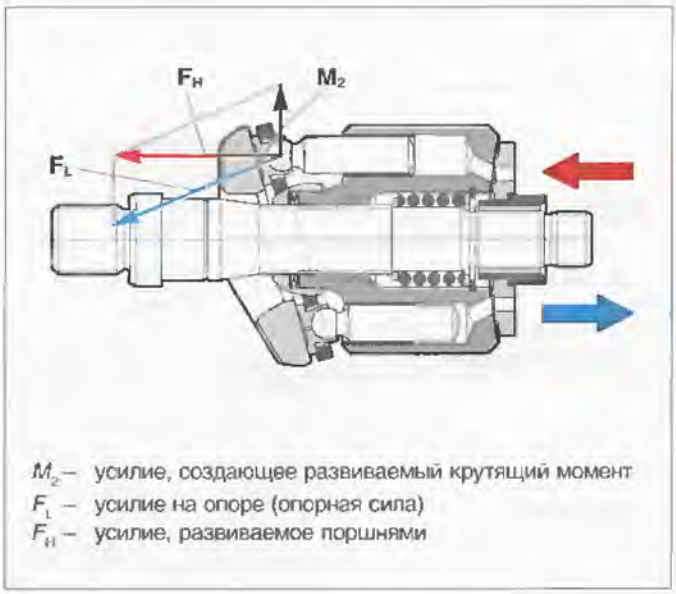



Рис. 6.20. *Разложение сил на наклонном диске гидромотора*

## 2.2.5. Приводной механизм с наклонным диском (упрощенное изображение)

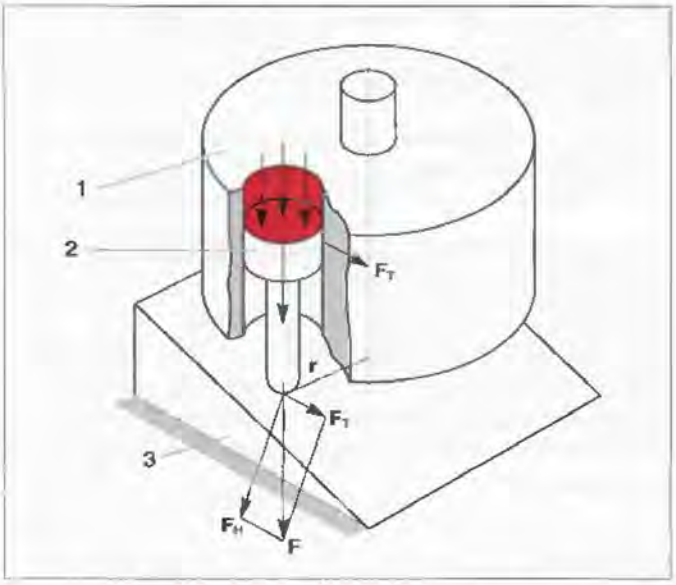



Рис. 6.21. *Основной принцип приводного механизма с наклонным диском*

Основные элементы приводного механизма с наклонным диском: ротор (*1*), поршни (*2*), наклонный диск / наклонная плоскость (*3*).

Как уже отмечалось в разделе о функциональном описании (например, для гидромотора), в даном случае поршни нагружаются давлением рабочей жидкости и прижимаются к наклонной плоскости.

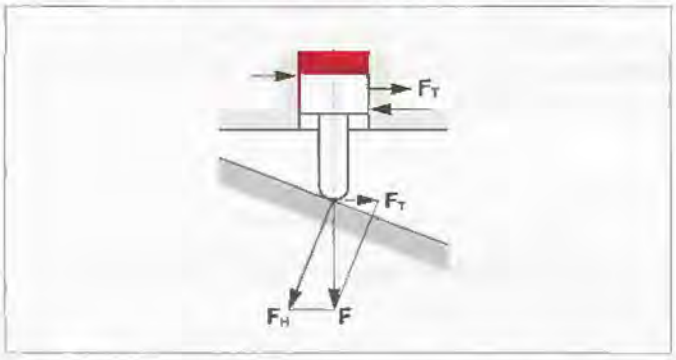



Рис. 6.22. *Силы, действующие на поршни*

Разложение сил, действующих на поршни в точке соприкосновения с наклонной плоскостью, дает составляющие, действующие на подшипник ($F_H$) и создающие крутящий момент ($F_T$). Поршень соскальзывает вниз по наклонной плоскости и приводит во вращение ротор вместе с приводным валом. Так как поршни могут перекашиваться в границах допуска в сопряжении с ротором, в момент начала работы возникает большее сопротивление трения (залипание), чем в установившемся процессе, когда имеет место трение скольжения. Это является причиной некоторого снижения коэффициента полезного действия при запуске по сравнению с машинами, работающими по принципу наклонного блока. Это явление имеет определенное значение лишь при эксплуатации в режиме гидромотора; в режиме насоса — нет.

## 2.2.6. Конструктивные исполнения / примеры

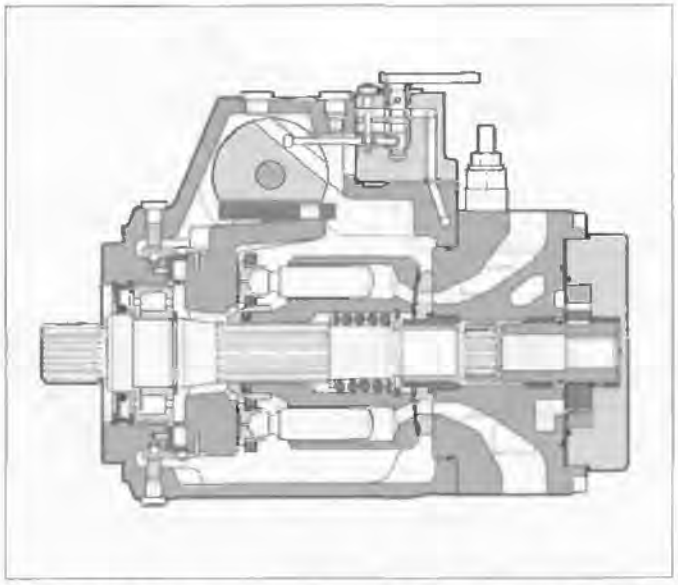


Рис. 6.23. *Регулируемый насос для закрытой системы циркуляции*

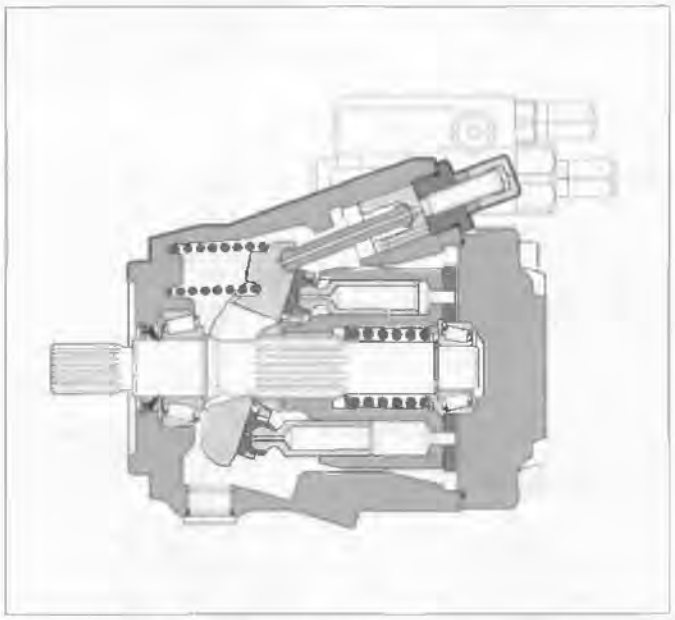


Рис. 6.24. *Регулируемый насос для открытой системы циркуляции*

| | |
|---|---|
| **Регулируемый насос** | Регулируемый насос для систем закрытой циркуляции, наклон возможен в обе стороны.<br>Угол наклона бесступенчато регулируется с проходом через нулевое положение.<br>Направление вращения привода возможно в обе стороны.<br>Возможно тандемное (сдвоенное) исполнение за счет установки второго насоса на сквозном валу. |
| **Регулируемый насос** | Регулируемый насос для систем открытой, закрытой и полузакрытой циркуляции.<br>Угол наклона бесступенчато регулируется.<br>Направление вращения привода и направление подачи в зависимости от типа системы циркуляции возможно в обе стороны или только в одну.<br>Возможна установка вспомогательного насоса на сквозном валу. |
| **Нерегулируемый гидромотор** | Нерегулируемый гидромотор для систем закрытой или открытой циркуляции, наклон жестко установлен.<br>Направление вращения привода возможно в обе стороны.<br>На сквозном валу возможна установка тормозного устройства. |
| **Регулируемый насос** | Регулируемый насос для систем открытой циркуляции, наклон в одну сторону.<br>Угол наклона бесступенчато регулируется.<br>Направление вращения привода возможно только в одну сторону. |
| **Регулируемый насос** | Регулируемый насос для систем открытой циркуляции, наклон в одну сторону.<br>Угол наклона бесступенчато регулируется.<br>Направление вращения привода возможно только в одну сторону.<br>На сквозном валу установлен нагнетатель (дополнительный насос подпитки). |

***A, B*** подвод давления ***S*** всасывание
***T, R, L*** дренаж ***U*** подключение прокачки через корпус

Таблица 6.6. *Примеры конструктивного исполнения с условными обозначениями и рисунком, поясняющим основные принципы*

## 3. Типы конструктивного исполнения аксиально-поршневых машин

### 3.1. Нерегулируемые насосы и гидромоторы с наклонным блоком

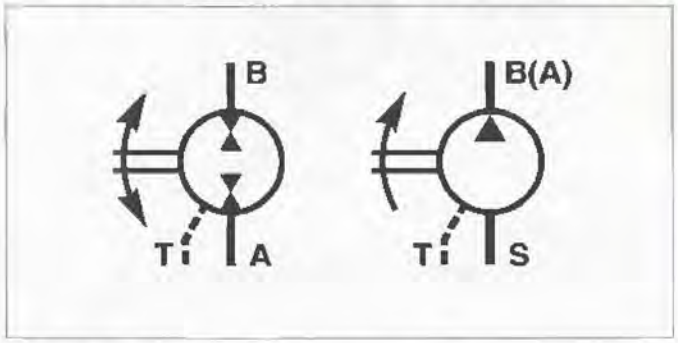



Рис. 6.25. *Условные обозначения*

Отличительные признаки:

- Бескарданное ведение ротора с помощью конических поршней
- Конусные поршни с поршневыми кольцами для уплотнения
- Надежные конические роликовые подшипники с долгим сроком службы
- Монтажные фланцы и концы валов по стандарту ISO или SAE
- Дренажная линия и подвод для прокачки подшипников
- Возможна прямая установка тормозного устройства
- Номинальное давление до 400 бар, пиковое — до 450 бар

#### 3.1.1. Нерегулируемый гидромотор

В качестве гидромотора возможна работа как в открытой, так и в закрытой системах циркуляции. Применяется в стационарных и мобильных машинах, во всех гидроприводах, где необходима постоянная величина подачи для гидростатической передачи мощности.

#### 3.1.2. Нерегулируемый насос

С помощью соответствующей присоединительной плиты нерегулируемый гидромотор можно преобразовать в нерегулируемый насос для открытой системы циркуляции.

Рис. 6.26. *Нерегулируемый гидромотор*

#### 3.1.3. Нерегулируемый насос для грузовых автомобилей

Насос (рис. 6.27) обладает специальными свойствами и размерами для применения в грузовых автомобилях. При необходимости изменения направления вращения (например, при смене передаточного механизма) в насосе системы открытой циркуляции возможен поворот присоединительной плиты.

Рис. 6.27. *Нерегулируемый гидромотор для грузовых автомобилей*

## 3.2. Регулируемые гидромоторы с наклонным блоком

Рис. 6.28. *Регулируемый гидромотор с наклонным блоком*

Отличительные признаки:
- Регулируемый гидромотор обеспечивает широкий диапазон регулирования в гидростатических приводах
- Достигаются высокая частота вращения и высокий крутящий момент
- Снижаются эксплуатационные расходы за счет экономии на механизмах переключения или за счет использования насосов с меньшей подачей
- Небольшой вес
- Облегченный режим запуска
- Наличие различных механизмов для настройки и регулировки
- Изменение угла наклона в одну сторону
- Номинальное давление до 400 бар, пиковое — до 450 бар.

### 3.2.1. Автоматический регулятор, работающий по принципу зависимости от давления

У регулируемых гидромоторов с наклонным блоком крутящий момент возникает непосредственно на приводном валу, а ротор ведется коническими поршнями. Изменение угла наклона осуществляется специальным гидроцилиндром путем смещения распределительного диска вдоль цилиндрической опорной поверхности.

При постоянных подаче насоса и рабочем давлении
- с уменьшением угла растет частота вращения и уменьшается крутящий момент
- увеличение угла приводит к росту крутящего момента и снижению частоты вращения.

Величина рабочего объема устанавливается автоматически в зависимости от действующего давления. При увеличении давления в линии *A* или *B* до величины, определяемой настройкой регулятора, рабочий объем изменяется от $V_{g\,min}$ до $V_{g\,max}$. Если давление не превышает установленную величину, гидромотор имеет минимальный угол наклона.

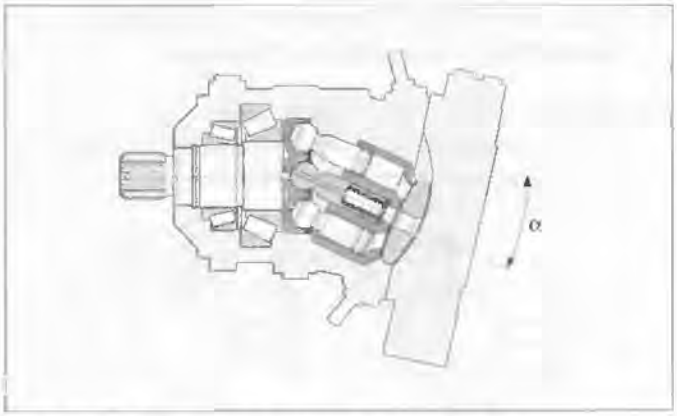



Рис. 6.29. *Принцип работы регулятора*


Рис. 6.30. *Регулятор давления*

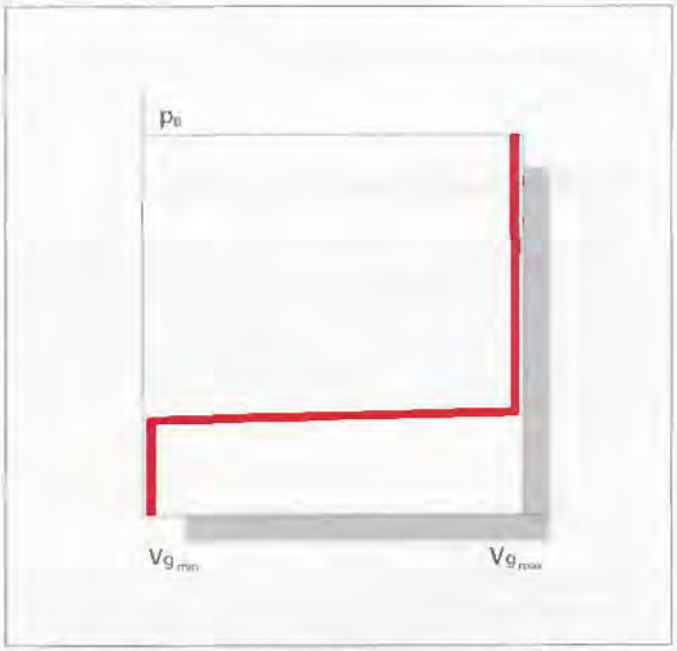



Рис. 6.31. *Характеристика регулятора давления*

## 3.3. Регулируемые насосы с наклонным блоком для систем открытой циркуляции

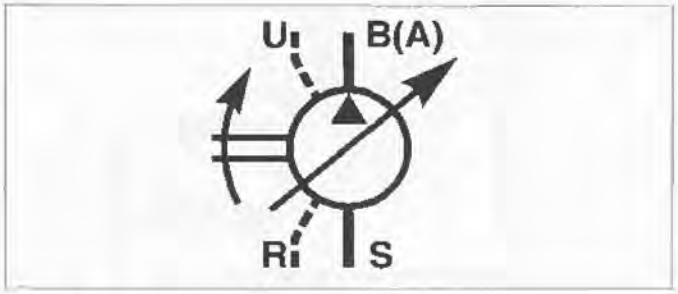



Рис. 6.32. *Условное обозначение*

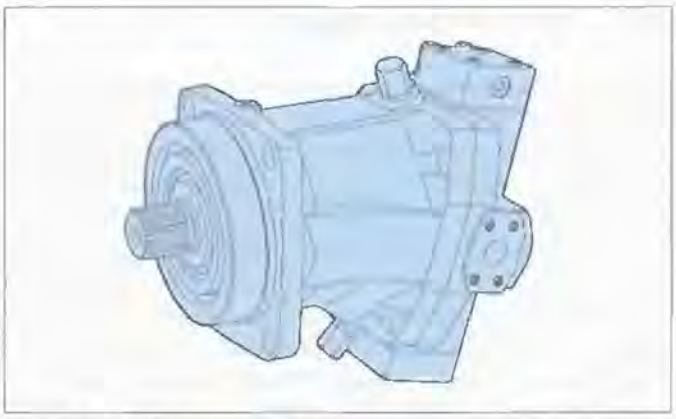


Рис. 6.33. *Регулируемый насос с наклонным блоком*

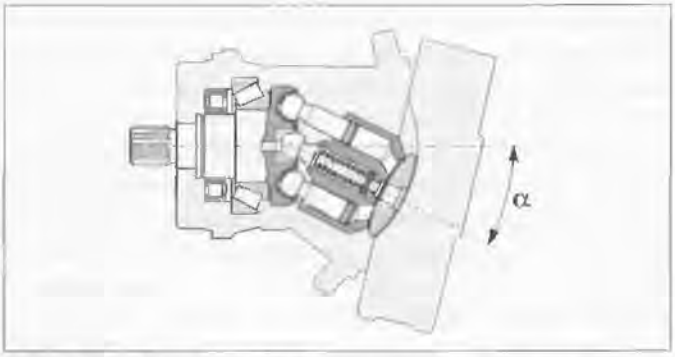



Рис. 6.34. *Основной принцип регулирования*

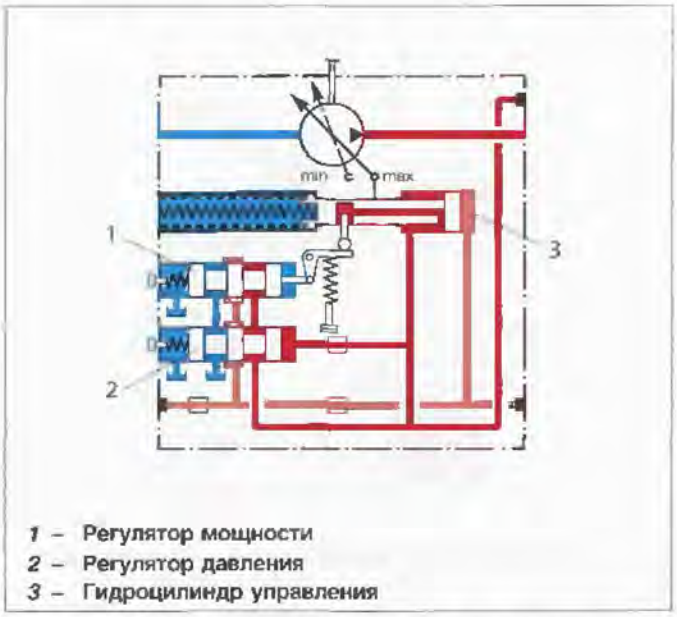



Рис. 6.35. *Насос с встроенными регуляторами давления и мощности*

Отличительные признаки:

- Аксиально-поршневой приводной механизм
- Бескарданное ведение ротора с помощью конических поршней
- Надежные конические роликовые подшипники с долгим сроком службы
- Рабочий объем регулируется от $V_{g\,0}$ до $V_{g\,max}$
- Регулировка мощности по гиперболической кривой
- Регулировка давления с помощью гидравлических и электрических регуляторов, возможность эксплуатации в режиме Load-sensing (чувствительности к нагрузке)
- Максимальное давление до 350 / 400 бар
- Возможность применения как в стационарных, так и в мобильных машинах.

### 3.3.1. Применение в области высокого давления

Регулируемые насосы используются для систем открытой циркуляции с прокачкой сливающегося потока через корпус. Приводной механизм с наклонным блоком обладает жесткой конструкцией и хорошей способностью к самопрокачке. Подшипниковая опора приводного вала способна воспринимать внешние силы. При повышенных требованиях к несущей способности и долговечности применяется приводной механизм с так называемыми Long-life-подшипниками (подшипниками длительной эксплуатации).
Изменение угла наклона приводного механизма осуществляется путем смещения распределительного диска гидроцилиндром управления вдоль цилиндрической опорной поверхности. При увеличении угла приводной крутящий момент и подача насоса возрастают, при уменьшении угла они уменьшаются (максимальный угол, например, 25° или 26,5°, минимальный 0°). Насос может быть отрегулирован в зависимости от рабочего давления или подстроен с помощью внешних сигналов. Необходимая для подстройки энергия забирается из напорной линии.

### 3.3.2. Регулятор мощности

Регулятор мощности удерживает установленный крутящий момент $M$ (Н • м) на постоянном уровне. В сочетании с постоянной установленной частотой вращения $n$ (мин$^{-1}$) получается функция регулирования мощности. Заданной механической мощности привода $P = M \cdot n$ (кВт) соответствует гидравлическая мощность $P = Q \cdot p$ (кВт). Так как рабочее давление $p$ (бар) зависит от нагрузки, величина подачи $Q$ (л/мин) может изменяться путем изменения угла наклона.
Подобно вычислительному устройству регулятор постоянно перемножает давление на подачу, сравнивает результат с установленным значением и соответственно изменяет угол наклона. Регулятор мощности может подстраиваться. В начале процесса регулирования угол наклона максимален. Конечное положение зависит от величины максимального давления. Оба конечных значения могут ограничиваться с помощью упоров. Будьте осторожны: при увеличении максимального установленного значения возникает опасность кавитационных процессов в насосе, а для гидромоторов — опасность превышения номинальной частоты вращения. Если минимальная установка угла превышена, возможна перегрузка приводного двигателя в области высокого давления.


Рис. 6.37. *Регулятор мощности*


Рис. 6.36. *Пружинный регулятор с приближенной характеристикой постоянства мощности*


Рис. 6.38. *Регулятор с идеальной гиперболической характеристикой*

Рабочее давление через сервопоршень воздействует на коромысло (см. рис. 6.37). Регулируемое извне усилие пружины оказывает сопротивление этому воздействию, определяя настройку по мощности. Если рабочее давление $p$ превышает допустимое значение, вычисленное по формуле $P = Q \bullet p$ (кВт), то через коромысло перемещается управляющий золотник, в результате чего угол наклона изменяется. Подача насоса уменьшается до тех пор, пока результат $Q \bullet p$ вновь не будет соответствовать имеющейся в наличии мощности. Достигается идеальная характеристика (гипербола) мощности, и частота вращения не превышает номинальных значений, поскольку привод «отрегулирован по мощности». При уменьшении давления подача с помощью возвратной пружины увеличивается до своего максимально допустимого значения.

### 3.3.3. Регулируемый сдвоенный насос с наклонными блоками

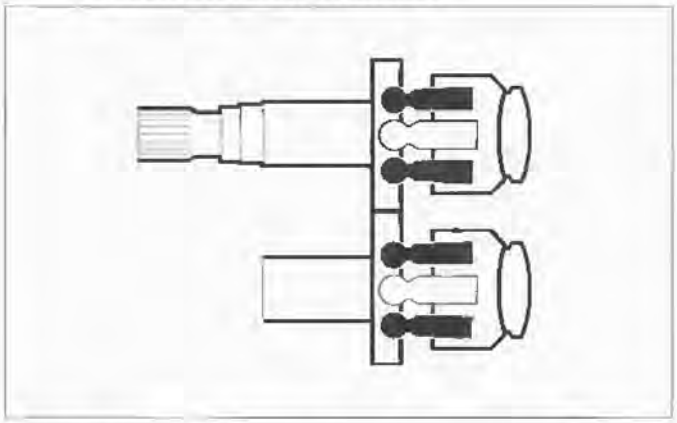


Рис. 6.39. *Основной принцип конструкции сдвоенного насоса с общим приводным валом*

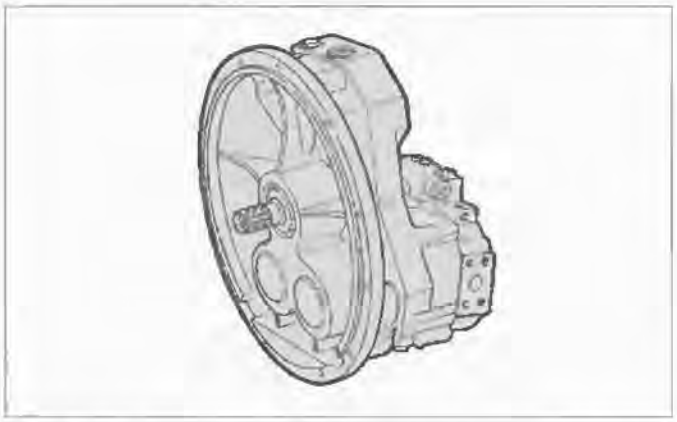


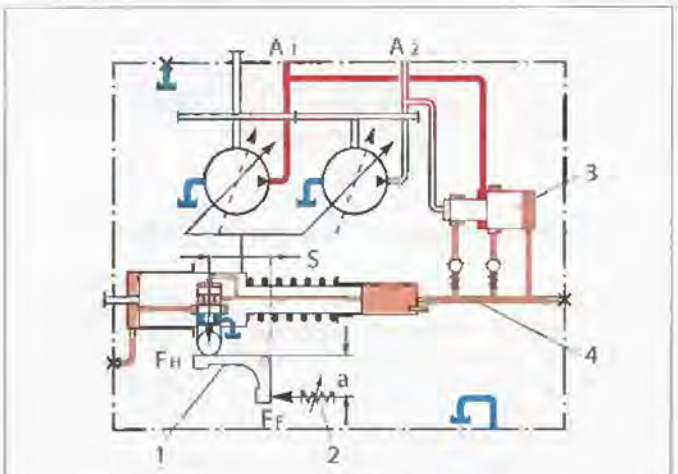
Рис. 6.40. *Регулируемый сдвоенный насос с общим приводным валом*

Использование комбинации из двух регулируемых насосов особенно перспективно в мобильной технике, поскольку здесь требуется лишь один приводной вал. Кроме того, появляется возможность установки на передаточном механизме дополнительных (вспомогательных) насосов.

При двух параллельных системах циркуляции применяется сдвоенный насос с суммируемой регулировкой мощности, в котором общая мощность привода распределяется в зависимости от давления на обе системы циркуляции.

В данную систему в качестве измерительного подается сигнал с суммирующего золотника.
Идеальная гиперболическая характеристика достигается в том случае, когда действующие на коромысло регулятора мощности силы находятся в равновесии. Крутящий момент, создаваемый усилием $F_H$ и плечом $s$, может достигать лишь значения, равного моменту, создаваемому усилием пружины $F_F$ на жестко фиксированном плече $a$.
Так как гидросистема задает рабочее давление, а насос может изменять только свою подачу $Q$, превышение допустимого уровня мощности вызывает автоматическое уменьшение угла наклона (подачи насоса). При этом плечо $s$ уменьшается до тех пор, пока гидравлический крутящий момент вновь не станет равным механическому крутящему моменту.

На практике применяются раздельные или объединенные системы регулирования. Типичные варианты, например, регулирование граничной мощности, трехконтурное регулирование, Load-sensing (чувствительность к нагрузке) и т.д.




*1* – **Регулятор мощности (гиперболический регулятор)**
*2* – **Настраиваемое усилие пружины**
*3* – **Суммирующий золотник**
*4* – **Усредненный высоконапорный сигнал**

Рис. 6.41. *Суммирующий регулятор мощности*

## 3.4. Регулируемый насос с наклонным диском для общепромышленного применения

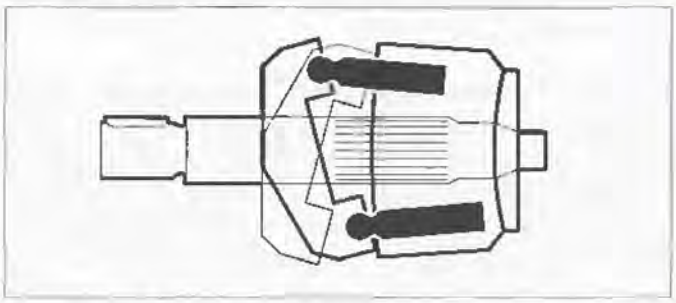


Рис. 6.42. *Основной принцип*

Рис. 6.43. *Регулируемый насос с наклонным диском*

Регулируемый насос с наклонным диском универсально приспособлен для условий применения в различных системах циркуляции. При этом имеется возможность применения разнообразных регуляторов и типов конструкционного исполнения (см. табл. 6.7-6.**14**).

В случае использования в стационарных машинах насос, работающий в закрытой системе циркуляции, может быть доукомплектован вплоть до комплектной приводной станции, т.е. содержать устройства для настройки, встроенный клапанный блок, вспомогательные насосы на сквозном валу, резервуар и воздушный маслоохладитель.

Возможно также использование полузакрытой системы циркуляции за счет установки устройства подпитки. Таким образом можно, например, скомпенсировать разность расходов при эксплуатации дифференциальных гидроцилиндров.

### 3.4.1. Регулируемые насосные узлы

Данные типы насосов позволяют реализовать регулирование по принципу Load-sensing (чувствительности к нагрузке), режим проворота, а также вторичное регулирование. Система вторичного регулирования частоты вращения, состоящая из регулируемого по давлению насоса и вторично регулируемого гидромотора, обеспечивает высокую динамику и точность, а также небольшие потери мощности и рекуперацию энергии.

При регулировании обеспечивается поддержание требуемого значения крутящего момента для заданной частоты вращения. В системе с заданным давлением этот крутящий момент пропорционален подаче насоса или углу наклона. Угол наклона контролируется встроенным индуктивным датчиком перемещения, который подтверждает частоту вращения, полученную от тахогенератора.

## 3.5. Регулируемый насос с наклонным диском для мобильных машин


Рис. 6.44. *Регулируемый насос с наклонным диском и механическим регулирующим устройством*

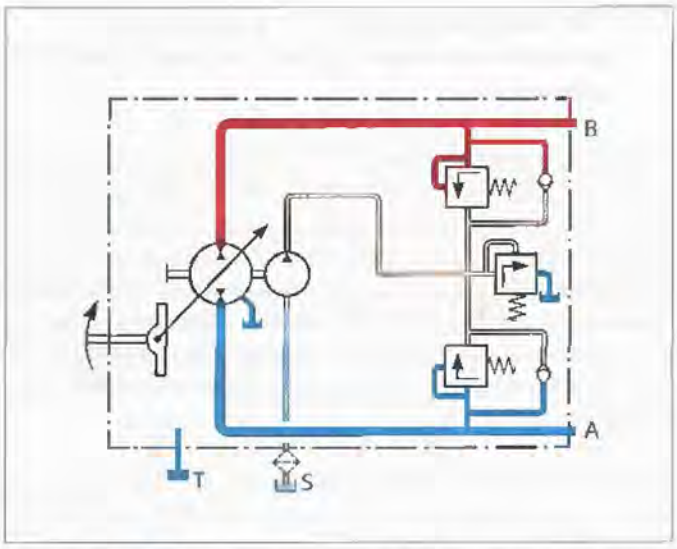



Рис. 6.45. *Регулируемый насос в закрытой системе циркуляции*

Регулируемый насос с наклонным диском в закрытой системе циркуляции может комплектоваться гидроаппаратурой управления и вспомогательным насосом. В зависимости от конструктивного исполнения насос может быть многофункциональным. Изменение угла наклона осуществляется, например, для изображенного на рис. 6.44 конструктивного исполнения непосредственно через поворотную цапфу, связанную напрямую с наклонным диском без внутренней силовой поддержки. В нулевом положении подача насоса равна нулю. При переходе через нулевое положение направление подачи изменяется. Углы наклона поворотной цапфы и наклонного диска одинаковы. Крутящий момент на поворотной цапфе, обычно поворачиваемой вручную или с помощью педали, зависит от рабочего давления и угла поворота. Механическое ограничение угла или центровка нулевого положения должны осуществляться установочным механизмом. Наряду с ручной переустановкой вращающейся цапфы применяются также системы гидравлического регулирования.

## 3.6. Регулируемый насос с наклонным диском для мобильных машин высокого давления

Изображенный на рис. 6.46 регулируемый насос может комплектоваться всеми необходимыми компонентами для использования в закрытых системах циркуляции. Гидравлическое управление с помощью различных регуляторов дает возможность создания типичного насоса для мобильных машин. В сочетании с каким-либо регулируемым или нерегулируемым гидромотором образуется автоматический «мобильный привод».

На рис. 6.47 показано зависимое от частоты вращения регулирование, применяемое в автомобилях. Здесь на механизм регулирования насоса воздействуют частота вращения привода и рабочее давление; возможно также электрическое воздействие с помощью двух электромагнитов.

Питание системы управления реализуется от вспомогательного контура. Скорость переустановки насоса ограничена дросселями.
Данный тип регулирования приспособлен для приводов от двигателей внутреннего сгорания, в которых при увеличении частоты вращения растет развиваемый крутящий момент, а при нагрузках, близких к предельным, начинается снижение частоты вращения. Мощность двигателя внутреннего сгорания достаточно точно характеризуется его текущей частотой вращения. С учетом соответствующей гидравлической коррекции можно получить оптимально отрегулированную систему.

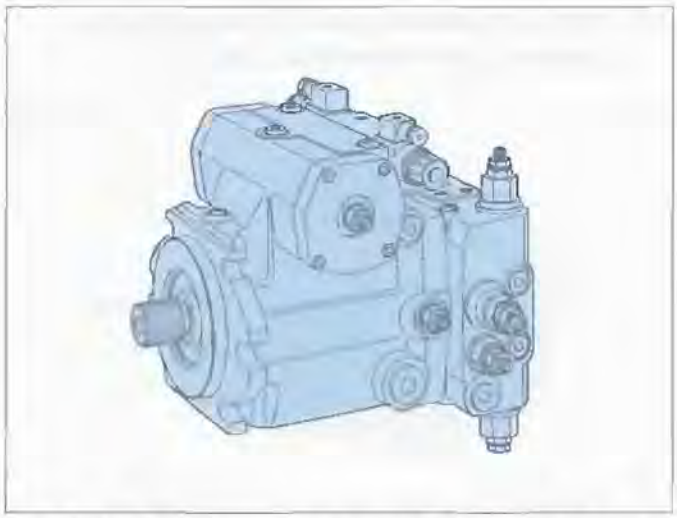


Рис. 6.46. *Регулируемый насос с наклонным диском и регулятором для мобильных машин*

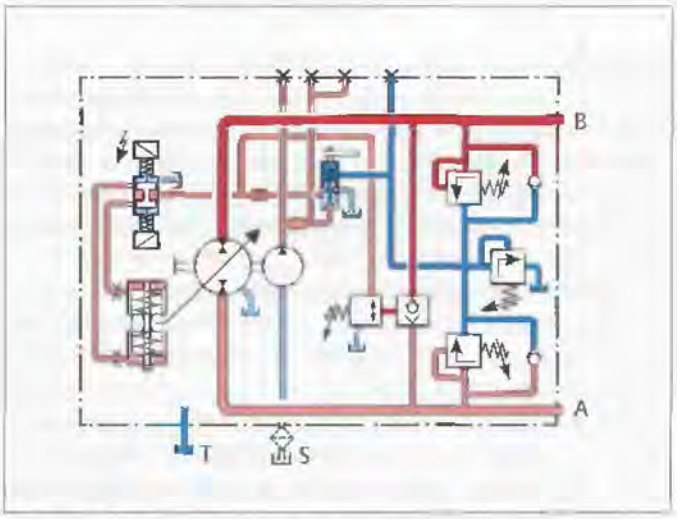



Рис. 6.47. *Регулируемый насос в системе мобильного привода*

## 3.7. Нерегулируемый гидромотор с наклонным диском

Рис. 6.48. *Нерегулируемый гидромотор с наклонным диском*

Технические преимущества гидромоторов с наклонным диском:

– Возможность последовательного включения (суммируемое давление)

– Установка тормозного устройства на сквозном валу

– Нечувствительность к крутильным колебаниям.

Нерегулируемые гидромоторы с наклонным диском для высоких давлений (350 / 400 бар) хорошо приспособлены для применения по схеме последовательного включения.
Осевая компенсация усилия на гидростатическом подпятнике обеспечивает высокую несущую способность и длительную работу.

Имеется возможность установки механического тормозного устройства.

## 3.8. Переключающийся гидромотор с наклонным диском

Рис. 6.49. *Переключающийся гидромотор с наклонным диском*

Гидромотор (рис. 6.49) с наклонным диском имеет возможность переключения между двумя позициями.
Он работает в среднем диапазоне давлений (280 / 350 бар) в системах открытой или закрытой циркуляции.

Конструктивные особенности:

– Переключаемый гидромотор

– Гидравлическая или электрическая двухпредельная подстройка со встроенным переключающим гидрораспределителем

– Диапазон подстройки **1** : 2,5

– Возможна установка тормозного механизма.

Эти гидромоторы выпускаются также в компактном исполнении и в качестве малогабаритных встраиваемых гидромоторов.

## 3.9. Подстройки и регуляторы

Приведенные ниже таблицы дают общий обзор наиболее применяемых регулирующих устройств насосов и гидромоторов.

Основные отличительные типовые признаки заключаются в следующем:

– тип системы циркуляции

– передача силы (гидравлическая или механическая)

– настройка (напрямую или по предварительной установке)

– характеристическая кривая (местоположение и возможность настройки)

– система управления (без обратной связи)
  – механическая – ручная
  – механическая – электрическая
  – гидравлическая – механическая
  – гидравлическая – электрическая
  – гидравлическая – гидравлическая

– система регулирования (с обратной связью)
  – гидравлическая – механическая
  – гидравлическая – электрическая

Электронные элементы, которые служат в качестве усилителей сигналов, в списке не учтены.

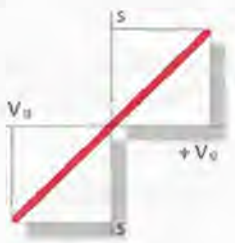
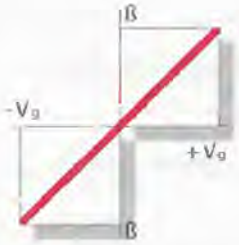
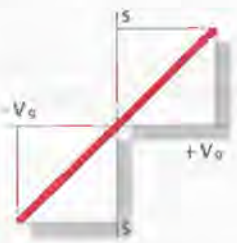
| Обозначение | Ручное регулирование | Механическое регулирование | Регулирование с помощью электромотора |
|---|---|---|---|
| Характеристика |   |   |   |
| Величины | $V_g$ – рабочий объем | $s$ – установочное перемещение | β – установочный угол |
| Примечания | Механически – вручную, пропорционально положению $s$ | Угол установки β для насосов в режиме реверсирования | Механически – электрически с помощью встроенного электромотора |

Таблица 6.7. *Настройки насоса: механически - вручную*

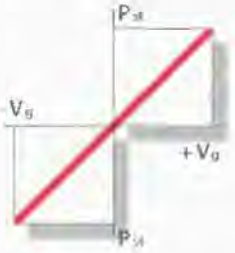
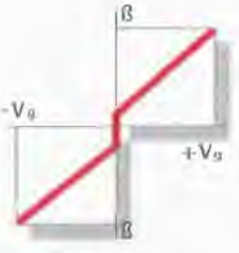
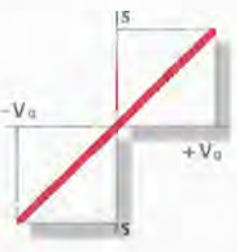
| Обозначение | Регулирование напрямую в зависимости от подводимого давления управления | Гидравлическое регулирование в зависимости от установочного угла[1] | Гидравлическое регулирование в зависимости от установочного перемещения |
|---|---|---|---|
| Характеристика |   |   |   |
| Величины | $V_g$ – рабочий объем; $p_{st}$ – давление управления; $s$ – установочное перемещение; β – установочный угол | | |
| Примечания | Гидромеханическое регулирование пропорционально величине давления управления $p_{st}$ | Гидромеханическое регулирование пропорционально установочному углу β | Гидромеханическое регулирование пропорционально установочному перемещению $s$ |

Таблица 6.8. *Настройки насоса: гидромеханические*

[1] С зоной нечувствительности вблизи нулевого положения

| Обозначение | Гидравлическое регулирование в зависимости от подводимого давления управления | Гидравлическое регулирование в зависимости от подводимого давления управления [1] | Гидравлическое регулирование в зависимости от подводимого давления управления |
|---|---|---|---|
| Характеристика | | | |
| Величины | $V_g$ – рабочий объем; $p_{St}$ – давление управления | | |
| Примечания | Пропорционально давлению управления $p_{St}$ в системах открытой циркуляции или в режиме реверсирования | | |

[1] С зоной нечувствительности вблизи нулевого положения

Таблица 6.9. *Настройки насоса: гидравлическая – гидравлическая*

| Обозначение | Электрическое регулирование с пропорциональным электромагнитом | Электрическое регулирование с пропорциональным электромагнитом | |
|---|---|---|---|
| Характеристика | | | |
| Величины | $V_g$ = рабочий объем $I$ = ток управления | | |
| Примечания | С пропорциональным электромагнитом, пропорционально току управления $I$ в открытых или закрытых системах циркуляции | | |

Таблица 6.10. *Настройки насоса: гидравлическая – электрическая*

| Обозначение | Гидравлическое регулирование в зависимости от установочного объемв маслв | Гидравлическое регулирование с использоввнием дросселирующего гидрораспределителя | Электронное регулирование |
|---|---|---|---|
| Характеристика | | | |
| Величины | $V_g$ – рабочий объем; $V_s$ – установочный объем масла; $U$ – управляющее напряжение; $p_{HD}$ – высокое давление; $I$ – ток управления | | |
| Примвчания | Пропорционально установочному объему $V_s$ мвсла в режиме реверсирования | Электрогидравлическое регулирование с помощью встроенного дросселирующего гидрораспределителя пропорционально току управления $I$ | Со встроенным пропорциональным гидрораспределителем в режиме реверсирования, возможно с электронным усилителем функции регулирования |

Таблица 6.11. *Настройки насоса: гидравлическая в функции объема или электрическая (электронная)*

| Обозначение | Регулятор давления | Регулятор подачи | Регулятор давления и подачи |
|---|---|---|---|
| Характеристика | pHD Q | pHD Q | pHD Q |
| Величины | $Q$ – подача насоса $p_{HD}$ – высокое давление | | |
| Примечания | Поддержание постоянного давления за счет адаптации подвчи | Поддержание постоянной подачи за счет адаптации давления | Регулирование подачи дополняется механически настраиваемым регулятором давления |

Таблица 6.12. *Регулирование насоса: гидравлическое*

| Обозначение | Регулятор мощности | Суммарный регулятор мощности | Регулятор давления, подачи и мощности |
|---|---|---|---|
| Характеристика | pHD Q | p HD1 +HD2 Q | p HD Q |
| Величины | $Q$ – подача насоса $p_{HD}$ – высокое давление | | |
| Примечвния | Поддержание постоянного приводного момента; Мощность = Крутящий момент × Частота вращения | При эксплуатации в параллельном режиме двух насосов за счет суммирования давлений производится автоматическое распределение мощности | Регулятор давления и подачи, дополненный регулятором мощности |

Таблица 6.13. *Регулирование насоса: гидравлическое*

| Обозначение | Регулятор давления с функцией Load-sensing (чувствительности к нагрузке) | Регулятор мощности с функцией Load-sensing (чувствительности к нагрузке) | Электронный регулятор давления и подачи |
|---|---|---|---|
| Характеристика | pHD Q | pHD Q | Q p hyd p Soll Q Soll |
| Величины | $p_{HD}$ – высокое давление $p_{hydr}$ – гидравлическое давление $Q$ – подача насоса ↓ - Электрический сигнал $p_{Soll}$ – заданное давление | | |
| Примечания | Отслеживание нагрузки дополнительно с регулятором давления | Регулятором мощности ограничивается максимум крутящего момента; подача насоса изменяется в зависимости от потребности потребителя | Альтернативно к комбинированному гидравлическому регулятору предусмотрен электронный вариант |

Таблица 6.14. *Различные регуляторы насосов*

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Обозначение** | **Гидравлическая регулировка в зависимости от управляющего давления** | **Гидравлическое переключение** | |
| **Характеристика** |  |  | |
| **Величины** | $V_g$ – **рабочий объем** | $p_{St}$ – **давление управления** | |
| **Примечания** | **Пропорционально управляющему давлению** $p_{St}$ | **Двухрежимное переключение** | |

Таблица 6.15. *Настройки гидромоторов: гидравлическая – гидравлическая*

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Обозначение** | **Электрическая регулировка с пропорциональным электромагнитом** | **Электрическое двухрежимное переключение с помощью электромагнита** | |
| **Характеристика** |  |  | |
| **Величины** | $V_g$ – **рабочий объем** | $I$ – **ток управления** | |
| **Примечания:** | **С пропорциональным электромагнитом** | **Двухрежимное переключение от управляющего электромагнита** | |

Таблица 6.16. *Настройки гидромоторов: гидравлическая – электрическая*

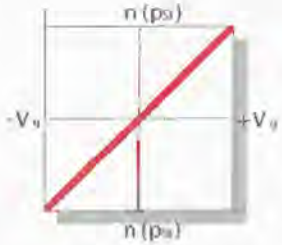
| | | | |
|---|---|---|---|
| **Обозначение** | **Автоматическая регулировка в функции высокого давления** | **Регулировка частоты вращения, вторичная регулировка** | **Гидравлическое регулирование в зависимости от частоты вращения** |
| **Характеристика** |  |  |  |
| **Величины** | $V_g$ – **рабочий объем** $p_{st}$ – **давление управления** | $p_B$ – **рабочее давление** ↓ – **электрический сигнал** | $n$ – **частота вращения** |
| **Примечания** | **Гидравлический регулятор, автоматическое регулирование в зависимости от высокого давления, самостоятельная адаптация к текущему необходимому крутящему моменту** | **Насосы с подобным регулятором применяются в качестве гидромоторов для «вторичного регулирования»** | **Гидравлическое регулирование в функции частоты вращения — основа автоматически регулируемых «мобильных приводов»** |

Таблица 6.17. *Регуляторы гидромоторов*

**Заметки**

Глава 7

# Гидроцилиндры

## 1. Гидроцилиндры в гидросистемах

В настоящее время в гидросистемах гидроцилиндр, наряду с гидромотором, является одним из незаменимых агрегатов для преобразования гидравлической энергии в механическую. Таким образом, он представляет из себя связующее звено между гидросистемой и рабочей машиной.

В отличие от гидромотора, совершающего ротационные (вращательные) движения, задачей гидроцилиндра является создание определенного усилия при поступательных (линейных) движениях.

Максимально возможное развиваемое усилие $F$, если пренебречь силами трения, зависит от максимально допустимого давления $p$ и эффективной площади $A$.

$$F = p \bullet A \quad \text{в кН}$$

При совершении линейных движений на рабочей машине гидроцилиндр обеспечивает следующие преимущества:

– Прямой привод с гидроцилиндрами прост в монтаже и расчете усилий.

– Исключение устройств, необходимых для преобразования ротационного движения в линейное, обеспечивает высокий КПД.

– Гидроцилиндр может развивать максимальное усилие на всей длине хода, причем величина усилия легко ограничивается с помощью обычного предохранительного клапана.

– Скорость движения поршня гидроцилиндра зависит от объемного расхода и эффективной поверхности поршня; при постоянном расходе остается постоянной и скорость движения на всей длине хода.

– В зависимости от конструкции гидроцилиндр способен создавать либо только силу сжатия, либо силу сжатия и растяжения.

– Параметры гидроцилиндра позволяют производить приводные механизмы большой мощности при небольших габаритных размерах.

Подъем, опускание, запирание и перемещение грузов — вот сферы применения, где преимущественно могут использоваться гидроцилиндры.

## 2. Виды гидроцилиндров в зависимости от принципа действия

По принципу действия гидроцилиндры можно разделить на следующие группы:

– гидроцилиндры одностороннего действия
– гидроцилиндры двустороннего действия.

### 2.1. Гидроцилиндры одностороннего действия

Гидроцилиндры одностороннего действия могут передавать развиваемое усилие только в одном направлении, причем возврат в исходное положение обеспечивается с помощью пружины, за счет собственной массы цилиндра или под воздействием внешней силы. Как правило, гидроцилиндры одностороннего действия имеют только одну эффективную поверхность.

#### 2.1.1. Плунжерный гидроцилиндр

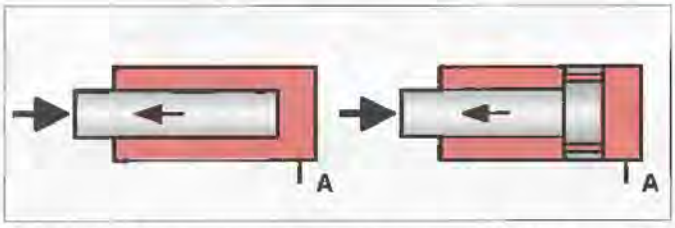



Рис. 7.1. *Плунжерный гидроцилиндр: слева — без внутреннего упора, справа — с внутренним упором*

Данное конструктивное исполнение гидроцилиндра позволяет передавать только усилия сжатия.

Плунжерные гидроцилиндры выпускаются с внутренним упором или без него; величина развиваемого усилия определяется произведением площади плунжера на рабочее давление.

Плунжерные гидроцилиндры применяются везде, где однозначное направление действия усилия обеспечивает гарантированный возврат в исходное положение, например для прессов с расположенным снизу поршнем, подъемных столов для ножниц, различных подъемных механизмов и т.д.

При подводе рабочего давления в отверстие $A$ поршень выдвигается (⇐). Обратное движение возможно под действием силы веса самого поршня (при вертикальной установке гидроцилиндра) или под воздействием приложенной внешней силы.

### 2.1.2. Гидроцилиндры с пружинным возвратом в исходное положение

Гидроцилиндры с пружинным возвратом в исходное положение применяются в случаях, когда отсутствует внешняя сила для возврата в исходное положение. Возвратные пружины могут быть установлены внутри гидроцилиндра или вне его. Так как гидроцилиндры имеют ограниченную величину хода, они применяются преимущественно в зажимных механизмах.

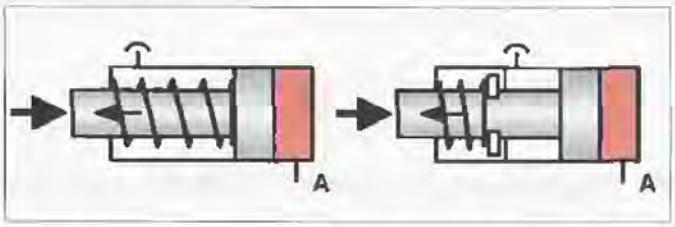



Рис. 7.2. *Гидроцилиндр одностороннего действия: слева — со встроенной внутрь пружиной, справа — с пружиной, расположенной снаружи*

Выдвижение штока (⇐) обеспечивается за счет подвода рабочего давления через трубопровод *A*; втягивание — с помощью возвратных пружин.

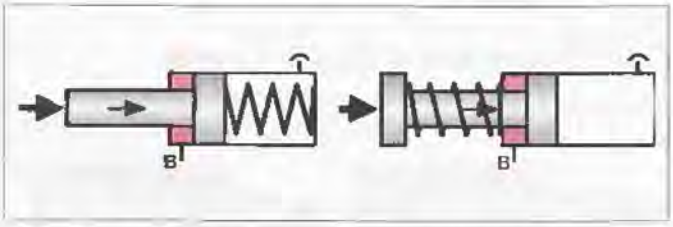



Рис. 7.3. *Гидроцилиндр одностороннего действия, работающий на растяжение: слева — со встроенной внутрь пружиной, справа — с пружиной, расположенной снаружи*

За счет подвода рабочего давления через линию *B* в штоковую полость реализуется втягивание штока (⇒); выдвижение обеспечивается возвратными пружинами.

## 2.2. Гидроцилиндры двустороннего действия

Гидроцилиндры двустороннего действия имеют две рабочих (эффективных) поверхности одинакового или различного размера. Рабочее давление подводится через два независимых трубопровода *A* и *B*, поэтому поршень может передавать усилия сжатия или растяжения в обоих направлениях.

Гидроцилиндры двустороннего действия могут иметь односторонний или двусторонний шток.

### 2.2.1. Дифференциальные гидроцилиндры с односторонним штоком

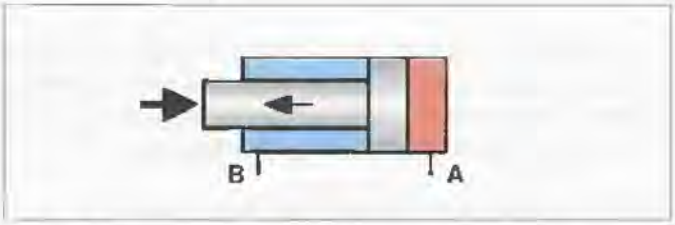



Рис. 7.4. *Гидроцилиндр с односторонним штоком*

В большинстве случаев гидроцилиндры имеют односторонний шток. В дифференциальных гидроцилиндрах поршень жестко соединен со штоком, имеющим меньший диаметр. Наименование «дифференциальный» произошло от различной (дифференциальной) площади поршня со стороны рабочих камер. Отношение площадей поршневой и штоковой камер обозначается как коэффициент φ. Максимальное развиваемое усилие определяется максимально допустимым рабочим давлением и площадью поршня в поршневой (при выдвижении штока) или штоковой (при втягивании) камере. Следовательно, при одинаковом рабочем давлении усилие выдвижения в φ раз больше, чем усилие втягивания. Поскольку заполняемые полости при ходе в обе стороны равны по длине, но отличаются по объему, получаем соотношение скоростей движения, обратно пропорциональное площадям поршневой и штоковой камер.

Это означает:

– большая площадь → малая скорость
– меньшая площадь → большая скорость

### 2.2.2. Гидроцилиндры с двусторонним штоком

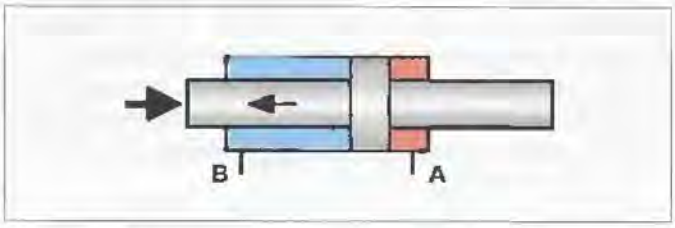



Рис. 7.5. *Гидроцилиндр с двусторонним штоком*

Гидроцилиндры имеют один поршень, связанный с двумя штоками меньшего диаметра. Максимально развиваемое усилие в обе стороны зависит от одинаковых по размеру площадей кольцевых поверхностей поршня и максимально допустимого рабочего давления. Это означает, что при одинаковом рабочем давлении усилия в обоих направлениях движения одинаковы. Так как поверхности и длины хода равны с обеих сторон, это действительно также для заполняемых объемов, а следовательно, скорости движения одинаковы по величине.

Для специальных случаев применения гидроцилиндры могут изготовляться со штоками разных диаметров.

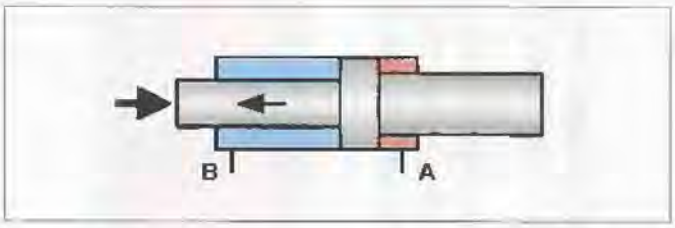



Рис. 7.6. *Дифференциальный гидроцилиндр с двусторонним штоком.*

Для данного конструктивного исполнения силы и скорости соотносятся между собой с учетом коэффициента φ, как это было в дифференциальных цилиндрах.

## 2.3. Специальные исполнения гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия

Существуют случаи применения, когда обычные гидроцилиндры одностороннего или двустороннего действия не могут эффективно использоваться без специальной доработки. Наиболее часто такие случаи наступают, когда требуется иметь большие длины хода при малом занимаемом пространстве или большое усилие при ограниченном диаметре поршня. Эти и другие требования привели к появлению специальных конструкций, которые более сложны и высокозатратны в производстве.

### 2.3.1. Тандемные гидроцилиндры

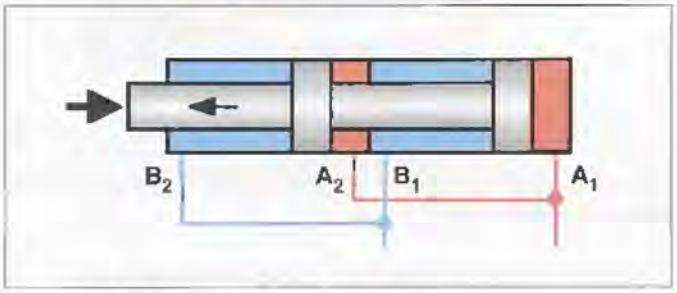



Рис. 7.7. *Тандемный гидроцилиндр*

В тандемном гидроцилиндре двойной эффективности два гидроцилиндра соединены между собой таким образом, что шток одного из них через заднюю крышку второго воздействует на его поршень. Таким образом, при одинаковых рабочем давлении и диаметре возможно удвоение усилия, разумеется, при определенном увеличении длины.

### 2.3.2. Гидроцилиндры с ускоренным ходом

Гидроцилиндры с ускоренным ходом находят применение прежде всего в прессостроении. Пока не требуется полное рабочее усилие, давление подводится только к части эффективной поверхности поршня — поршню ускоренного перемещения. Общая эффективная поверхность поршня подключается позднее через гидроклапаны давления или конечные выключатели системы управления.

Преимущества: высокая скорость быстрого подвода за счет небольшого объема и наличие большого усилия сжатия за счет большой эффективной поверхности поршня.

### 2.3.2.1. Гидроцилиндр одностороннего действия с ускоренным ходом

- Выполнение ускоренного хода (⇐) через линию $A_1$, подсос через линию $S$
- Усилие прессования (⇐) через линию $A_2$
- Обратный ход — слив через линии $A_1$ и $A_2$ под действием внешней силы.

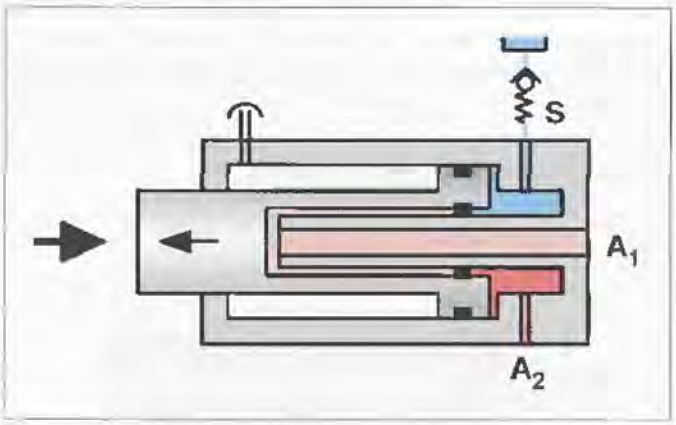



Рис. 7.8. *Гидроцилиндр одностороннего действия с ускоренным ходом*

### 2.3.2.2. Гидроцилиндр двустороннего действия с ускоренным ходом

Выполнение ускоренного хода (⇐) через линию $A_1$, подсос через линию $S$

- Усилие прессования (⇐) через линию $A_2$
- Движение втягивания через линию $B$, слив из линий $A_1$ и $A_2$.

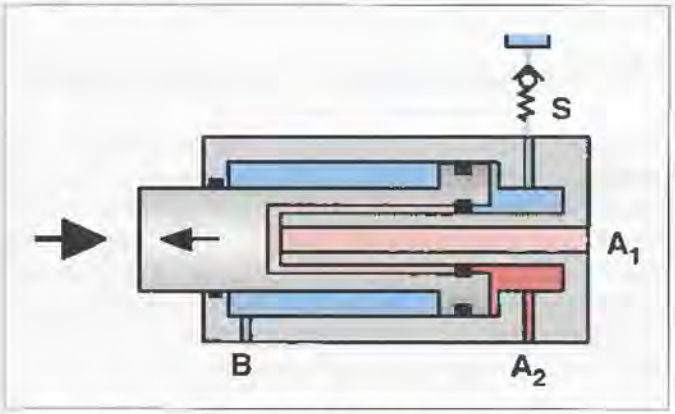



Рис. 7.9. *Гидроцилиндр двустороннего действия с ускоренным ходом*

### 2.3.3. Телескопические гидроцилиндры

Телескопические гидроцилиндры отличаются от обычных с аналогичным рабочим ходом за счет своих меньших размеров во втянутом состоянии. Это достигается за счет вдвигаемых друг в друга штоков. Таким образом, длина цилиндра в сжатом состоянии лишь немного больше длины одной из ступеней (секций).

Обычно длина телескопического гидроцилиндра в сжатом состоянии находится между половиной и четвертью длины рабочего хода. В зависимости от габаритного размера гидроцилиндры изготовляются двух-, трех-, четырех- или пятисекционными. Телескопические гидроцилиндры применяются в гидравлических подъемниках, качающихся площадках, грузовых автомобилях (самосвалах), при строительстве антенн и т.д.

### 2.3.3.1. Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия

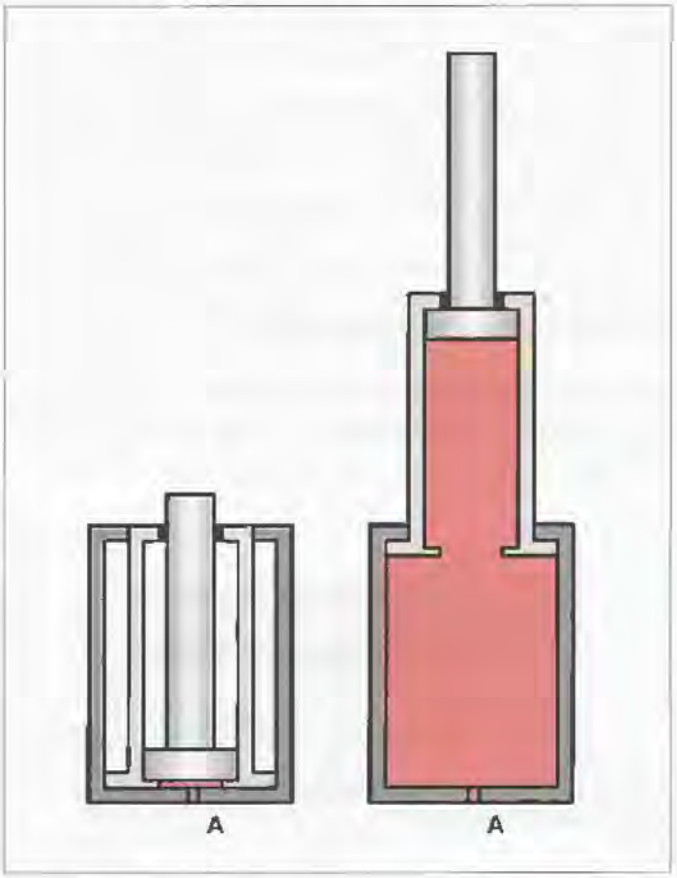



Рис. 7.10. *Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия*

При подводе рабочей жидкости через линию $A$ поршни выдвигаются последовательно друг за другом. Поскольку рабочее давление определяется величиной нагрузки и эффективной площадью поршней, сначала выдвигается поршень с максимальной эффективной площадью. При постоянных давлении и расходе рабочей жидкости выдвижение начинается с большим усилием и небольшой скоростью, а завершается с небольшим усилием и высокой скоростью.

Развиваемое усилие должно определяться из расчета наименьшей эффективной площади поршня. Втягивание за счет внешней силы происходит в обратной последовательности. Это означает, что поршень с наименьшей эффективной площадью начинает втягиваться в первую очередь.

### 2.3.3.2. Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия

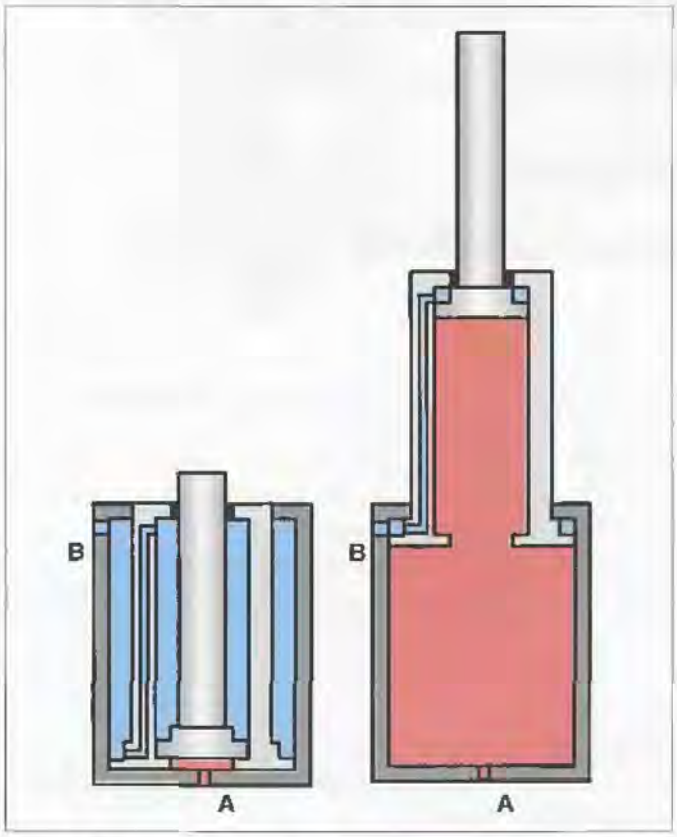



Рис 7.11. *Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия*

В телескопических гидроцилиндрах двустороннего действия выдвижение осуществляется так же, как и в гидроцилиндрах одностороннего действия.

Последовательность втягивания отдельных секций определяется соотношением эффективных площадей поршня и действующей внешней нагрузки. В данном случае поршень с наибольшей эффективной площадью первым возвращается в конечное положение при подводе давления через линию *B*.

Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия может также выпускаться в синхронном конструктивном исполнении, в котором различные секции выдвигаются или втягиваются одновременно.

## 3. Принципы конструкции

Конструкция гидроцилиндра зависит в основном от целей его применения. Неважно, где гидроцилиндры находят свое применение — в станках, различных механизмах, гидротехническом строительстве с использованием стальных конструкций, в сталелитейном производстве или других случаях — для всех подобных задач созданы подходящие конструкции.

Типовые принципы конструкции можно пояснить на примере наиболее часто применяемых дифференциальных гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия.

В основном различаются два типа конструктивного исполнения:

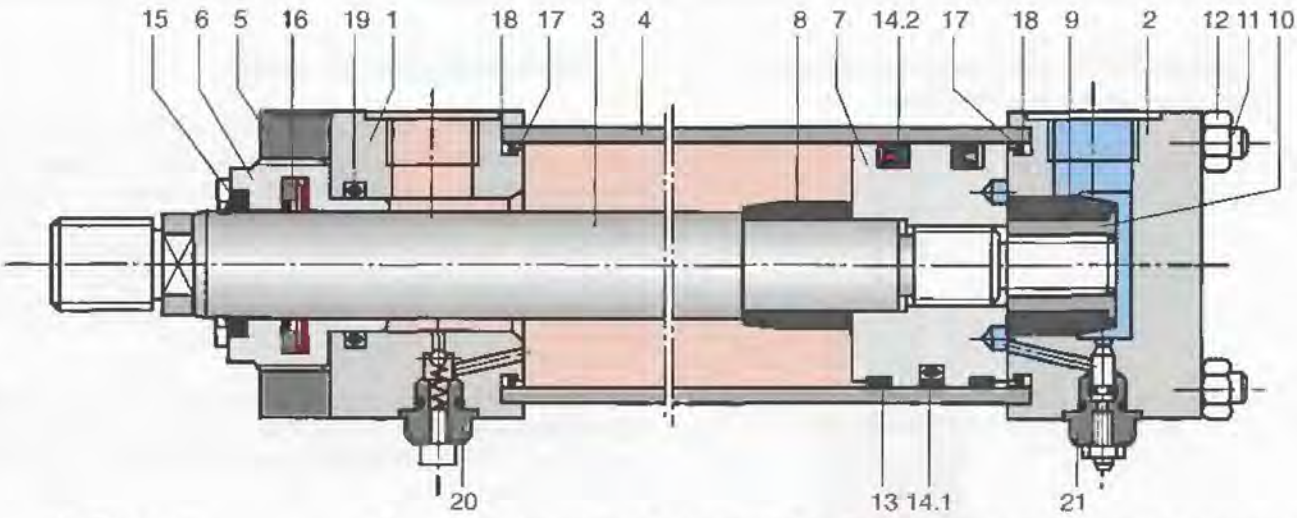
– Конструктивное исполнение с анкерной связью
– Круглое конструктивное исполнение.

### 3.1. Конструктивное исполнение с анкерной связью

У гидроцилиндров с анкерной связью головка (передняя крышка), гильза и дно (задняя крышка) соединены с помощью винтов или шпилек (анкерной связи). Такие гидроцилиндры отличаются особой компактностью.

Благодаря компактной конструкции гидроцилиндры такого типа применяются прежде всего в машиностроении и автомобильной промышленности — в станочных обрабатывающих центрах и автоматических станочных линиях.

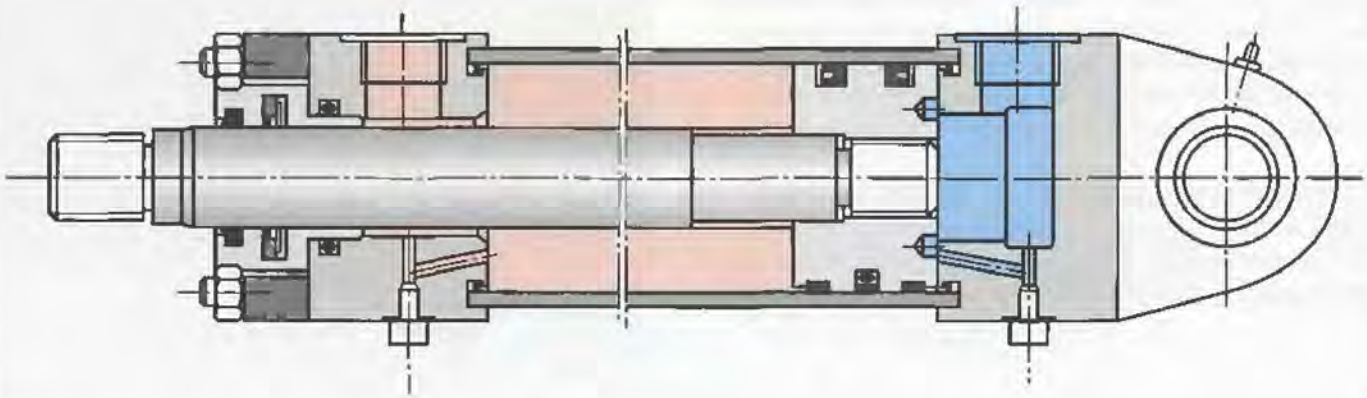
Рис. 7.12. *Гидроцилиндры с анкерной связью*




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| **1** | Головка | **8** | Демпфирующая втулка | **14.2** | Поршневое уплотнение (исполнение А) |
| **2** | Дно | **9** | Демпфирующая втулка | **15** | Грязесъемник |
| **3** | Шток | **10** | Резьбовая втулка | **16** | Штоковое уплотнение |
| **4** | Гильза | **11** | Анкерная связь | **17** | Круглое резиновое кольцо |
| **5** | Фланец | **12** | Гайка | **18** | Опорное кольцо |
| **6** | Направляющая букса | **13** | Опорное кольцо | **19** | Круглое резиновое кольцо |
| **7** | Поршень | **14.1** | Поршневое уплотнение (исполнение Т) | **20** | Обратный клапан с возможностью выпуска воздуха |
| | | | | **21** | Дроссель |

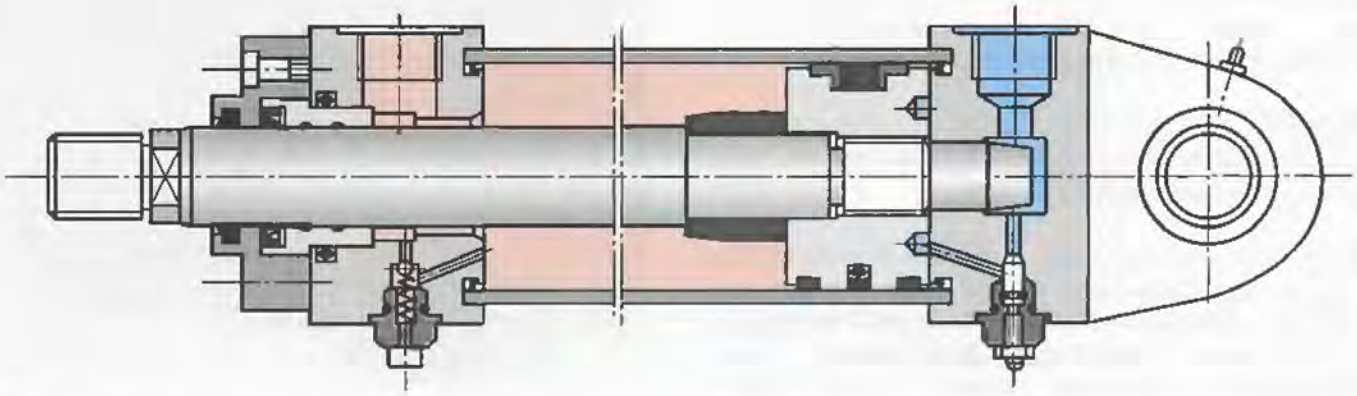
- Головка и дно крепятся к гильзе с помощью стяжных болтов (анкеров)
- Направляющая букса имеет резьбовое соединение с фланцем
- Композиционные уплотнения поршня
- Двустороннее демпфирование конечного положения (демпфирующие втулки имеют плавающую опору)
- Дроссель и обратный клапан с двух сторон
- Возможность выпуска воздуха со стороны дна и головки

Рис. 7.13. *Гидроцилиндр с анкерной связью и фланцевым закреплением со стороны головки*



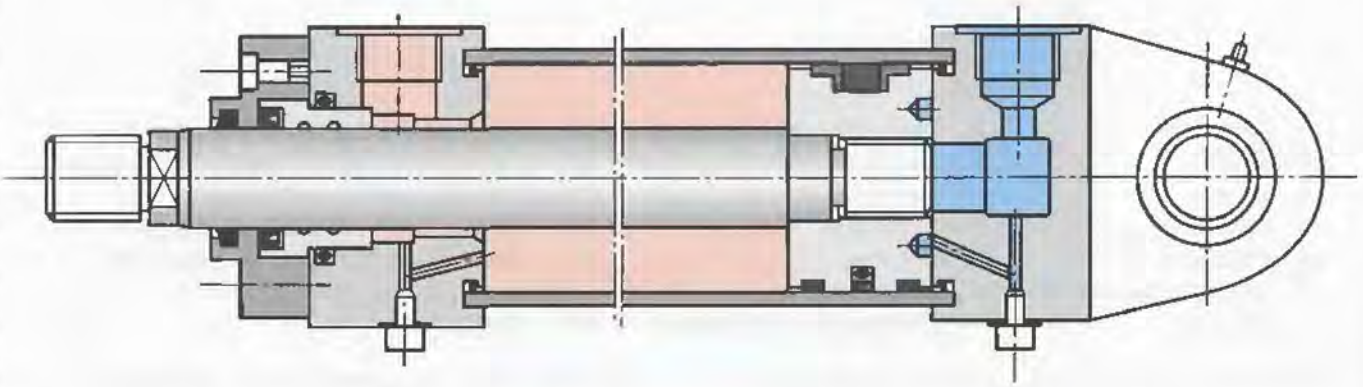
Конструктивное исполнение как на рис. 7.13, однако:
- с проушиной на дне гидроцилиндра
- без демпфирования конечного положения (демпфирующие втулки, дроссели и обратные клапаны отсутствуют)

Рис. 7.14. *Гидроцилиндр с анкерной связью и проушиной со стороны дна*



- Головка и дно крепятся к гильзе с помощью стяжных болтов (анкеров)
- Вставная букса на головке гидроцилиндра
- Конструктивное исполнение уплотнений: компактная уплотняющая прокладка или контактное уплотнительное кольцо
- Демпфирование конечного положения: со стороны головки демпфирующая втулка с плавающей опорой, со стороны дна – демпфирующая цапфа
- Дроссели и обратные клапаны с двух сторон
- Возможность выпуска воздуха с двух сторон

Рис. 7.15. *Гидроцилиндр с анкерной связью и проушиной со стороны дна*



Конструктивное исполнение как на рис. 7.15, однако:
– без демпфирования конечного положения (демпфирующая втулка, дроссель и обратный клапан не установлены)

Рис. 7.16. *Гидроцилиндр с анкерной связью и проушиной со стороны дна*

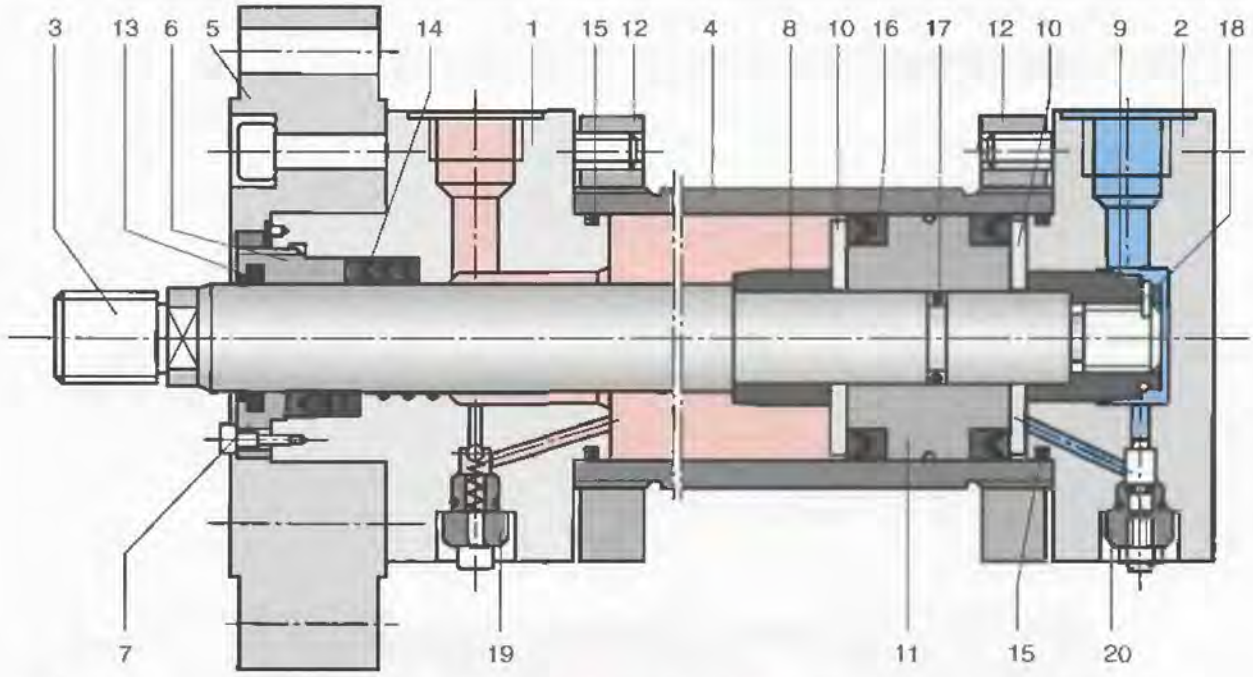
## 3.2. Круглое конструктивное исполнение

В гидроцилиндрах круглого конструктивного исполнения головка и дно крепятся к гильзе с помощью болтов, сварки или предохранительных колец.

Благодаря жесткой конструкции эти гидроцилиндры могут кроме всего прочего применяться в особо жестких условиях эксплуатации.

Общее машиностроение, прокатные станы, сталелитейное производство, прессы, краны, мобильные машины, гидротехнические устройства с использованием стальных конструкций, судостроение, техника морского и наземного бурения — вот области промышленности, где гидроцилиндры круглого конструктивного исполнения находят себе применение.

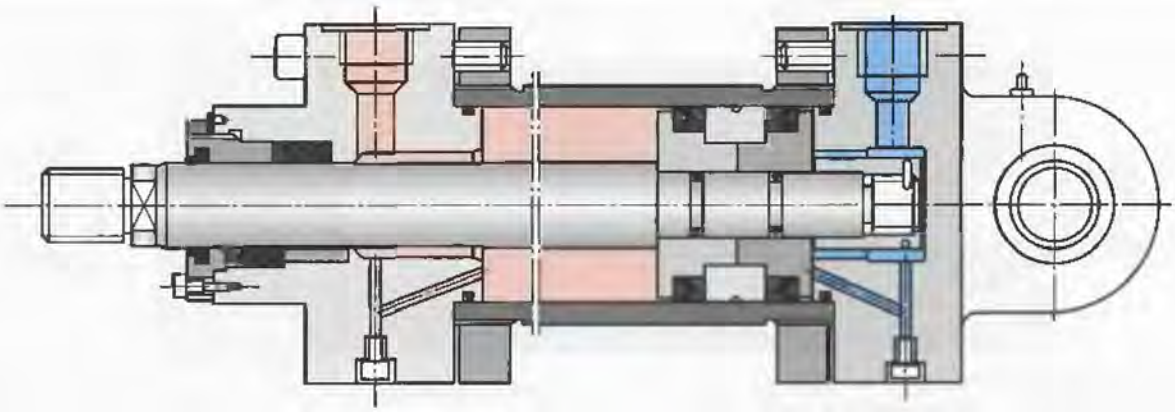
Рис. 7.17. *Гидроцилиндры круглого конструктивного исполнения*




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| **1** | Головка | **8** | Демпфирующая втулка | **15** | Круглое резиновое кольцо |
| **2** | Дно | **9** | Демпфирующая втулка | **16** | Поршневое уплотнение (исполнение А) |
| **3** | Шток | **10** | Шайба | **17** | Круглое резиновое кольцо |
| **4** | Гильза | **11** | Поршень | **18** | Пружинное стопорное кольцо |
| **5** | Фланец | **12** | Фланец | **19** | Обратный клапан с устройством выпуска воздуха |
| **6** | Направляющая букса | **13** | Грязесъемник | | |
| **7** | Крышка | **14** | Штоковое уплотнение | **20** | Дроссель |

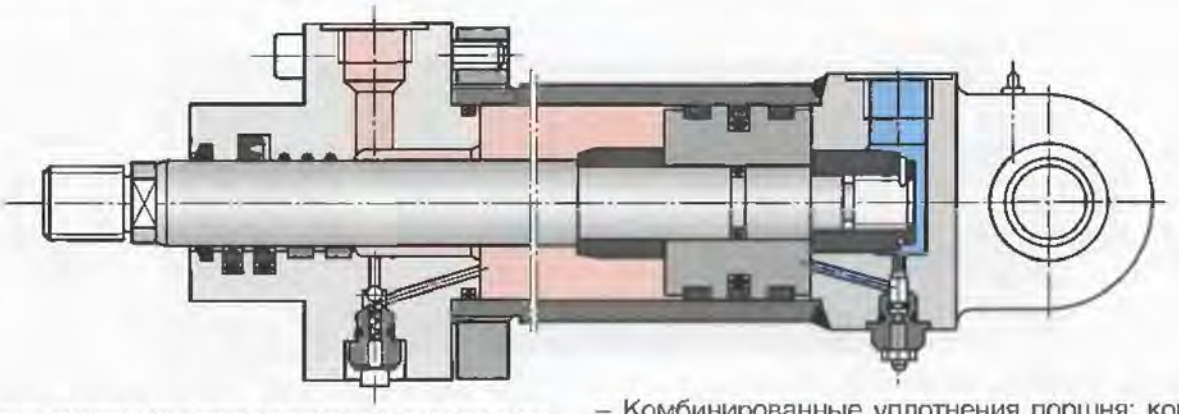
- Головка и дно крепятся к гильзе с помощью фланцев
- Ввертная направляющая букса или направляющая непосредственно на головке гидроцилиндра
- В качестве штоковых уплотнений используются шевронные манжеты
- Двустороннее демпфирование конечного положения
- Дроссели и обратные клапаны с двух сторон
- Возможность выпуска воздуха с двух сторон

Рис. 7.18. *Гидроцилиндр круглого конструктивного исполнения с фланцем со стороны головки*



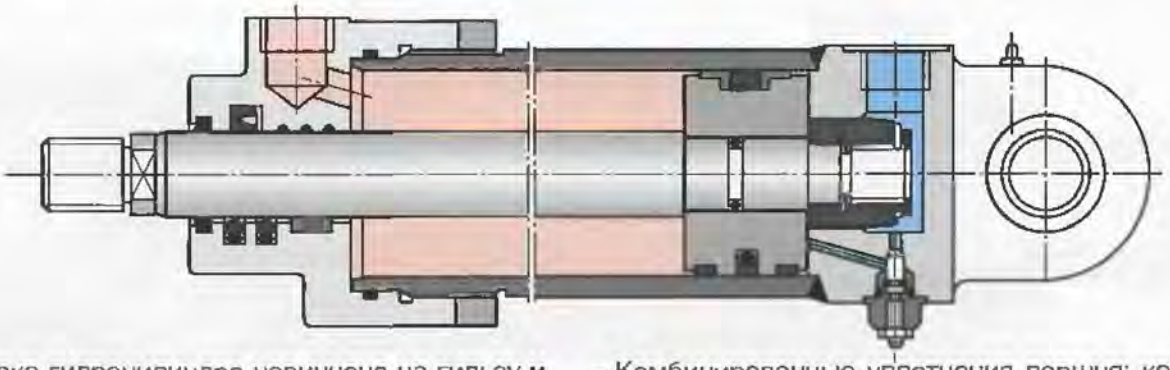
Конструктивное исполнение как на рис. 7.18, однако:
- направляющая поршня изготовлена из литейной оловянисто-цинковой бронзы
- без демпфирования конечного положения
- фиксация поршня с помощью резьбовой втулки

Рис. 7.19. *Гидроцилиндр круглого конструктивного исполнения с проушиной со стороны дна*



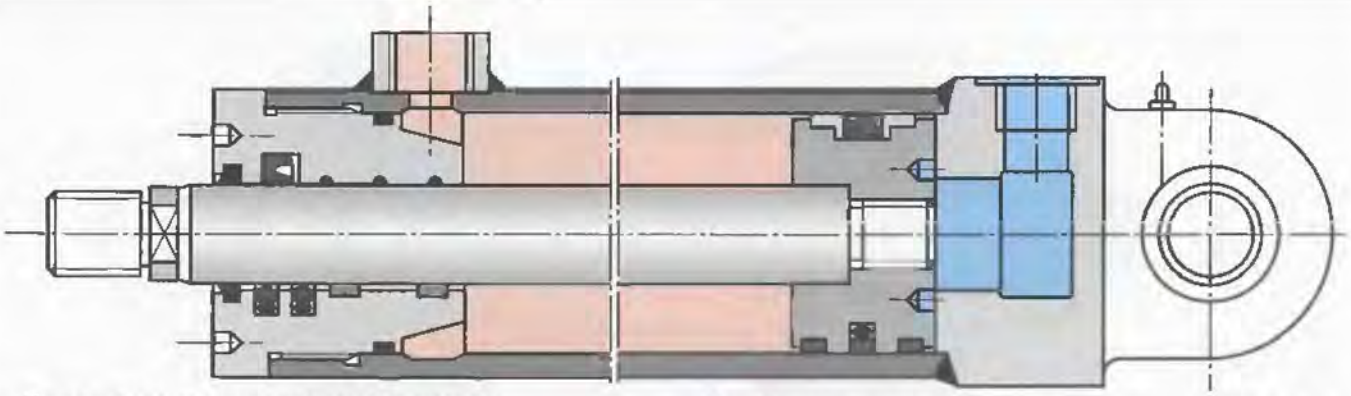
- Головка гидроцилиндра крепится к гильзе с помощью фланцев
- Дно гидроцилиндра приварено к гильзе
- Направляющая штока непосредственно на головке гидроцилиндра или через опорные кольца
- Комбинированные уплотнения поршня: контактное уплотнительное кольцо или опорно-уплотнительный узел
- Двустороннее демпфирование конечного положения
- Дроссели и обратные клапаны с двух сторон
- Возможность выпуска воздуха с двух сторон

Рис. 7.20. *Гидроцилиндр круглого конструктивного исполнения с проушиной со стороны дна*



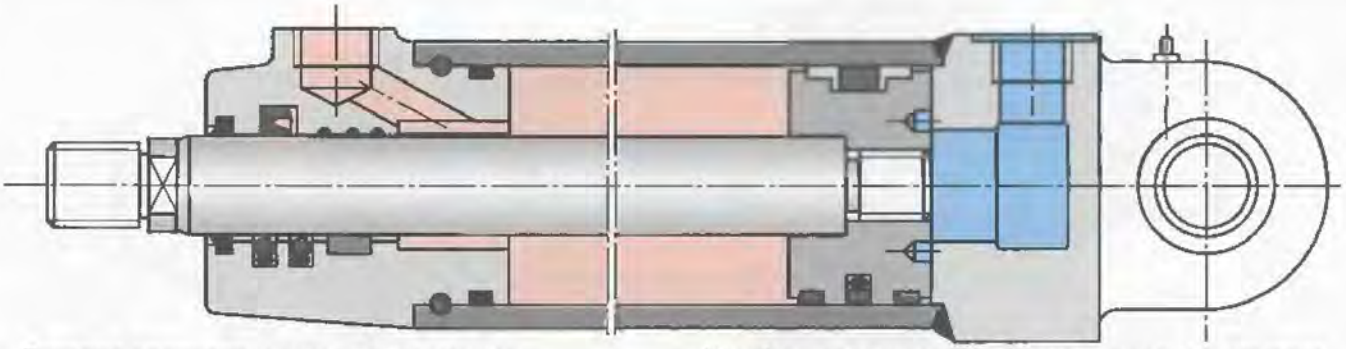
- Головка гидроцилиндра навинчена на гильзу и законтрена шлицевой гайкой
- Направляющая штока непосредственно на головке гидроцилиндра или через опорные кольца
- Комбинированные уплотнения поршня: контактное уплотнительное кольцо или опорно-уплотнительный узел
- Демпфирование конечного положения и выпуск воздуха только со стороны дна

Рис. 7.21. *Гидроцилиндр круглого конструктивного исполнения с проушиной со стороны дна*



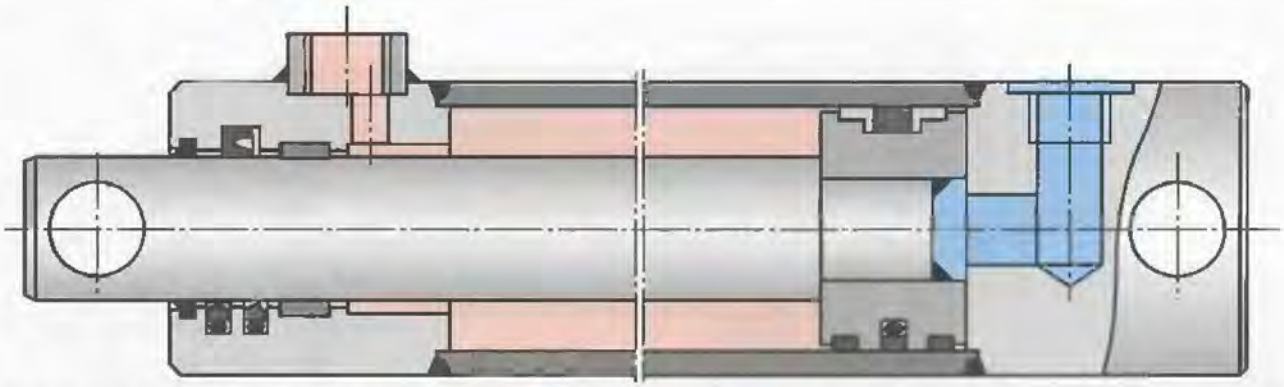
- Головка цилиндра ввернута в гильзу
- Дно гидроцилиндра приварено к гильзе
- Направляющая штока непосредственно на головке гидроцилиндра или через опорные кольца
- Комбинированные уплотнения поршня: контактное уплотнительное кольцо или опорно-уплотнительный узел
- Без демпфирования конечного положения

Рис. 7.22. *Гидроцилиндр круглого конструктивного исполнения с проушиной со стороны дна*



- Головка крепится к гильзе с помощью предохранительного кольца
- Дно гидроцилиндра приварено к гильзе
- Направляющая штока непосредственно на головке гидроцилиндра или через опорные кольца
- Комбинированные уплотнения поршня: контактное уплотнительное кольцо или опорно-уплотнительный узел
- Без демпфирования конечного положения

Рис. 7.23. *Гидроцилиндр круглого конструктивного исполнения с проушиной со стороны дна*



- Головка и дно гидроцилиндра приварены к гильзе
- Направление штока через опорные кольца
- Комбинированные уплотнения поршня: контактное уплотнительное кольцо или опорно-уплотнительный узел
- Без демпфирования конечного положения

Рис. 7.24. *Гидроцилиндр круглого конструктивного исполнения с крепежными отверстиями в штоке и дне*

## 4. Возможные типы крепления и указания по встройке

Наряду с данными о величине рабочего давления, диаметре поршня и штока, длины хода, усилий сжатия и растяжения важно также знать, где и как будет установлен гидроцилиндр, т.е. каким должен быть тип его крепления.

Возможные варианты крепления гидроцилиндров приведены в таблицах 7.1 и 7.2

При встройке гидроцилиндров необходимо принимать во внимание различные критерии. В таблицах 7.3а и 7.3б приведены шесть наиболее применяемых типов крепления и указания по встройке.

Типы крепления с серьгой или шарнирной проушиной на дне гидроцилиндра применяются более чем в 50% от общего количества случаев применения.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Проушина с шарниром со стороны дна | | Цапфы со стороны дна | |
| Вилка со стороны дна | | Монтаж на лапах[1)] | |
| Прямоугольный фланец со стороны головки[1)] | | Монтаж на лапах с опорным выступом[1)] | |
| Квадратный фланец со стороны головки[1)] | | Монтаж на лапах со стыковым присоединением[1)] | |
| Прямоугольный фланец со стороны дна | | Резьбовые отверстия со стороны головки и дна[1)] | |
| Квадратный фланец со стороны дна | | Монтаж на лапах с опорным выступом со стороны штока | |
| Цапфы со стороны головки[1)] | | Удлиненная анкерная связь со стороны головки[1)] | |
| Цапфы в центре гидроцилиндра[1)] | | Удлиненная анкерная связь со стороны дна | |

[1)] Также целесообразны для гидроцилиндров с двусторонним штоком

Таблица 7.1. *Типы крепления гидроцилиндров с анкерной связью*

| | | | |
|---|---|---|---|
| Плоская серьга со стороны дна | | Фланец со стороны дна | |
| Проушина с шарниром со стороны дна | | Цапфы в центре гидроцилиндра[1)] | |
| Фланец со стороны головки[1)] | | Монтаж на лапах[1)] | |

[1)] Также целесообразны для гидроцилиндров с двусторонним штоком

Таблица 7.2. *Типы крепления круглых гидроцилиндров*

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Проушины с двух сторон**<br><br>Примечание: Ось может перемещаться только в плоскости проушин | A1 | **Проушины с шарнирами с двух сторон**<br><br>*Примечание:* Оси могут двигаться в поперечном направлении, не вызывая изгибных напряжений | A2<br>Угол наклона<br>Угол наклона |
| **Проушина со стороны дна и проушина с шарниром со стороны штока**<br><br>*Примечание:* Возможная непараллельность осей скомпенсирована | Угол наклона | **Фланцевый монтаж со стороны головки**<br><br>*Примечание:* Предпочтительна вертикальная установка.<br><br>В зависимости от направления действия силы крепежные винты могут быть разгружены | |

Таблица 7.3 а. *Рекомендации по установке*

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Гидроцилиндр с фланцем со стороны дна**<br>*Примечание:*<br>Предпочтительна вертикальная установка<br>При основных направлениях действия (толкающем или тянущем) крепежные винты не должны нагружаться.<br>Показанные типы установки предпочтительны. | | **Цапфы со стороны головки**<br>*Примечание:*<br>Благодаря уменьшению монтажной длины этот тип применяется при максимальных длинах хода. При горизонтальной установке должна учитываться повышенная нагрузка на подшипники. | |
| **Монтаж на лапах**<br>*Примечание:*<br>Крепежные винты не должны работать на срез. Для восприятия действующих усилий должны устанавливаться специальные опоры | | **Цапфы со стороны дна**<br>*Примечание:*<br>Из-за увеличенной монтажной длины этот тип применяется при небольших длинах хода.<br>При горизонтальной установке должна учитываться повышенная нагрузка на подшипники. | |
| | | **Цапфы в центре**<br>*Примечание:*<br>При горизонтальной установке подвеска гидроцилиндра в центре тяжести способствует уменьшению нагрузки на подшипниках. | |

Таблица 7.3 б. *Рекомендации по установке*

## 5. Продольный изгиб (потеря устойчивости)

### 5.1. Продольный изгиб при осевом нагружении

При применении длинноходовых гидроцилиндров возникают специальные проблемы устойчивости.

Рассматриваются следующие расчетные группы:

- Нагрузка, соответствующая неупругому выпучиванию
- Нагрузка, соответствующая упругому выпучиванию (критические пределы определяются уравнением Эйлера).

Уравнение Эйлера применимо для вычисления условий устойчивости гидроцилиндров, поскольку шток может рассматриваться как тонкий стержень.

Нагрузка, соответствующая потере продольной устойчивости (разрушающая нагрузка), и максимально допустимая нагрузка рассчитываются по формулам:

Разрушающая нагрузка $K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{s_K^2}$, Н (1)

Под действием этой нагрузки шток разрушается!

Максимально допустимая нагрузка: $F = \frac{K}{S}$, Н (2)

$s_K$ – приведенная длина хода, мм

$E$ – модуль упругости ($2{,}1 \cdot 10^5$ для стали), Н/мм²

$J$ – момент инерции круглого поперечного сечения, мм⁴

$J = (d^4 \cdot \pi) / 64 = 0{,}0491 \cdot d^4$

$S$ – коэффициент запаса (3,5)

Приведенная длина хода может определяться в соответствии с нагрузочными вариантами Эйлера (см. таблицу 7.4). Для упрощения вычислений некоторое повышение жесткости, обеспечиваемое гильзой цилиндра, не принимается во внимание. Это обеспечивает предельные требования безопасности стандартных гидроцилиндров, установочная позиция которых обычно неизвестна.

## 5.2. Продольный изгиб при наличии боковых нагрузок

Отдельное замечание должно быть сделано для гидроцилиндров с проушинами (вариант 2 по Эйлеру), когда они расположены горизонтально или наклонены на большой угол.

Кроме чисто сжимающих нагрузок, здесь имеет место изгиб под действием собственного веса.

Особое внимание надо обращать на тяжелые гидроцилиндры с большой величиной хода.

| **Вариант закрепления по Эйлеру** | **Вариант 1**<br>Один конец свободен, а другой жестко закреплен. | **Вариант 2 (основной)**<br>Шарниры с двух сторон. | **Вариант 3**<br>Один конец шарнирный, а другой жестко закреплен. | **Вариант 4**<br>Два конца жестко закреплены. |
|---|---|---|---|---|
| **Схема** | F | F | F | F |
| **Приведенная длина хода** | $s_K = 2\,l$ | $s_K = l$ | $s_K = 0{,}7\,l$ | $s_K = l/2$ |
| **Установочная позиция гидроцилиндров** | **Монтажные типы C, D, F** | **Монтажные типы A, B, E** | **Монтажные типы C, D, F** | **Монтажные типы C, D, F** |
| **Примечания** | | | Нагрузка должна быть тщательно сцентрирована. | Не подходит, если нагрузка должна быть строго определенной |

Таблица 7.4. *Варианты закрепления по Эйлеру*

## 6. Демпфирование конечного положения

### 6.1. Демпфирование конечного положения на дне гидроцилиндра

Поршень (*1*) с помощью резьбовой демпфирующей втулки (*2*) крепится к штоку.

Коническая демпфирующая втулка (*2*) входит в отверстие в дне (*3*) гидроцилиндра и плавно перекрывает проходное сечение, через которое вытесняется жидкость из поршневой полости (*4*). Когда проходное сечение уменьшается практически до нуля, жидкость может вытекать только через отверстие (*5*) и дроссель (*6*), позволяющий настраивать степень демпфирования. Чем меньше проходное сечение, тем больше эффективность демпфирования конечного положения.

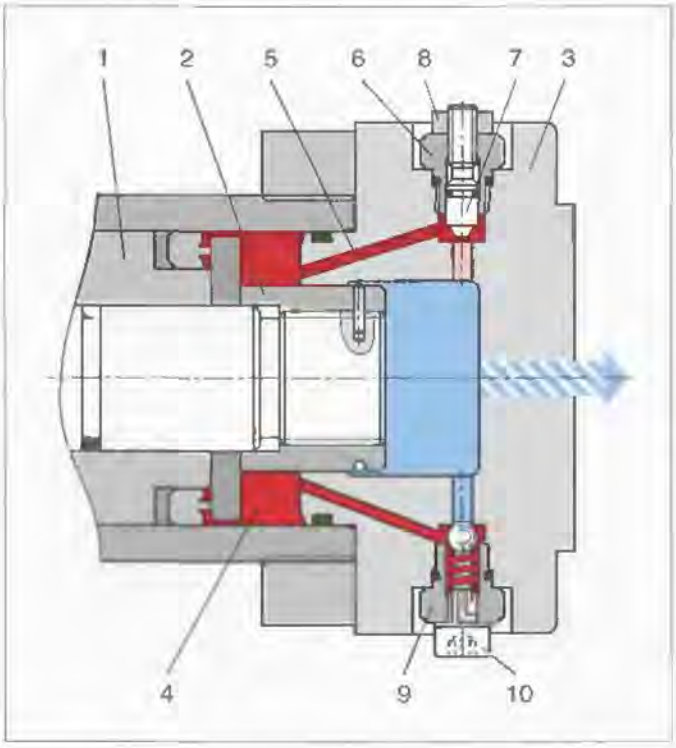



Рис. 7.25. *Настраиваемое конечное демпфирование на дне гидроцилиндра*

Конструкция дросселя предотвращает возможность вывертывания винта (*7*) при настройке конечного демпфирования. Установленное положение дросселя фиксируется контргайкой (*8*).

Обратный клапан (*9*) свободно пропускает рабочую жидкость в полость (*4*) в начале рабочего хода выдвижения штока. Таким образом, обеспечивается обход дросселирующей щели. Для выпуска воздуха предусмотрен вентиляционный винт (*10*).

Вентиляционный винт может устанавливаться и в гидроцилиндрах без демпфирования конечного положения.

### 6.2. Тормозное усилие

Демпфирование конечного положения должно обеспечивать возможность контролируемой задержки (торможения) при движении штока в обе стороны. При этом величина энергии движения, которая определяется перемещаемой гидроцилиндром массой и скоростью движения, не должна превышать максимальную рабочую эффективность демпфирования. Тормозная энергия преобразуется при демпфировании в тепло за счет дросселирования вытесняемой жидкости.

#### 6.2.1. Расчет тормозного усилия

Тормозное усилие гидроцилиндра при его горизонтальном положении рассчитывается следующим образом:

Движение выдвижения $F_B = m \cdot a + A_K \cdot p$ (3)

Движение втягивания $F_B = m \cdot a + A_R \cdot p$ (4)

$F_B$ – тормозное усилие, Н
$m$ – передвигаемая масса, кг
$a$ – ускорение равнозамедленного движения, м/с²
$a = v^2 / (2 \cdot s)$
$v$ – скорость движения, м/с
$s$ – длина пути торможения, м
$A_K$ – площадь поршневой полости, см²
$A_R$ – площадь штоковой полости, см²
$p$ – давление, Н / см²

1 бар = 10 Н/см²

При вертикальной установке дополнительно к тормозному усилию $F_B$ необходимо в соответствии с направлением движения добавлять или вычитать еще весовое усилие, состоящее из нагрузки, поршня и штока. Собственные потери гидроцилиндра на трение при этом вычислении не принимаются во внимание.

#### 6.2.2. Расчет среднего демпфирующего давления

Обычно номинальное давление гидроцилиндра не должно превышать значения среднего демпфирующего давления.

$p_D = F_B / A_D$

$p_D$ – среднее демпфирующее давление, Н / см²
$F_B$ – тормозное усилие, Н
$A_D$ – эффективная поверхность демпфирования, см²

1 бар = 10 Н/см²

Если в результате расчета $p_D$ получается слишком большим, следует или увеличить длину пути торможения, или снизить рабочее давление.

## Заметки

## 7. Системы сервоцилиндров

Системы сервоцилиндров выделяются при рассмотрении гидроцилиндров в отдельную группу.

Существенным отличительным признаком систем сервоцилиндров является наличие гидростатических опор штока.

Цилиндры с гидростатической опорой применяются там, где требуется минимальное трение при высоких частотах колебаний штока с небольшими амплитудами.

Системы сервоцилиндров используются в случаях, где требуется наивысшая динамика и точность линейных приводов, т.е. в стендах и установках для исследования свойств материалов и приборов.

Системы сервоцилиндров в основном состоят из следующих узлов:

- сервоцилиндр
- сервоблок управления
- электроника для регулировки и настройки.

### 7.1. Сервоцилиндры

Выбор конструкционного типа цилиндра определяют четыре отличительных особенности:

- допустимый уровень трения цилиндра в условиях эксплуатации
- поперечное усилие на штоке
- необходимые рабочие скорости
- минимальные амплитуды или расчетные перемещения.

В зависимости от условий применения известны следующие типы:

- сервоцилиндры с гидростатическим клиновым зазором для опоры штока без находящихся под воздействием давления уплотнений
- сервоцилиндры с гидростатическими «карманными» опорами штока без находящихся под воздействием давления уплотнений.

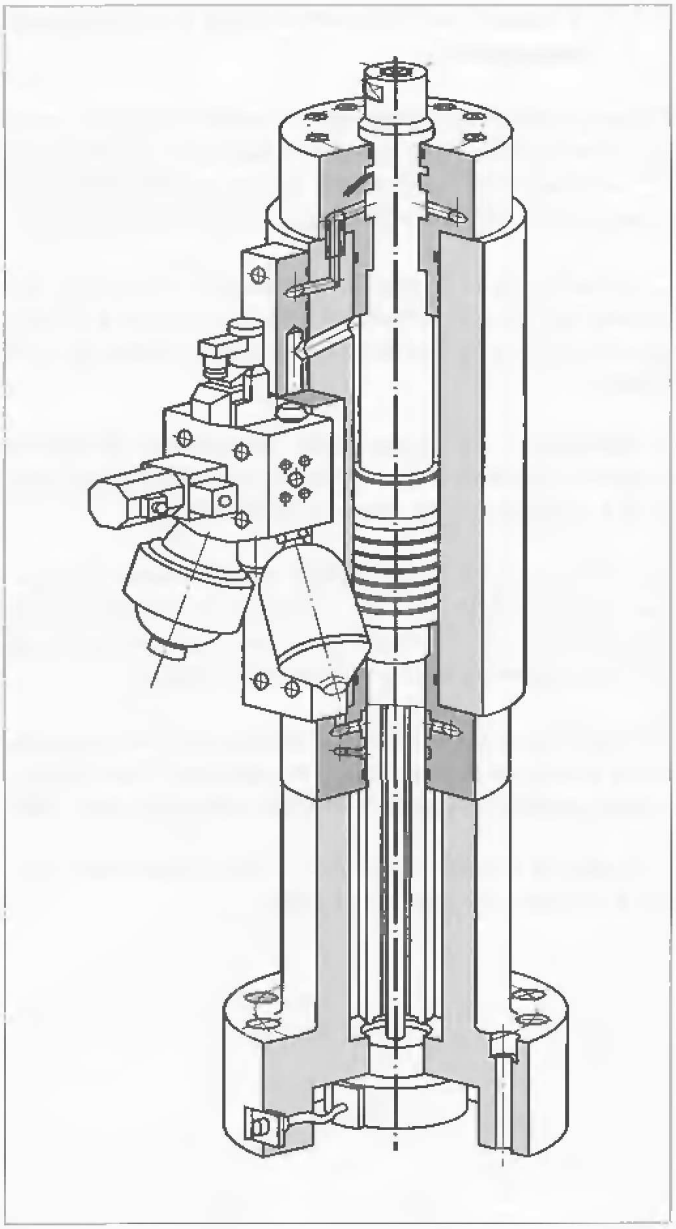


Рис. 7.26. *Сервоцилиндр со встроенным сервоблоком управления*

### 7.1.1. Гидростатическая опора с клиновым зазором

Сервоцилиндры с гидростатическим клиновым зазором для опоры штока применяются для скоростей до $v_{max}$ = 2 м/с при небольших боковых нагрузках (например, от собственной массы или силы инерции).

Сервоцилиндры с гидростатическим клиновым зазором для опоры штока используются для рабочих давлений до 210 бар и номинальных усилий от **1** до 4000 кН.

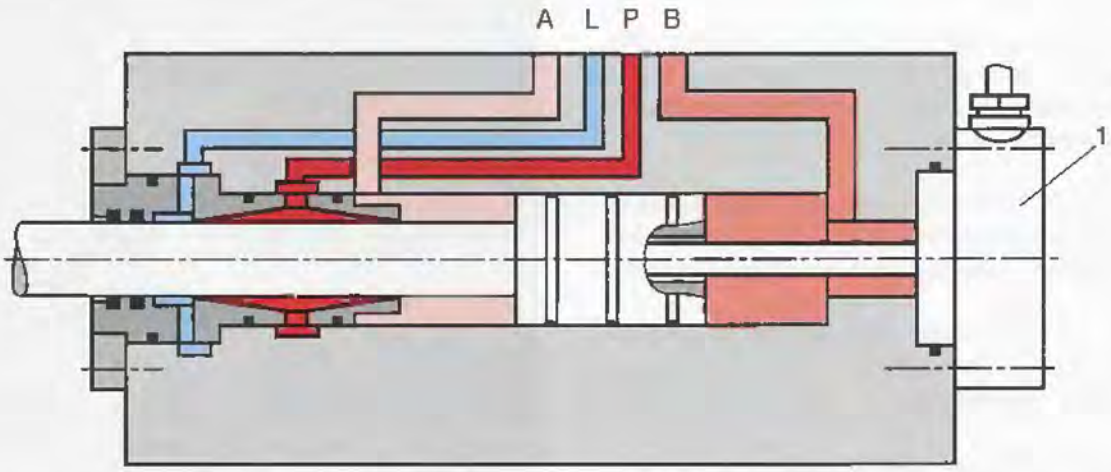
Возможные типы крепления: шарнирная опора со стороны головки и дна, фланец со стороны головки и дна, крепление на лапах или цапфах.

Сервоцилиндры оснащаются встроенными бесконтактными индуктивными датчиками перемещения, выдающими в электронную систему управления сигнал о фактическом положении поршня.

Встроенные в сервоцилиндр уплотнения не нагружаются рабочим давлением, что позволяет минимизировать трение (см. диаграмму сил трения на рис. 7.30).

Сравнение показывает, что в сервоцилиндрах удается снизить трение в 3–4 раза.

Рис. 7.27. *Сервоцилиндр с гидростатическим клиновым зазором для опоры штока*




*A, B* – рабочее давление *L* – дренаж *P* – подвод давления к подшипнику *1* – датчик перемещения

Рис. 7.28. *Схема сервоцилиндра с опорой штока в виде гидростатического клинового зазора*

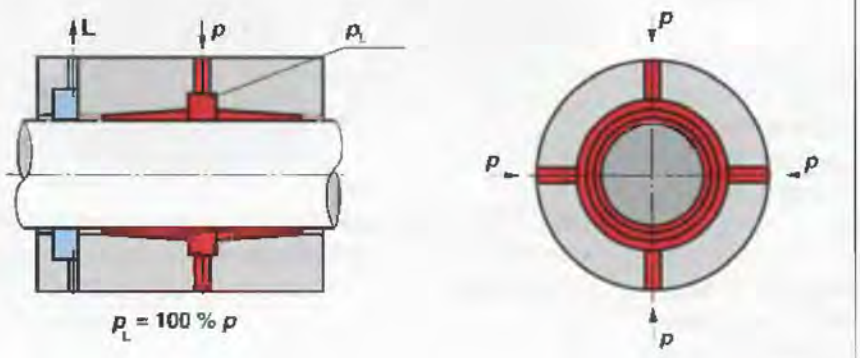



Рис. 7.29. *Схема опоры штока в виде гидростатического клинового зазора*

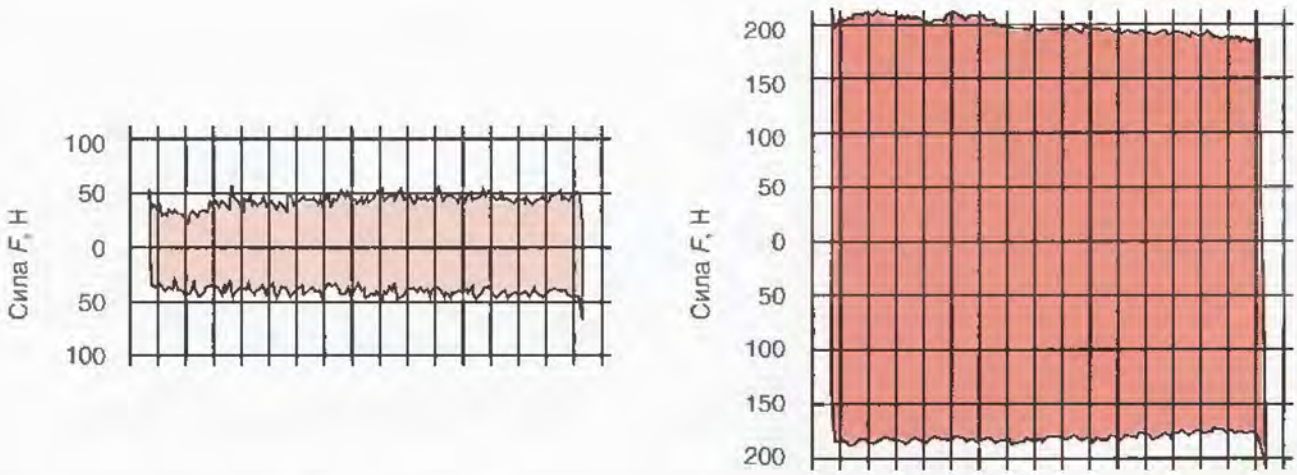



Рис. 7.30. *Измерение силы трения при $p_{St}$ = 210 бар, v = 0,1 м/с и s = ± 100 мм.*
*Слева — сервоцилиндр с гидростатическим клиновым зазором.*
*Справа — сервоцилиндр с контактным уплотнительным кольцом.*

### 7.1.2. Гидростатическая «карманная» опора

Для гидроцилиндров, работающих в широком диапазоне скоростей при больших боковых нагрузках на штоке, применяются гидростатические «карманные» опоры штока.

Сервоцилиндры с гидростатическими «карманными» опорами штока используются для рабочих давлений до 280 бар и номинальных усилий от 10 до 10 000 кН.

Возможные типы крепления: фланец, закрепленный на головке или дне, или цапфы. Возможна комбинация типов крепления.

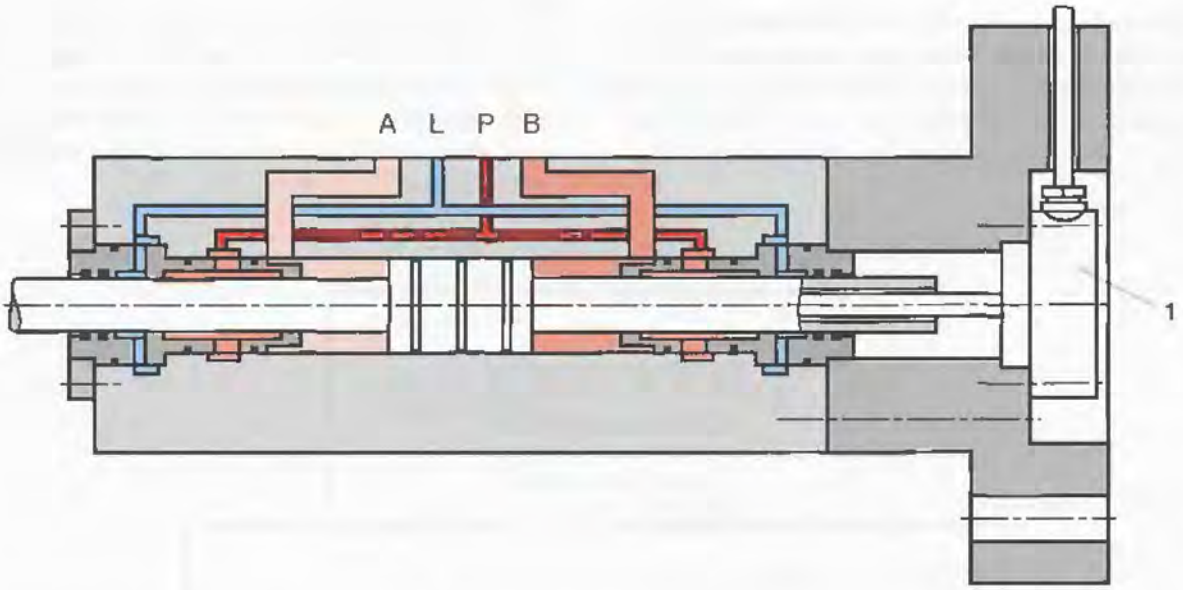
Сервоцилиндры оснащаются встроенными бесконтактными индуктивными датчиками перемещения, выдающими в электронную систему управления сигнал о фактическом положении поршня.

Гидростатическая опора содержит четыре расположенных вокруг штока кармана, которые центрируют шток внутри имеющегося радиального зазора.

При отсутствии радиальной силы давления в карманах равны 50 % от рабочего давления $p$. Радиальная сила вызывает некоторое радиальное смещение штока, в результате чего возрастает давление в кармане, лежащем напротив. Таким образом, обеспечивается центрирование штока.

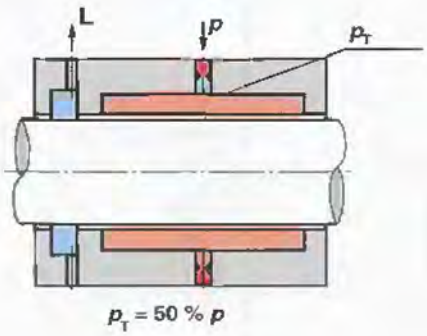
Диаграммы сил трения для опоры с клиновым зазором (см. Рис. 7.30) и «карманной» опоры аналогичны, однако «карманная» опора лучше сопротивляется боковым нагрузкам, полностью исключая опасность металлического контакта подвижных деталей с переходом в область полусухого трения.

Рис. 7.31. *Сервоцилиндр с гидростатической «карманной» опорой штока и встроенным сервоблоком управления*




*A, B* – рабочее давление *L* – дренаж *P* – подвод давления к подшипнику *1* – датчик перемещения

Рис. 7.32. *Схема сервоцилиндра с гидростатическими «карманными» опорами штока*



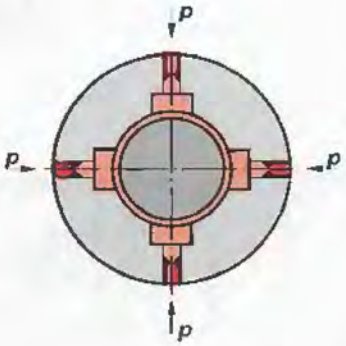




Рис. 7.33. *Схема гидростатической «карманной» опоры штока*

## 7.2. Управляющий сервоблок

Для получения высоких динамических свойств гидроприводов длина соединительных гидролиний между системой управления и сервоцилиндром должна быть минимальной. Чтобы добиться этого, сервоблок устанавливается непосредственно на сервоцилиндре.

Трубопроводы подключаются к агрегату через управляющий сервоблок, который содержит устройства ограничения усилия, систему фильтрации управляющего потока и масла, поступающего в опорные подшипники, реализует аккумулирование гидравлической энергии.

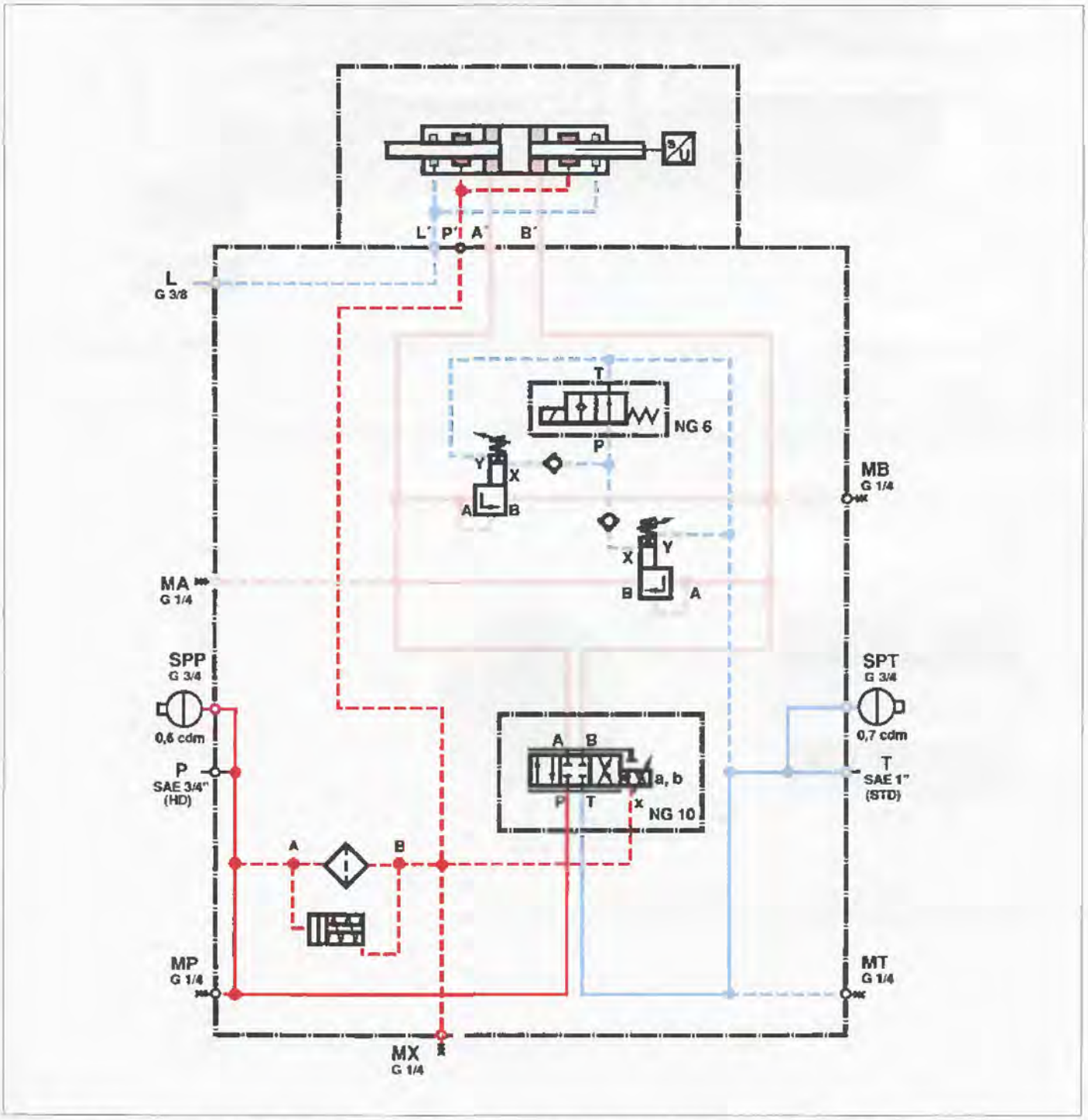



Рис. 7.34. *Типовая схема подключения сервоцилиндра с встроенным управляющим сервоблоком*

Глава 8

# Поворотные гидродвигатели

## 1. Общие положения

Независимо от типа конструкции поворотные гидродвигатели осуществляют за счет подвода рабочей жидкости под давлением поворотное приводное движение выходного вала. Это движение ограничено по величине за счет жестко установленных или настраиваемых стопоров.

Компактная и прочная конструкция и большой развиваемый крутящий момент дают возможность применять поворотные гидродвигатели в особенно жестких эксплуатационных условиях.

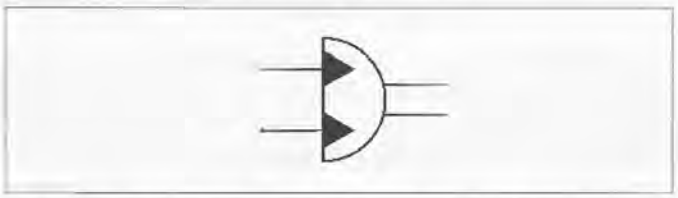


Рис. 8.1. *Условное обозначение поворотного гидродвигателя*

## 2. Типы конструкции

Как и для принципов построения гидродвигателей с вращательными приводными движениями, поворотные гидродвигатели различаются по следующим типам конструкции:

– Лопастные

– Радиально / тангенциально-поршневые

– Аксиально-поршневые

## 2.1. Лопастная конструкция

Лопастной (пластинчатый) поворотный гидродвигатель отличается особо выгодной конструкцией, т.к. опирающийся в центре приводной вал с одной или двумя рабочими лопастями дает возможность использования круглого корпуса.

Возможность применения сквозного вала позволяет устанавливать дополнительный поворотный гидродвигатель или датчик угла поворота.

Лопастные поворотные гидродвигатели могут выполнять поворотные движения с углом до 280°.

Вращающий момент возникает при нагружении поворотных лопастей давлением рабочей жидкости. Величина крутящего момента постоянна на всем угле поворота.

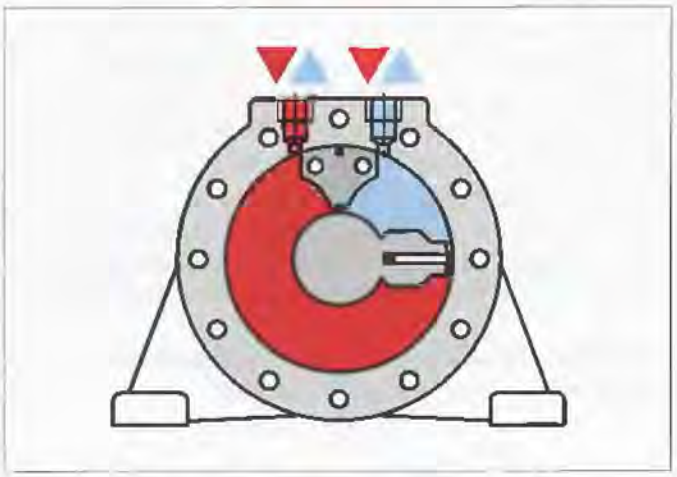


Рис. 8.2. *Однолопастной поворотный гидродвигатель*

За счет применения двух лопастей можно увеличить развиваемый крутящий момент вдвое, однако угол поворота при этом уменьшается примерно на 60%.

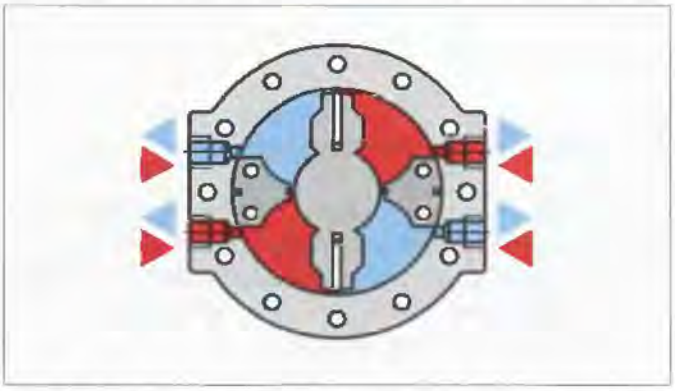


Рис. 8.3. *Двухлопастной поворотный гидродвигатель*

## 2.2. Поворотный гидродвигатель с вращающимся поршнем

В данной конструкции рабочая жидкость под давлением воздействует на вращающийся поршень, который жестко связан с двумя винтами с многовитковой внешней резьбой, имеющей угол подъема примерно 45°. Один из винтов взаимодействует с внутренней резьбой дна цилиндра, а другой — с резьбой приводного вала. Под воздействием давления рабочей жидкости поршень перемещается в осевом направлении. Одновременно в результате взаимодействия правого винта с неподвижной резьбой дна поршень начинает вращаться вокруг своей оси. Поскольку винты поршня имеют разнонаправленную резьбу (правую и левую), опирающийся на подшипники приводной вал начинает вращаться с удвоенной скоростью в ту же сторону, что и поршень.

Поворотные гидродвигатели с вращающимся поршнем имеют угол поворота до 720°.

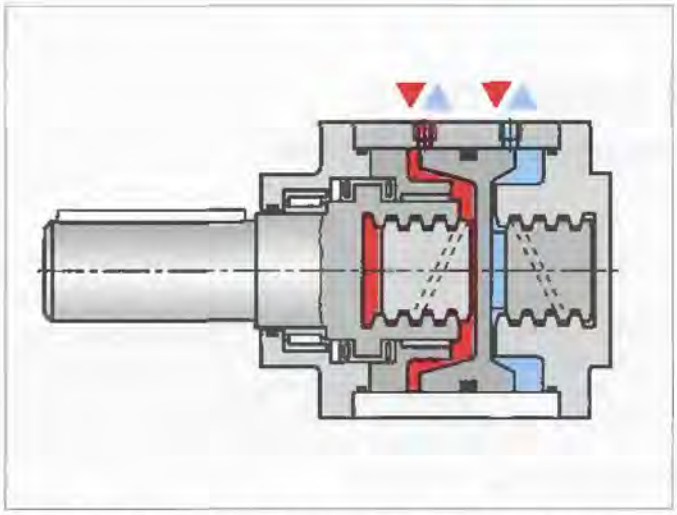


Рис. 8.4. *Поворотный гидродвигатель, приводимый в движение с помощью разнонаправленной резьбы*

## 2.3. Поворотный гидродвигатель с параллельно работающими поршнями

Поворотный гидродвигатель с параллельно работающими поршнями имеет два работающих во встречных направлениях поршня, один из которых попеременно находится под воздействием давления рабочей жидкости. Подобно двигателю внутреннего сгорания, усилие поршня через шарнирные штоки тангенциально воздействует на коромысло, жестко соединенное с приводным валом.

Поворотные гидродвигатели с параллельно работающими поршнями имеют угол поворота до 100°.

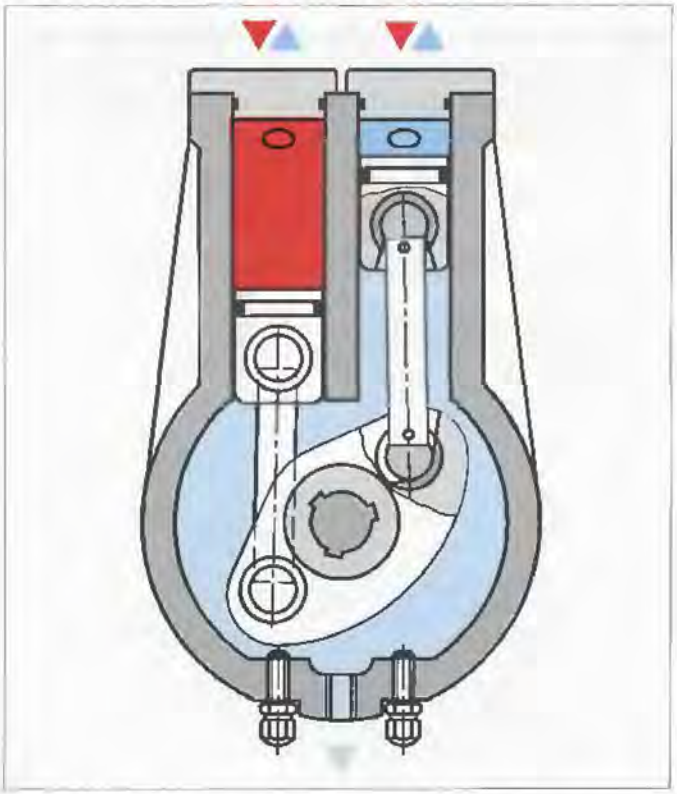


Рис. 8.5. *Поворотный гидродвигатель с параллельно работающими поршнями*

## 2.4. Поворотный гидродвигатель с шатунно-кривошипным приводом и поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение

Устройство поворотного гидродвигателя с шатунно-кривошипным приводом и поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение, подобно гидроцилиндру двустороннего действия без выступающего из цилиндра хвостовика штока.

Средняя часть поршня через шатунно-кривошипную систему приводит в движение пустотелый вал, который передает наружу развиваемый крутящий момент. Поршень, шатун и кривошип компактно размещены в герметичном корпусе, который скрепляется фланцами и содержит опоры приводного вала.

Поворотные гидродвигатели с шатунно-кривошипным приводом и поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение, могут быть изготовлены с углом поворота до 180°.

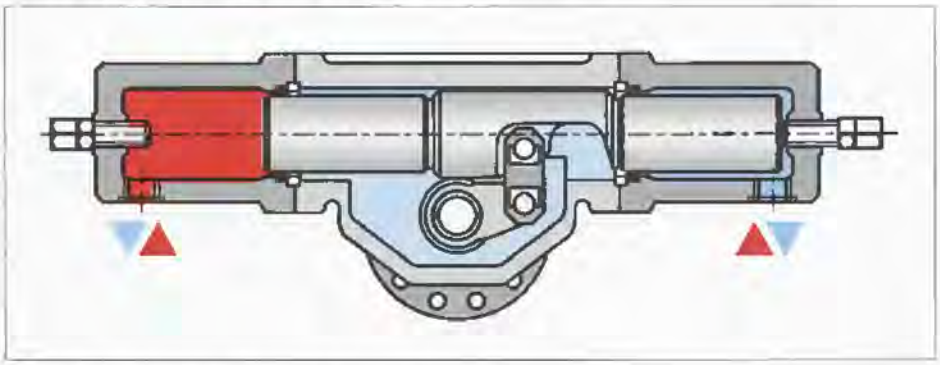


Рис. 8.6. *Поворотный гидродвигатель с шатунно-кривошипным приводом и поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение*

## 2.5. Поворотный гидродвигатель с шестеренно-реечным приводом и поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение

Перемещающийся в гильзе поршень с зубчатой рейкой изменяет свое положение под воздействием давления рабочей жидкости.
С рейкой зацепляется зубчатая шестерня, которая с одной или двух сторон имеет приводные цапфы. В зависимости от зубчатой передачи угол поворота может составлять 90, 140, 180, 240, 300 или 360° (возможно больше).

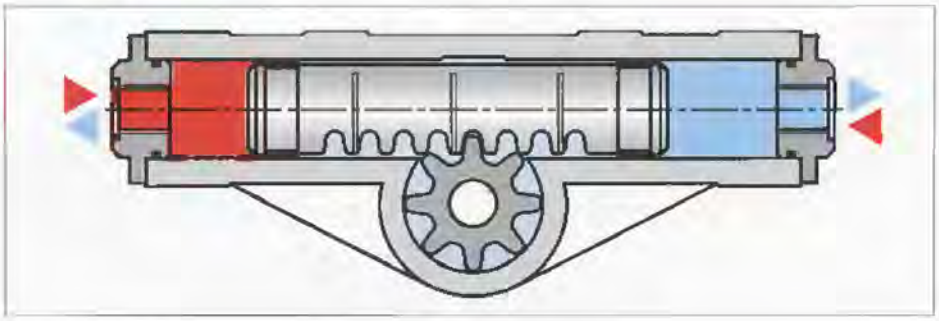


Рис. 8.7. *Поворотный гидродвигатель с гидроцилиндром, шестеренно-реечным приводом и поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение*

**Заметки**

Глава 9

# Гидроаккумуляторы и их применение

## 1. Общие положения

Одной из основных задач гидроаккумуляторов является накопление (аккумулирование) определенного объема рабочей жидкости, находящейся под давлением.

Поскольку жидкость находится под давлением, с аккумуляторами обращаются как с напорными резервуарами, и они должны быть рассчитаны на использование в условиях максимального рабочего избыточного давления, с учетом типовых условий приемки страны, где они будут эксплуатироваться.

Для выравнивания разности давлений и повышения эффективности работы гидроаккумулятора рабочая жидкость, находящаяся в нем, подвергается воздействию сжатого газа или нагружается с помощью весовой нагрузки или пружины (Рис. 9.1).

В гидроаккумуляторе весовое или пружинное усилие или сила сжатого газа определяют величину гидравлического давления, поскольку все силы находятся в равновесии.

Весовая или пружинная нагрузки применяются только для специальных случаев в промышленности и распространены незначительно. Нагружаемые газом гидроаккумуляторы без разделительного элемента также используются крайне редко, поскольку газ растворяется в жидкости.

В большинстве гидроприводов применяются гидропневматические (нагружаемые сжатым газом) гидроаккумуляторы с разделителем сред.

По конструктивному исполнению разделителя различают баллонные, поршневые и мембранные гидроаккумуляторы, о которых будет рассказано в последующих разделах более полно.

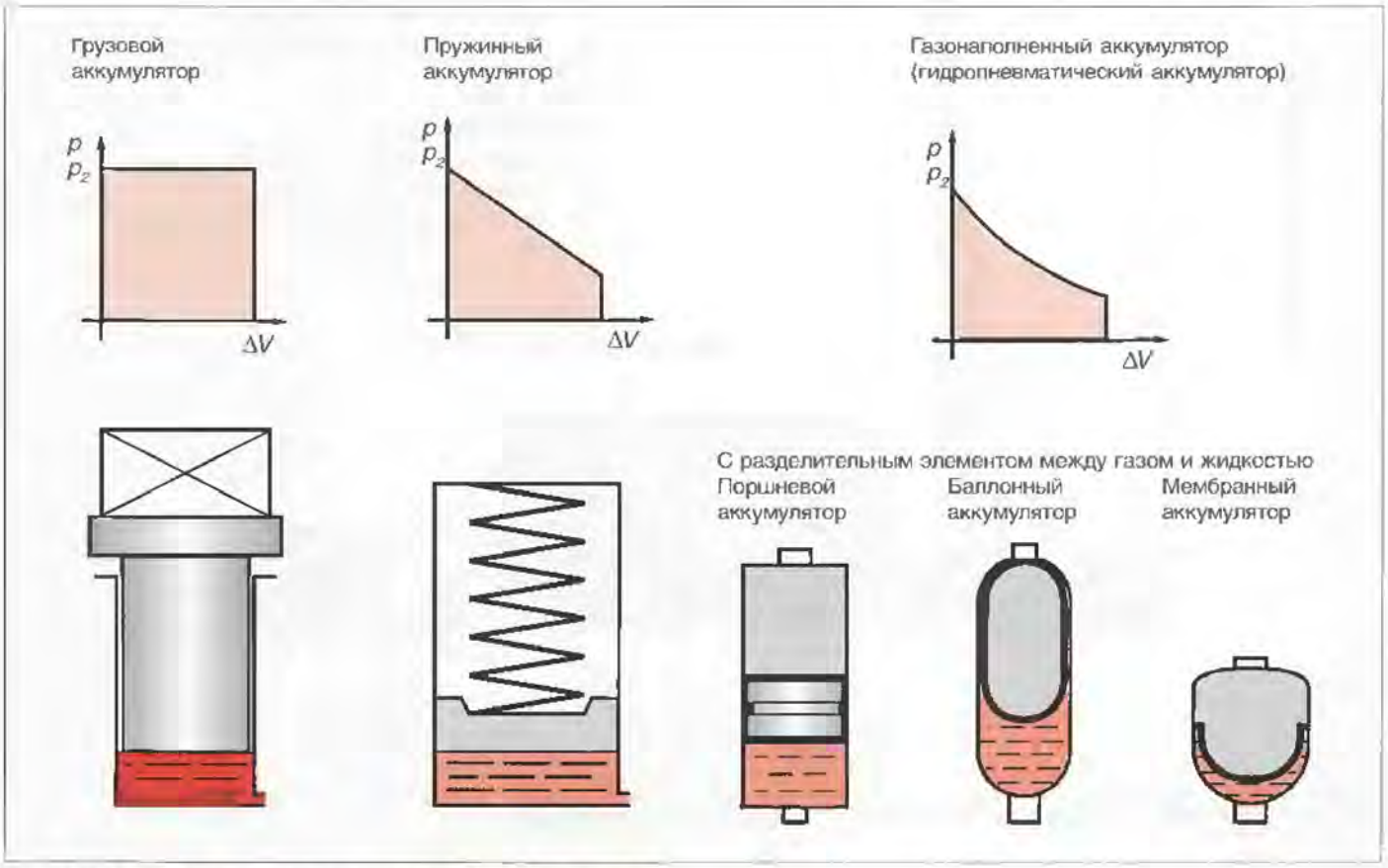



Рис. 9.1. *Отличительные признаки гидроаккумуляторов*

## 2. Задачи

Гидропневматические аккумуляторы должны выполнять в составе гидропривода различные задачи, к которым среди прочих относятся:

- накопление энергии
- накопление запасов жидкости
- аварийное управление
- компенсация сил
- демпфирование механических импульсов
- демпфирование гидравлических ударов
- исключение пульсации потока в сливной линии
- демпфирование вибраций и ударов
- демпфирование пульсаций
- подпружинивание движущихся механизмов
- воспроизводство тормозной энергии
- поддержание фиксированного значения давления
- компенсация расходного объема (расширительный сосуд – резервуар).

## 2.1. Накопление энергии

Показанная на рис. 9.2 циклограмма потребления мощности установки для литья пластмасс под давлением свидетельствует, что при большой скорости вспрыска в рабочий инструмент максимальная мощность требуется только на очень короткое время, однако для таких пиков требуется соответствующая мощность насоса.

За счет применения гидропневматических аккумуляторов мощность насоса может быть существенно понижена. Для этого необходимо, чтобы подача насоса за время цикла лишь несколько превышала суммарное потребление рабочей жидкости. Таким образом, при медленных перемещениях рабочая жидкость заполняет гидроаккумулятор, а в моменты ускоренных движений разница между потребляемым расходом и подачей насоса восполняется за счет гидроаккумулятора.

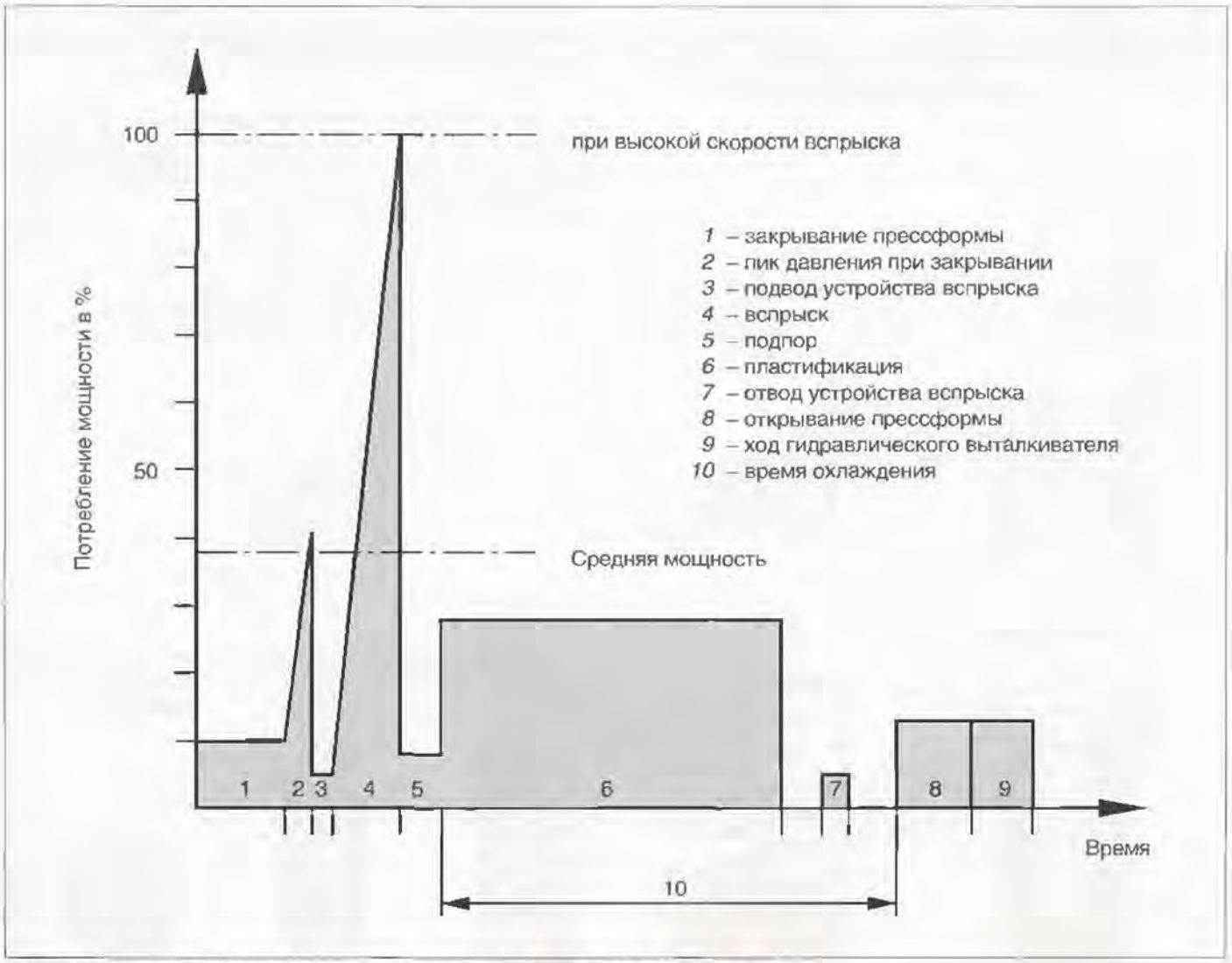



Рис. 9.2. *Диаграмма мощности установки для литья под давлением*

В качестве отличительных особенностей необходимо отметить:

– применение небольших насосов

– небольшая установленная мощность

– небольшое тепловыделение

– простое обслуживание и установка.

Кроме того, необходимо упомянуть демпфирование пульсаций и гидроударов, которое продлевает срок эксплуатации гидропривода.

За счет применения гидропневматических аккумуляторов достигается эффект экономии энергии.

Для гидроприводов с большим кратковременным потреблением рабочей жидкости или небольшим временем цикла с точки зрения экономики возможно решение только с применением гидропневматических аккумуляторов.

## 2.1.1. Примеры применения

### 2.1.1.1. Несколько потребителей с различными значениями потребления рабочей жидкости

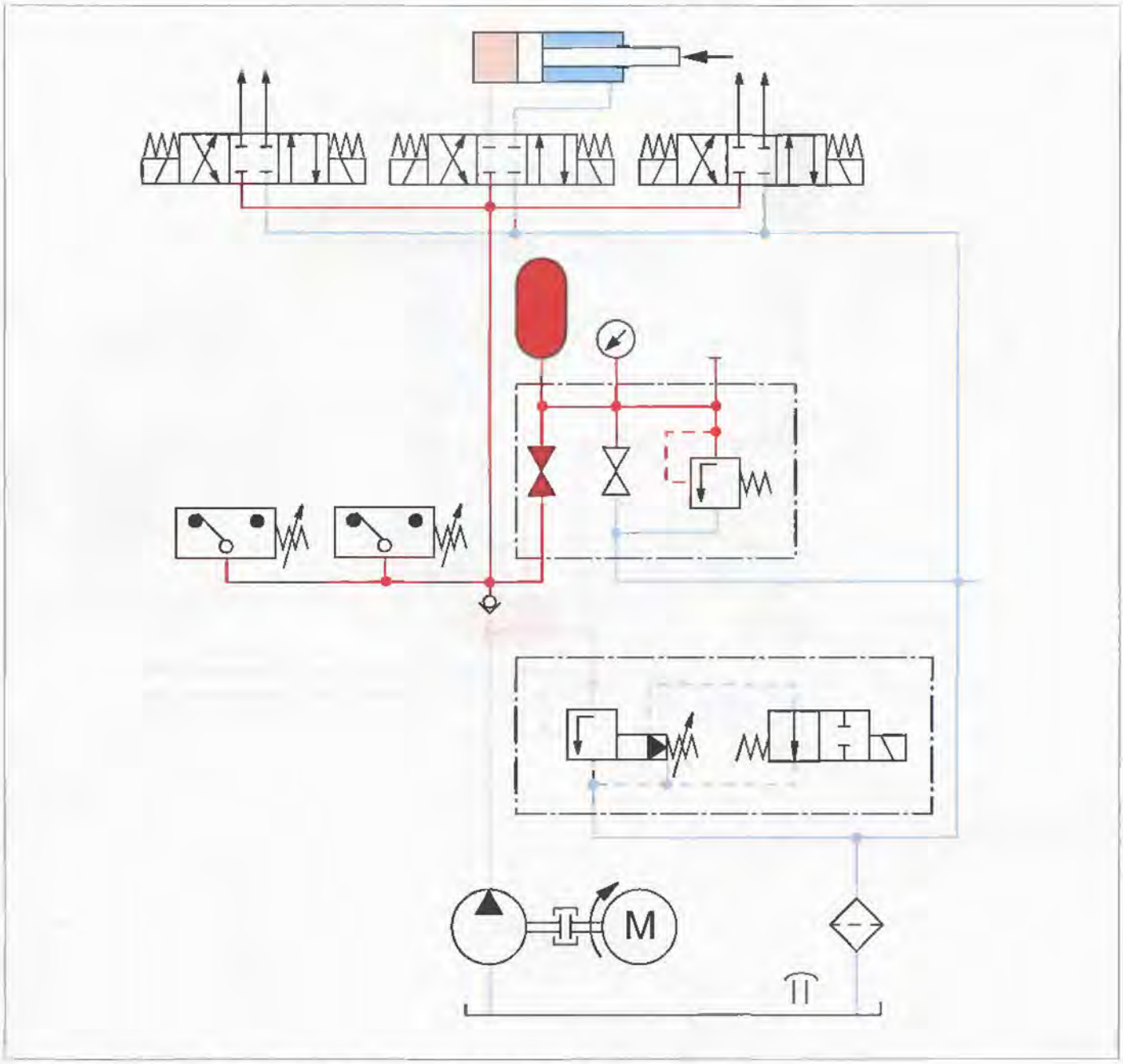



Рис. 9.3. *Накопление энергии для установки литья под давлением*

### 2.1.1.2. Повышение быстродействия (например, для станков)

За счет установки гидропневматических аккумуляторов вблизи от гидродвигателей удается легче преодолеть инерцию столба жидкости между насосом и гидродвигателем, что способствует повышению быстродействия. Кроме того, гидроаккумуляторы позволяют сгладить пульсации расхода (например, при гармонических колебаниях гидродвигателя).

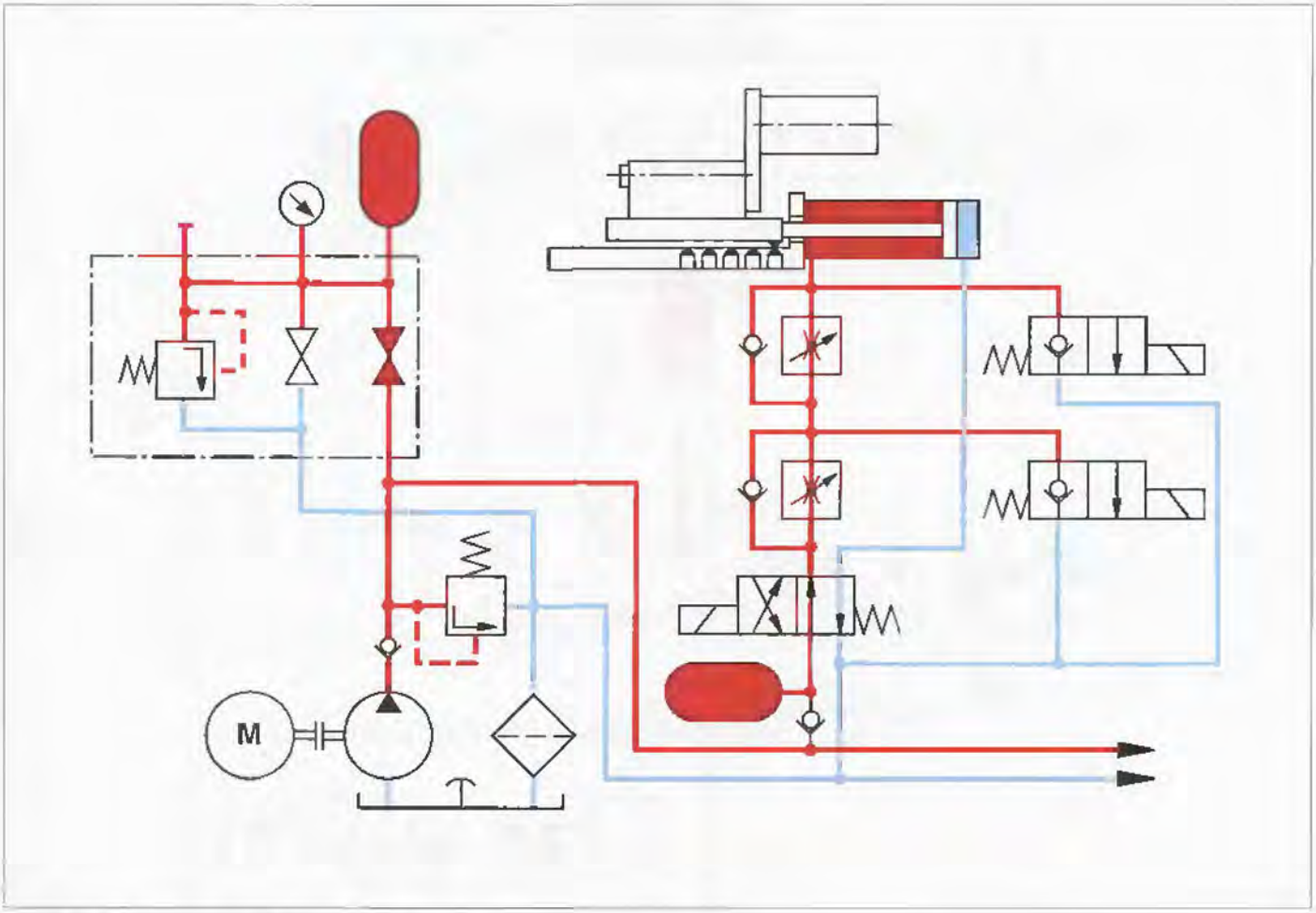



Рис. 9.4. *Накопление энергии для станков*

### 2.1.1.3. Уменьшение времени хода

С целью повышения производительности при проведении прессовых и штамповочных работ требуются большие скорости в режиме подъема на холостом ходу, а собственно рабочий процесс происходит с небольшой скоростью и большим давлением.

В режиме холостого хода рабочая жидкость поступает в гидроцилиндр одновременно от насоса (*1*) низкого давления, насоса (*2*) высокого давления и гидроаккумулятора, что позволяет обеспечить высокую скорость.

При росте давления в конце такта холостого хода обратный клапан (*A*) запирается, рабочая жидкость поступает в гидроцилиндр только от насоса (*2*) с небольшим рабочим объемом и высоким давлением, а насос (*1*) заряжает аккумулятор.

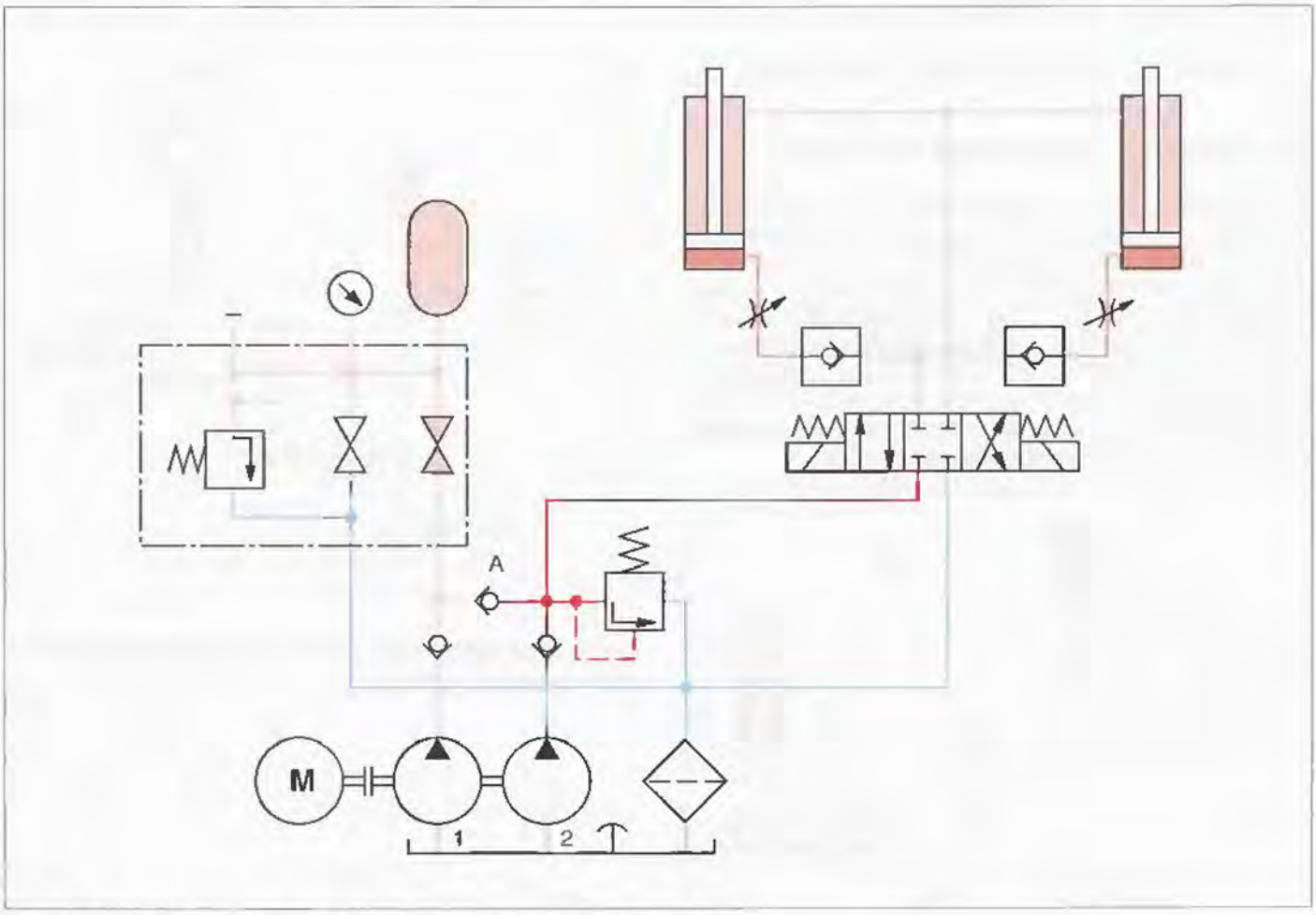



Рис. 9.5. *Накопление энергии для уменьшения времени хода*

## 2.2. Накопление рабочей жидкости

Если аккумулятор используется в качестве элемента безопасности, он не выполняет функции источника энергии при нормальной работе гидропривода, однако подключен напрямую к насосу. За счет применения высококачественных разделительных элементов накопленная энергия может храниться почти безгранично долго и при необходимости немедленно быть предоставлена в распоряжение.
Предохранительные элементы с аккумуляторами применяются в гидроприводах для аварийного подключения, чтобы даже при возникновении сбоев и неполадок имелась возможность завершения специальных действий.

В качестве примеров можно назвать:

– Закрытие переборок, заслонок и переключателей

– Срабатывание шиберных затворов

– Срабатывание выключателей большой мощности

– Срабатывание систем быстрого отключения.

## 2.3. Действие в аварийной ситуации

В аварийных случаях, например при отключении привода, с помощью имеющейся в аккумуляторе энергии выполняется рабочий ход или безопасно завершается операция. При отключении подачи электроэнергии (Рис. 9.6) пружина переключает гидрораспределитель (*1*) в исходное положение, а гидрораспределитель (*2*) – в среднее положение. В результате аккумулятор соединяется со штоковой полостью гидроцилиндра и исключается возможность его самопроизвольного опускания.

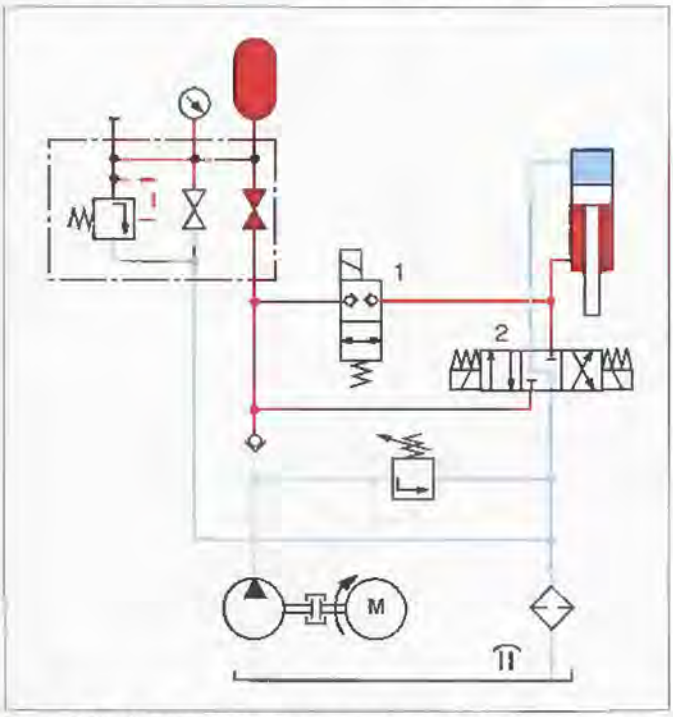



Рис. 9.6. *Аварийное подключение гидроцилиндра*

## Большое кратковременное потребление масла при отказе

Еще один пример аварийного подключения аккумулятора, позволяющего завершить начатый рабочий цикл при отключении (сбое) насоса или отказе одного из гидрораспределителей, показан на Рис. 9.7.

Основными преимуществами аварийного подключения аккумуляторов являются:

– Готовность к немедленному включению

– Неограниченный срок службы

– Отсутствие усталостных явлений

– Безынерционность

– Наивысшая степень надежности при небольших затратах на обслуживание.

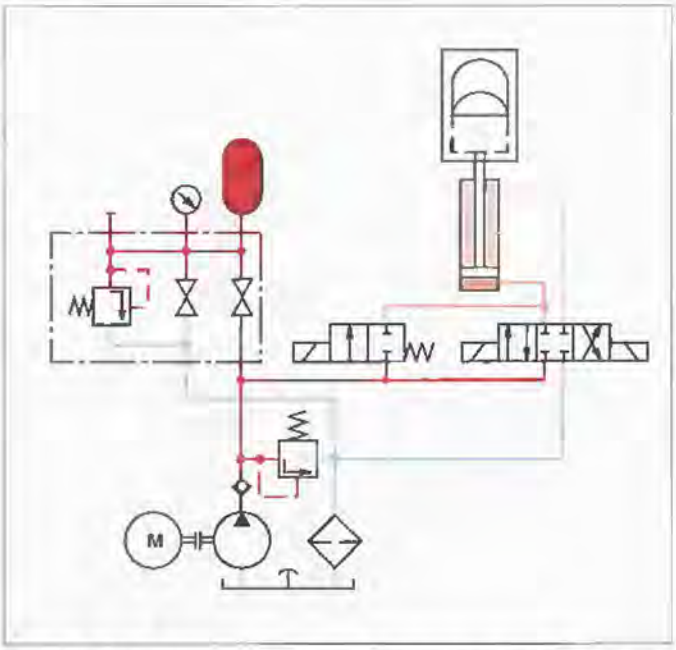



Рис. 9.7. *Выдвижение штока гидроцилиндра при отказе гидросистемы*

## Аварийное торможение

Аккумуляторы могут использоваться для аварийного срабатывания тормозов и дверей для канатных дорог, железных дорог в горных местностях, автомашин и т.д. Зарядка аккумулятора осуществляется от насосного агрегата или от ручного насоса на станциях. Таким образом, аккумулятор всегда имеет достаточную энергию для аварийного торможения.

Часто имеет место обратный принцип действия: торможение реализуется пружинами, а освобождение тормозов — гидроцилиндрами, получающими энергию от аккумулятора.

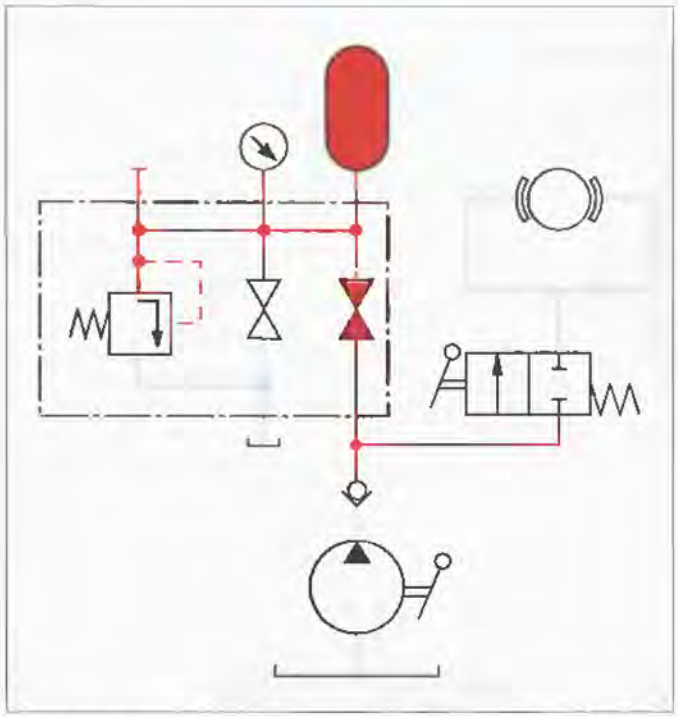


Рис. 9.8. *Аварийное торможения для канатных дорог*

## Аварийное смазывание

Для поддержания масляной пленки в подшипниках они должны постоянно подпитываться смазочным маслом. Это означает, что смазочные точки постоянно находятся под давлением. При отказе масляного насоса аккумулятор может поддерживать постоянное давление до тех пор, пока машина не остановится или пока установленный вспомогательный насос вновь не создаст требуемое давление в смазочной системе.

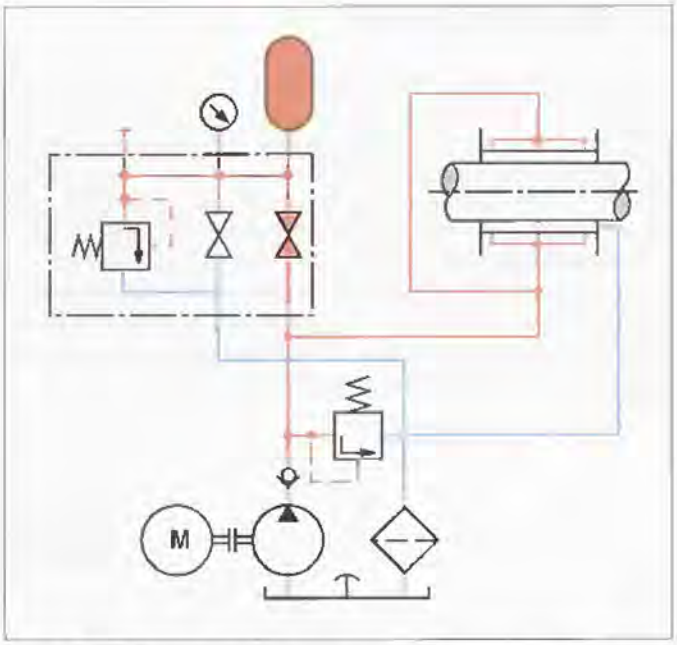



Рис. 9.9. *Аварийное смазывание подшипников*

## Предотвращение прерываний рабочих циклов

Отключение электроснабжения во время рабочего цикла машины может привести к ее высокозатратным выходам из строя. Аккумуляторы обеспечивают в подобных случаях полное завершение рабочего цикла.

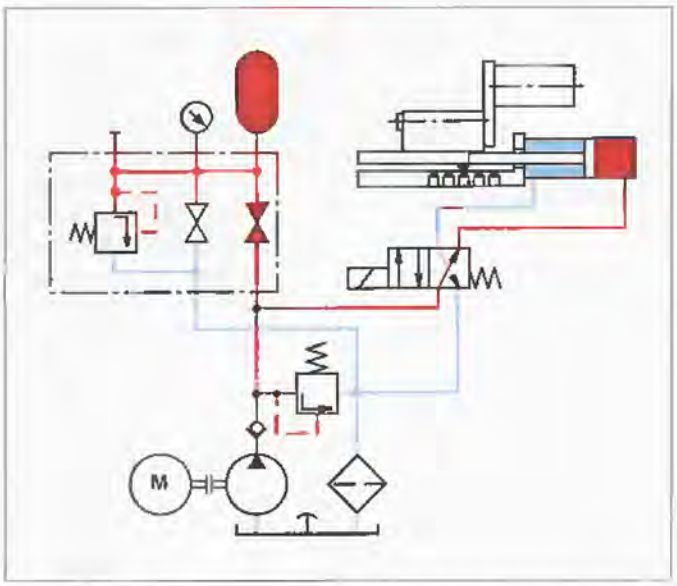



Рис. 9.10. *Применение аккумуляторов для предотвращения прерываний рабочих циклов*

## 2.4. Компенсация сил

С помощью аккумуляторов могут компенсироваться усилия или перемещения. Это необходимо в том случае, если при непрерывном производственном процессе, например при прокатке, из-за различной по величине нагрузки от прокатываемого материала возможны случаи возникновения перекоса. Если гидроцилиндры прижима роликов сбалансированы, достигается постоянство толщины прокатываемого материала. На Рис. 9.11 показана схема соответствующего гидропривода с аккумулятором, предохранительным и блокировочным блоками.

В качестве отличительных особенностей следует упомянуть:

- Мягкое уравновешивание сил и, следовательно, — небольшие нагрузки на фундамент и станину
- Уменьшение массы и габаритных размеров за счет исключения противовесов.

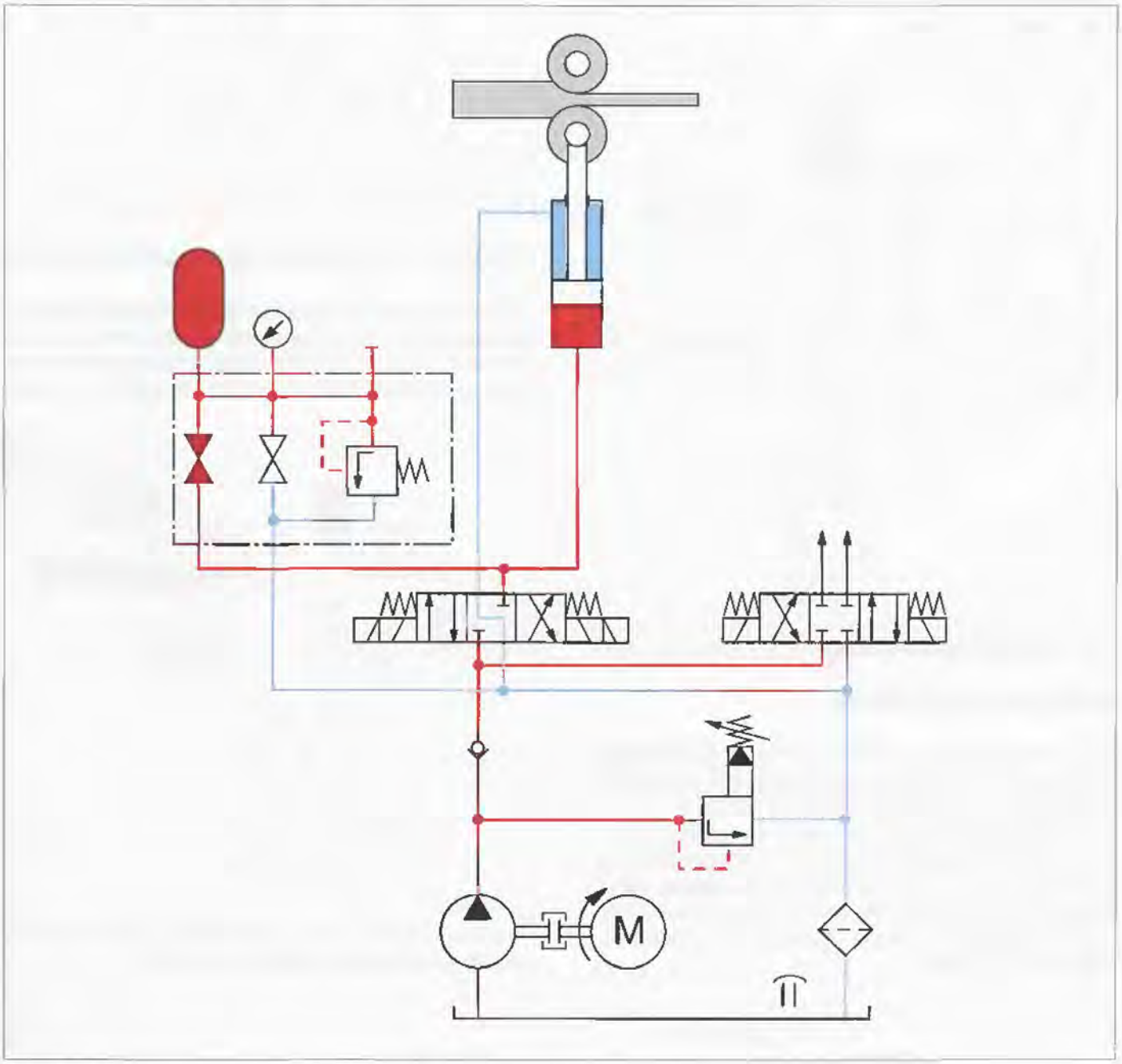



Рис. 9.11. *Уравновешивание вальцов при производстве листовой стали*

## 2.5. Компенсация утечек масла

Гидроцилиндр может развивать постоянное усилие прижима только в том случае, если потери из-за утечек будут постоянно компенсироваться. Для этого наилучшим решением является применение гидравлических аккумуляторов. На Рис. 9.12 приведена схема гидропривода с компенсацией утечек. Здесь утечки в гидроцилиндре постоянно компенсируются маслом, поступающим из аккумулятора. При снижении давления до заранее установленного уровня снова подключается насос, который подзаряжает аккумулятор.

В качестве отличительных особенностей следует упомянуть:

– Насос не работает постоянно

– Небольшое тепловыделение и, следовательно, — незначительные эксплуатационные расходы

– Большой срок службы гидропривода.

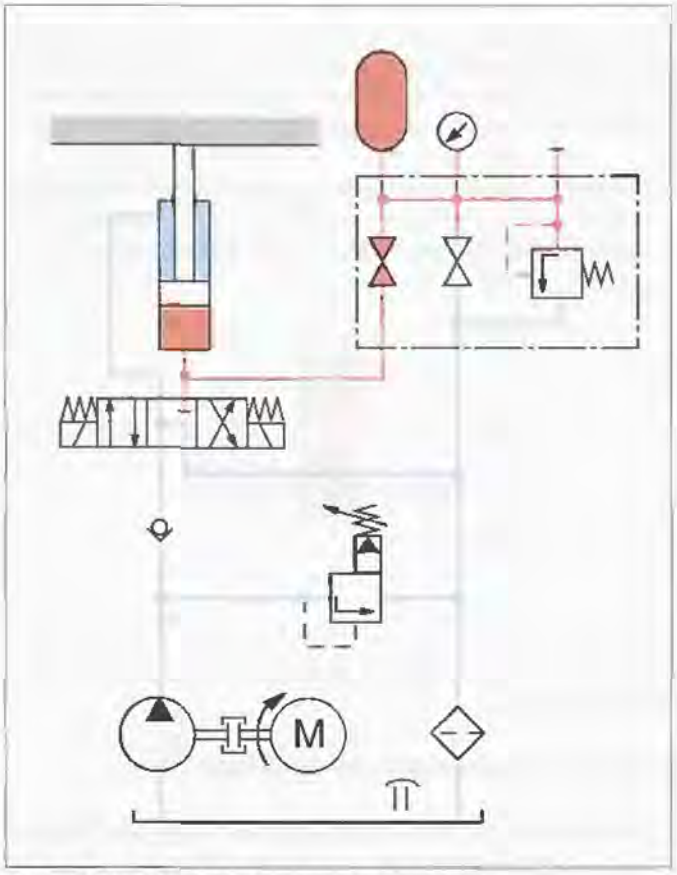



Рис. 9.12. *Компенсация утечек масла*

## 2.6. Амортизация ударов и вибраций

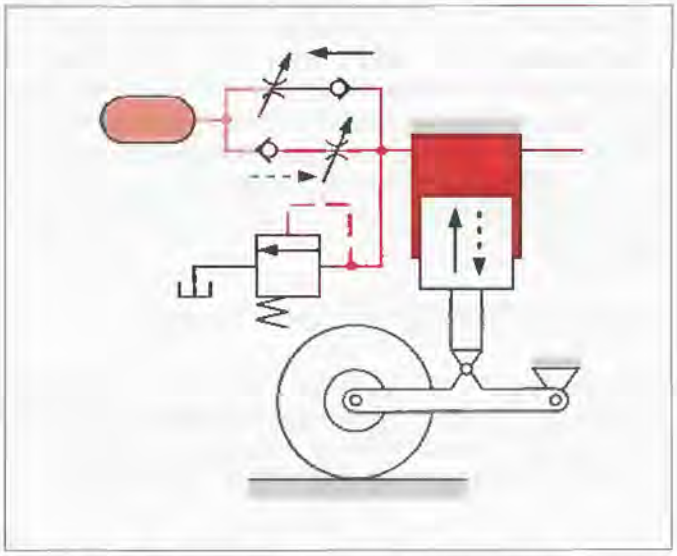


Рис. 9.13. *Аккумулятор в качестве демпфирующего элемента*

В гидросистеме могут возникнуть колебания давления, если изменяются потоки рабочей жидкости в цикле работы оборудования.

Причинами этого могут быть:

– Неравномерность подачи насоса

– Колебания подпружиненных масс в регулирующих гидроаппаратах из-за ударного соединения объемов с различными уровнями давления

– Функционирование отсечных и управляющих гидроаппаратов высокого быстродействия

– Подключение и отключение различных насосов.

В результате имеют место колебания давления или расхода, негативно влияющие на долговечность всех элементов конструкции.

В зависимости от причин возникновения следует различать гидравлические удары и пульсации. Чтобы обеспечить бесперебойную работу гидропривода, необходимо еще на стадии его проектирования определить возможную величину колебаний давления и предусмотреть необходимые демпфирующие средства. При этом имеется множество решений, однако опыт показывает, что наиболее приемлемым является установка гидравлических амортизаторов.

Рекомендуется установка амортизаторов пульсаций, чтобы выполнить требования, предъявляемые к оборудованию в части высокой мощности, малого времени цикла и низкого шума. Этот тип аккумулятора уменьшает возникающие при работе оборудования колебания расхода, а также передачу этих колебаний на резонирующие поверхности, что позволяет значительно снизить уровень шума. Кроме того, увеличивается срок службы компонентов и оборудования в целом.

**В случае объемных насосов** (Рис. 9.14)

В зависимости от конструкции насоса возникают те или иные пульсации его подачи, которые являются причиной шума и вибраций. Эти негативные явления могут вызвать повреждение гидропривода.

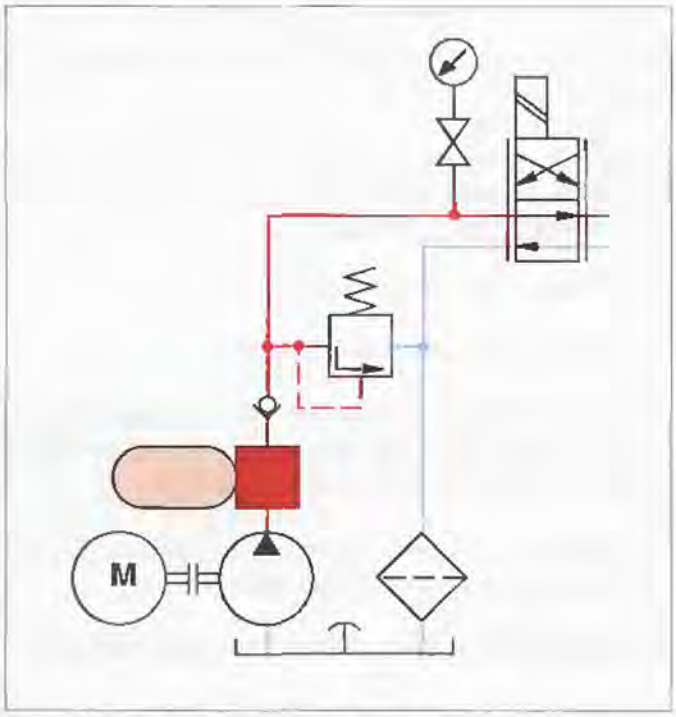



Рис. 9.14. *Демпфирование колебаний насосов*

**В случае быстродействующих гидрораспределителей** (Рис. 9.15)

Для обеспечения быстрого и мягкого переключения гидрораспределителей (например, дросселирующих или пропорциональных) перед ними и после них должны быть установлены аккумуляторы. При этом одновременно устраняются нежелательные удары давления, которые, например, могут повредить входящие в состав гидропривода напорные фильтры.

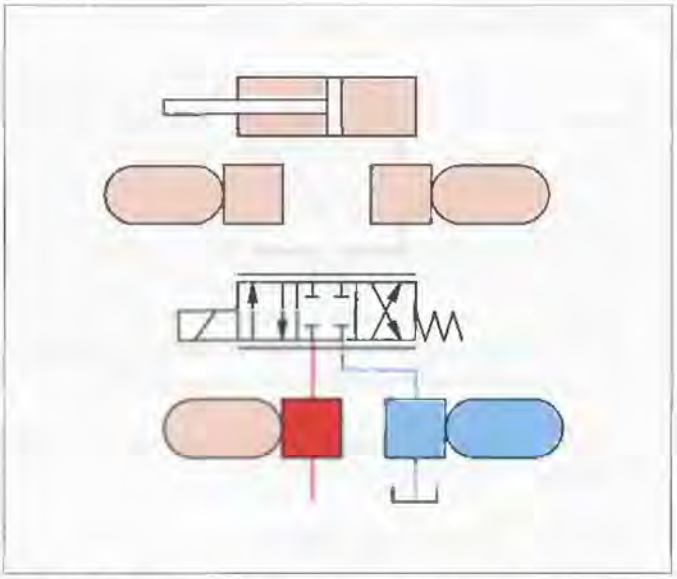


Рис. 9.15. *Применение амортизаторов пульсаций в гидросистемах с пропорциональными или дросселирующими гидрораспределителями*

**В случае ударной волны** (Рис. 9.16)

В большинстве гидроприводов возникают ударные волны, вызываемые различными гидравлическими компонентами или рабочими процессами, например движением ковша гидравлического экскаватора.

Установка гидравлических аккумуляторов позволяет защитить от разрушения компоненты, чувствительные к воздействию ударной волны (например, насосы).

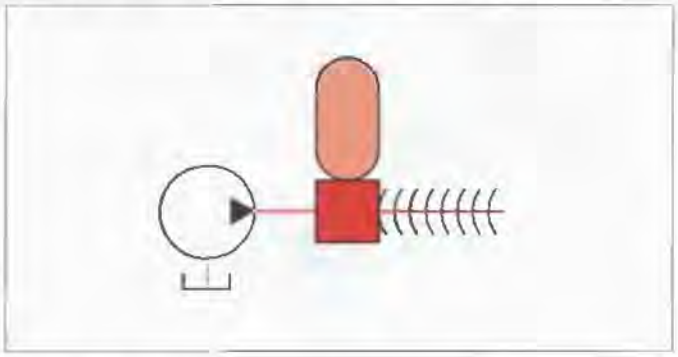


Рис. 9.16. *Амортизатор пульсаций, установленный после насоса*

**В случае включения-отключения** (Рис. 9.17)

В результате резкого открывания в сливных гидролиниях возникают удары давления, которые могут повредить маслоохладители и сливные фильтры.

Кроме того, гидроаппараты, трубопроводы и соединения могут разрушаться при резкой остановке столба движущейся жидкости (например, при аварийном отключении).

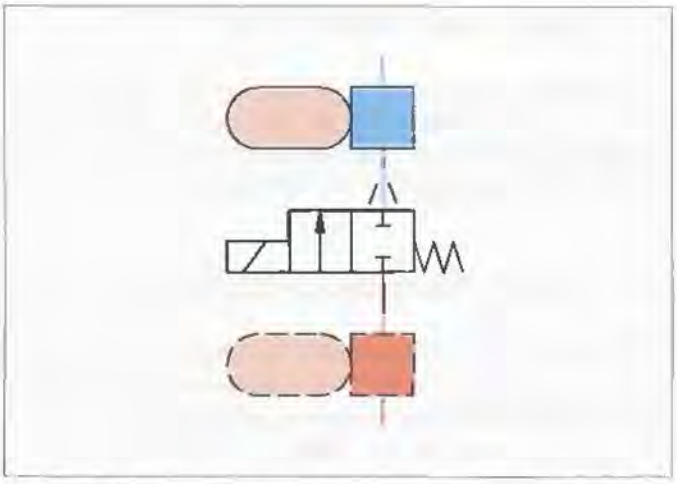


Рис. 9.17. *Применение амортизаторов пульсаций для демпфирования ударных нагрузок*

**В случае гидравлических пружин**

Гидроаккумуляторы применяются в качестве гидравлических пружин для демпфирования колебаний и ударов.

При этом сжимаемый в аккумуляторе газ используется в качестве пружинящего элемента.

Случаи применения гидравлических пружин:

– Натяжение цепей (Рис. 9.18)

Аккумуляторы применяются в натяжных механизмах и в приводах мобильных машин для предотвращения передачи ударов приводной цепью.

– Натяжение контактных проводов и несущих тросов (Рис. 9.19)

Для исключения сбоев в канатных дорогах и лифтах необходимы очень небольшие допуски по длине тросов.

С помощью гидроаккумуляторов компенсируются различия по длине тросов, которые возникают в канатных дорогах при подъеме в горы или при спуске в долину из-за тепловых колебаний, а также при изменении нагрузки в лифтах.

При этом необходимые значения допусков для длин канатов и растягивающие напряжения сохраняются неизменными.

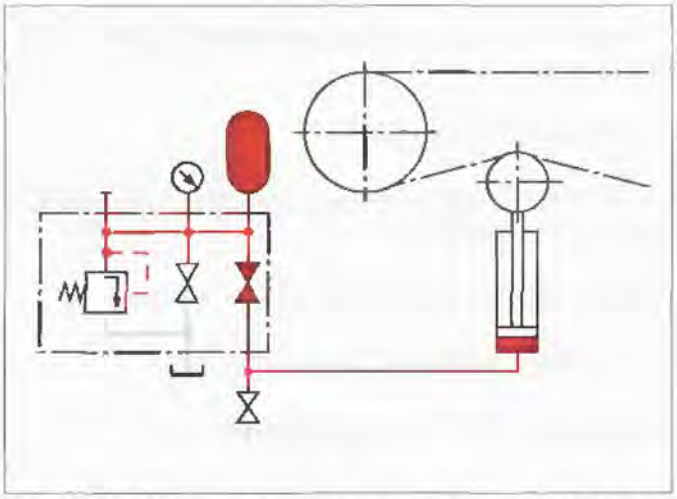


Рис. 9.18. *Использование гидроаккумуялтора для натяжения цепи станка*

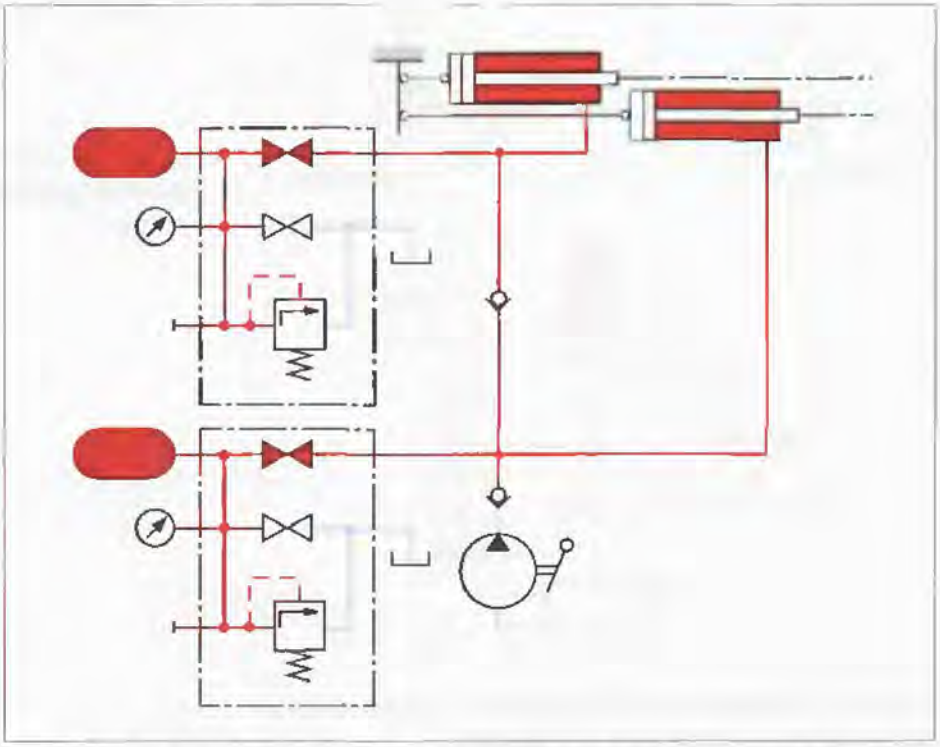


Рис. 9.19. *Использование гидроаккумуялторов для натяжения несущих канатов канатной подвесной дороги*

– Подрессоривание транспортных средств (Рис. 9.20)

Дорожные неровности и колеи создают ударные нагрузки, которые могут повредить кузов и ходовую часть.

При гидравлическом подрессоривании механические ударные нагрузки преобразуются в гидравлические.

Эти гидравлические ударные нагрузки поглощаются аккумуляторами.

Применение гидро-пневматического подрессоривания транспортных средств позволяет:

– уменьшить опасность возникновения несчастных случаев

– увеличить срок службы

– обеспечить возможность проезда поворотов с большой скоростью

– удерживать груз в требуемом положении

– уменьшить нагрузку на материалы

– уменьшить эксплуатационные расходы.

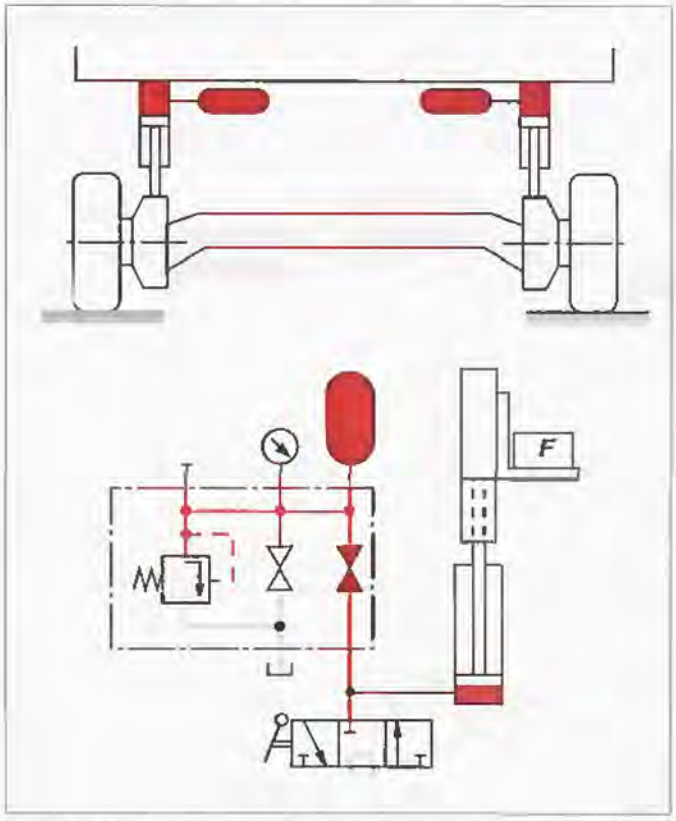



Рис. 9.20. *Применение гидроаккумуляторов для подрессоривания транспортных средств*

## 2.7. Разделение жидких сред

В системах, где требуется 100 %-ное разделение жидких сред, применяются гидроаккумуляторы. Собственно разделение обеспечивается баллоном или диафрагмой, встроенной в аккумулятор.

### 2.7.1. Разделение жидких и газообразных сред

В системах, где превалирует пневматическое действие, для силовых компонентов (например, зажимных гидроцилиндров) предпочтительно использование гидравлических устройств.

Аккумуляторы позволяют разделить пневматические и гидравлические компоненты, поэтому установка дополнительного гидропривода не требуется.

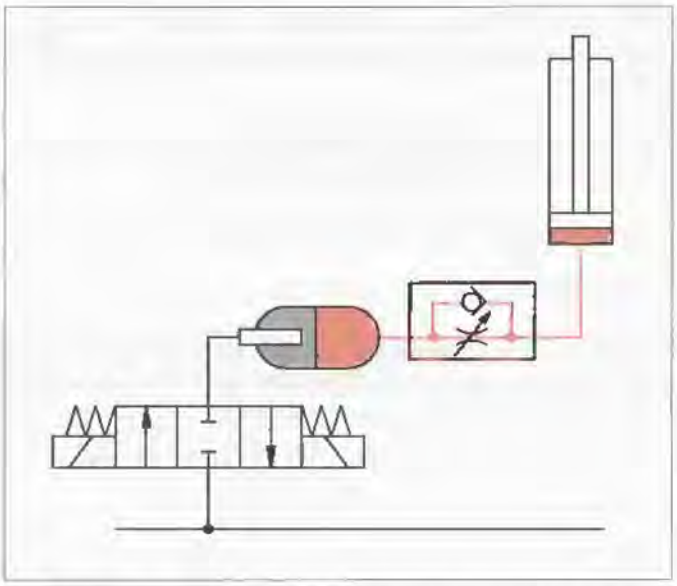


Рис. 9.21. *Применение гидроаккумуляторов для разделения пневматической и гидравлической частей системы*

## 2.7.2. Разделение двух жидких сред

Например, в применяемых в нефтехимии компрессорах с плавающими кольцевыми уплотнениями сжимаемый технологический газ не должен смешиваться с уплотняющей жидкостью.

Для таких уплотнений требуется уплотняющая жидкость, давление которой должно превышать давление газа в компрессоре на 0,5 ... 1 бар.

Над компрессором на большой высоте (5-10 м) устанавливается специальный бак, создающий повышенное давление.

Нейтральная по отношению к газу жидкость в баке подвергается давлению газа на выходе из компрессора.

В большинстве случаев эта жидкость не обладает смазочными свойствами, поэтому для смазки плавающих кольцевых уплотнений и подшипников требуется другая жидкость.

Необходимое разделение двух указанных жидкостей обеспечивается аккумуляторами.

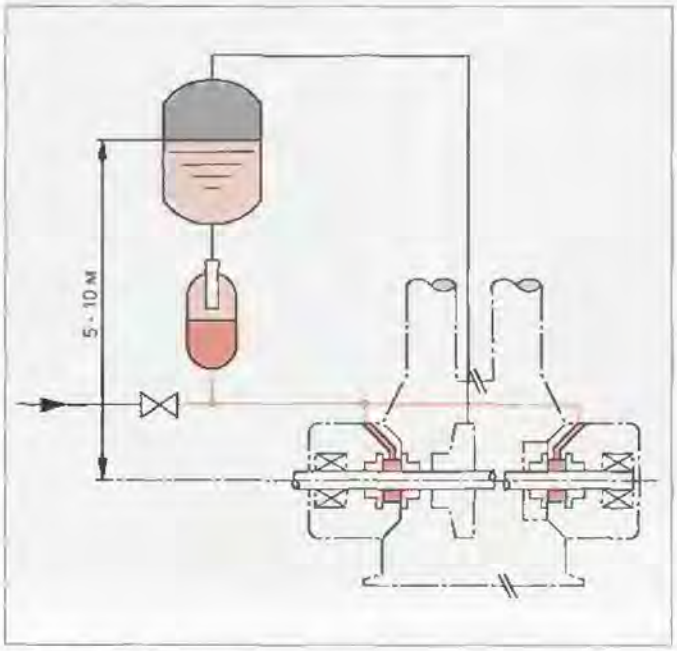



Рис. 9.22. *Использование аккумулятора для разделения жидкостей*

## 2.7.3. Разделение двух газов

Аккумуляторы используются для выравнивания давления с атмосферным в системах, для которых опасно попадание воды в резервуар через воздушный фильтр (сапун), или в заполненных жидким азотом резервуарах для предотвращения возможности образования конденсата при больших колебаниях температуры.

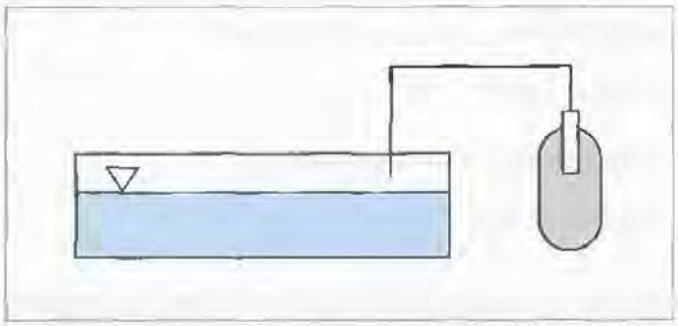


Рис. 9.23. *Гидроаккумулятор в роли сапуна для бака*

## 3. Типы гидроаккумуляторов с разделительным элементом

Аккумуляторы обычно состоят из жидкостной и газовой камер, разделенных газонепроницаемым элементом. Жидкостная камера соединена с гидросистемой. При повышении давления газ сжимается, и жидкость входит в аккумулятор.

В гидросистемах применяются следующие типы аккумуляторов с разделителем сред:

– Баллонные

– Мембранные (диафрагменные)

– Поршневые.

Рис. 9.24. *Мембранный аккумулятор*

Рис. 9.25. *Баллонный аккумулятор*

Рис. 9.26. *Поршневые аккумуляторы*

## 3.1. Баллонные аккумуляторы

Баллонные аккумуляторы содержат жидкостную и газовую камеры и баллон в качестве разделительного элемента. Жидкостная камера соединена с гидросистемой. При увеличении давления газ в баллоне сжимается, и жидкость поступает в аккумулятор. При понижении давления сжатый газ вытесняет рабочую жидкость в гидросистему. Баллонные аккумуляторы могут устанавливаться как вертикально (предпочтительно), так и горизонтально или даже наклонно (для определенных условий эксплуатации). При наклонной и вертикальной установке жидкостная камера должна располагаться снизу.

Баллонные аккумуляторы состоят из сварного или кованого корпуса (*1*), баллона (*2*), зарядного вентиля (*3*) и донного клапана (*4*). Разделение сред обеспечивается баллоном (*2*).

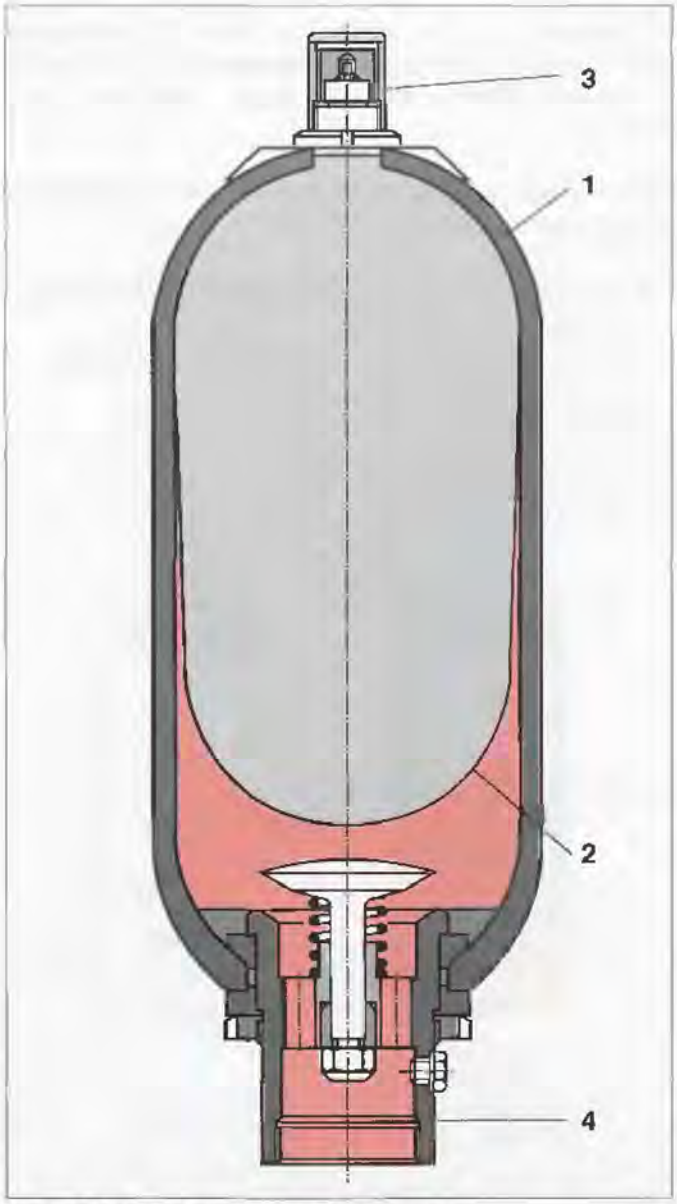



Рис. 9.27. *Баллонный аккумулятор*

## 3.2. Мембранные (диафрагменные) аккумуляторы

Мембранные аккумуляторы состоят из высокопрочного стального сосуда, имеющего шарообразную или цилиндрическую форму. Внутри находится мембрана, изготовленная из эластичного материала (эластомера), который выполняет функцию разделительного элемента.

Применяются два типа мембранных аккумуляторов:

– сварной

– разборный.

В сварной конструкции мембрана перед сваркой запрессовывается в кольцевой паз нижней части корпуса. Специальная технология (например, электронно-лучевая) обеспечивает минимальный нагрев во избежание повреждений мембраны при сварке.

В разборной конструкции мембрана удерживается резьбовым соединением накидной гайки с верхней и нижней частями корпуса.

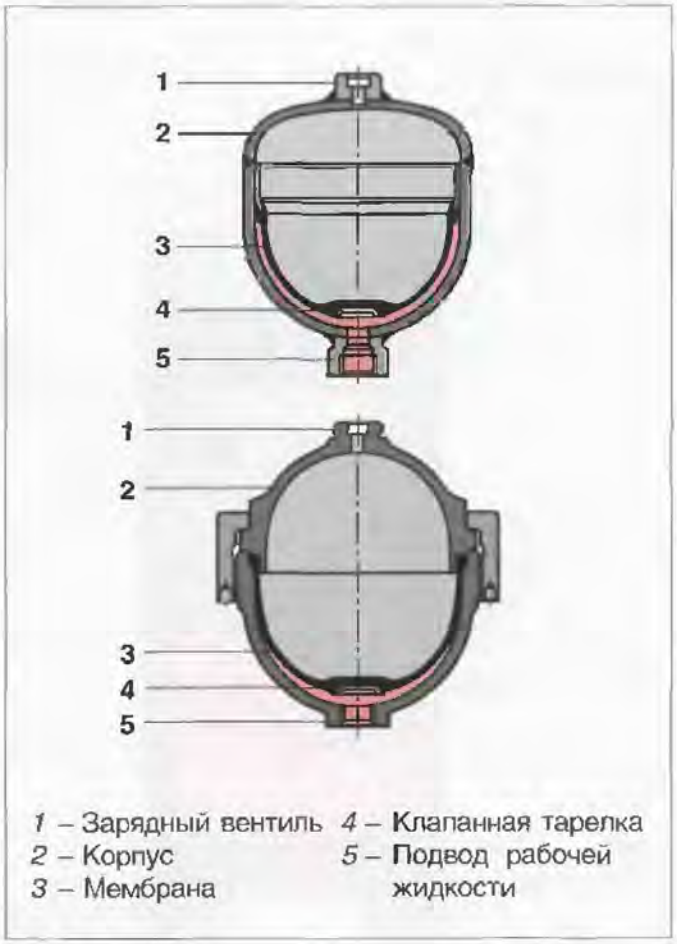



Рис. 9.28. *Мембранный аккумулятор: вверху – сварная конструкция; внизу - разборная*

## 3.3. Поршневые аккумуляторы

Поршневые аккумуляторы содержат жидкостную и газовую камеры и поршень в качестве газонепроницаемого разделительного элемента. Газовая камера предварительно заполнена азотом.

Поскольку жидкостная камера соединена с гидросистемой, при повышении давления аккумулятор заполняется рабочей жидкостью, а газ сжимается. При понижении давления сжатый газ расширяется и вытесняет накопленную рабочую жидкость в гидросистему. Поршневой аккумулятор может работать в любом положении, однако вертикальное расположение (газовая полость сверху) является предпочтительным, поскольку позволяет исключить возможность осаждения имеющихся в жидкости частиц загрязнений на поршне и их попадание в уплотнения.

Конструкция поршневого аккумулятора показа на Рис. 9.29. Основные элементы: гильза (*1*), поршень (*2*) с системой уплотнений и крышки (*3* и *4*) с маслоподводящим отверстием (*5*) и зарядным вентилем (*6*). Гильза выполняет две функции. Во-первых, она воспринимает внутреннее давление и, во-вторых, служит в качестве направляющей для поршня, являющегося разделителем между газовой и жидкостной камерами.

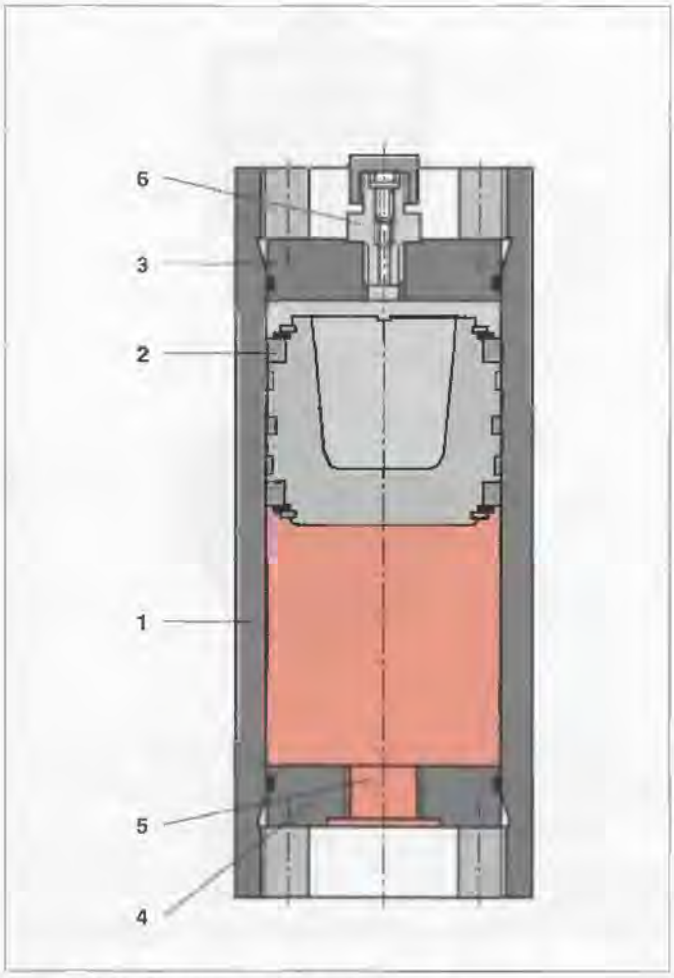



Рис. 9.29. *Поршневой аккумулятор*

Внутренняя поверхность гильзы (зеркало) обработана с наивысшими точностью и качеством. Специальная система уплотнений обеспечивает минимальное трение в сопряжении поршня с гильзой. Таким образом, между газом и жидкостью достигается уровень перепада давлений не более 1 бар.

В поршневых аккумуляторах возможен контроль положения поршня. Для этого предусматривается выходящий наружу шток с кулачком, воздействующим на конечный выключатель. Появляется возможность отслеживать положение поршня в любом месте хода. Обычно с помощью подобной системы осуществляется управление включением или выключением насоса.

## 3.4. Подключение дополнительных газовых сосудов

При небольшой разности между максимальным и минимальным рабочими давлениями и большом требуемом объеме газа в условиях ограниченной вместимости аккумулятора рекомендуется подключение дополнительного газового баллона (Рис. 9.30).

При выборе аккумулятора необходимо принимать во внимание следующее:

- Объемное расширение из-за колебаний температуры окружающей среды
- Допустимое соотношение давления и объема $p_2 / p_0 = V_0 / V_2$
- Вместимость

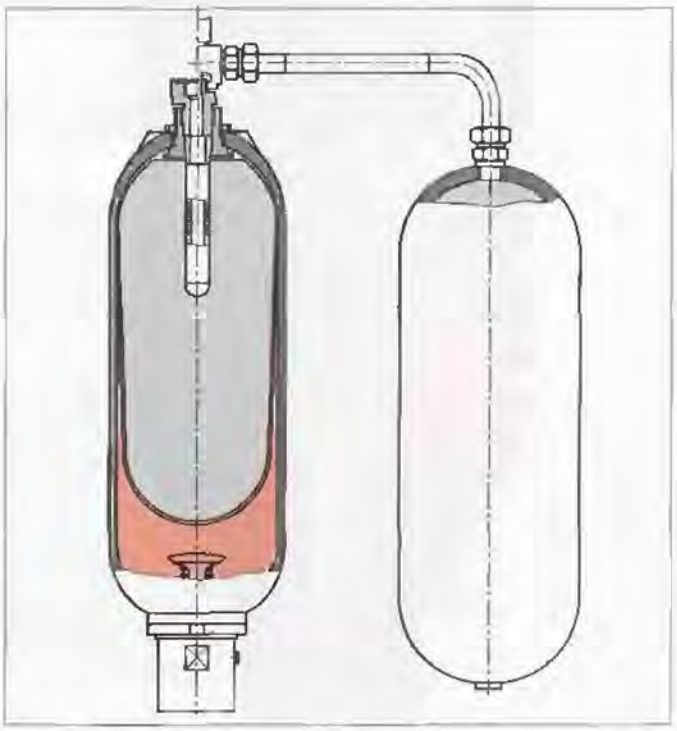


Рис. 9.30. *Подключение дополнительного газового баллона с азотом*

## 4. Принадлежности для гидропневмоаккумуляторов

### 4.1. Предохранительные и выключающие блоки

Рис. 9.31. *Предохранительный и выключающий блок*

Предохранительный и выключающий блок является специальным узлом, обеспечивающим предохранение аккумулятора (или гидродвигателя) от перегрузки, его отключение и разрядку. Блок соответствует действующим нормам техники безопасности и условиям приемки в странах применения. В частности, он соответствует нормам Германии на сосуды высокого давления согласно приведенным в техническом описании пунктам, относящимся к напорным резервуарам.

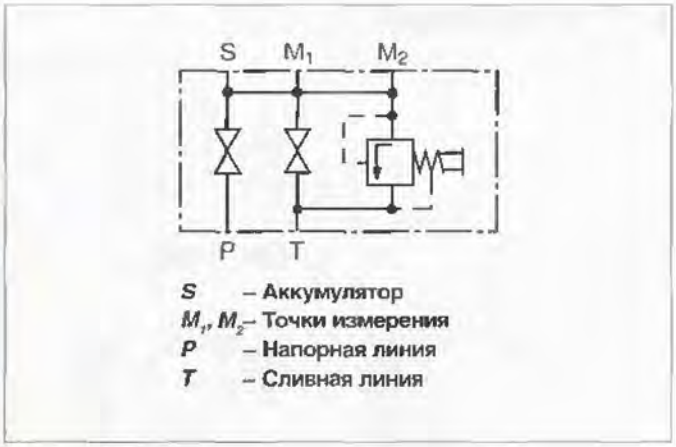



Рис. 9.32. *Предохранительный и выключающий блок с ручной разгрузкой*

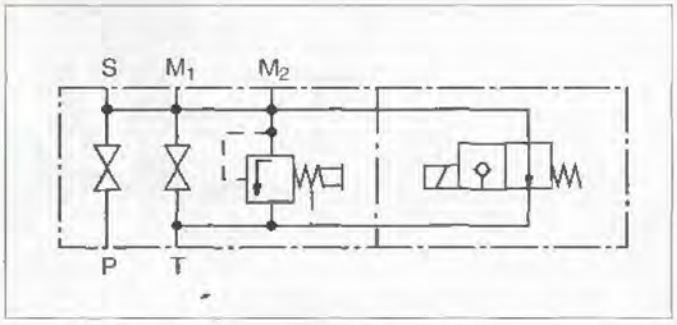



Рис. 9.33. *Предохранительный и выключающий блок с электроразгрузкой*

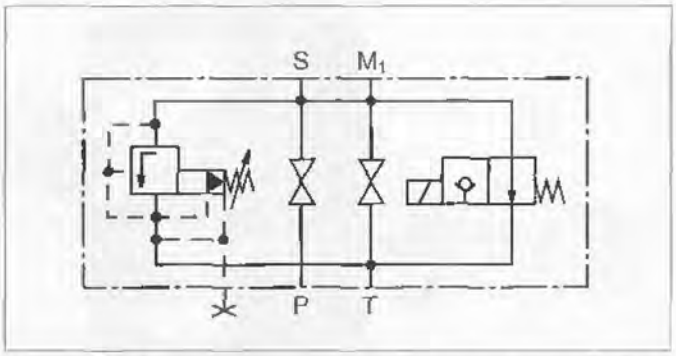



Рис. 9.34. *Предохранительный и выключающий блок с предохранительным клапаном непрямого действия и электроразгрузкой*

### 4.1.1. Конструкция

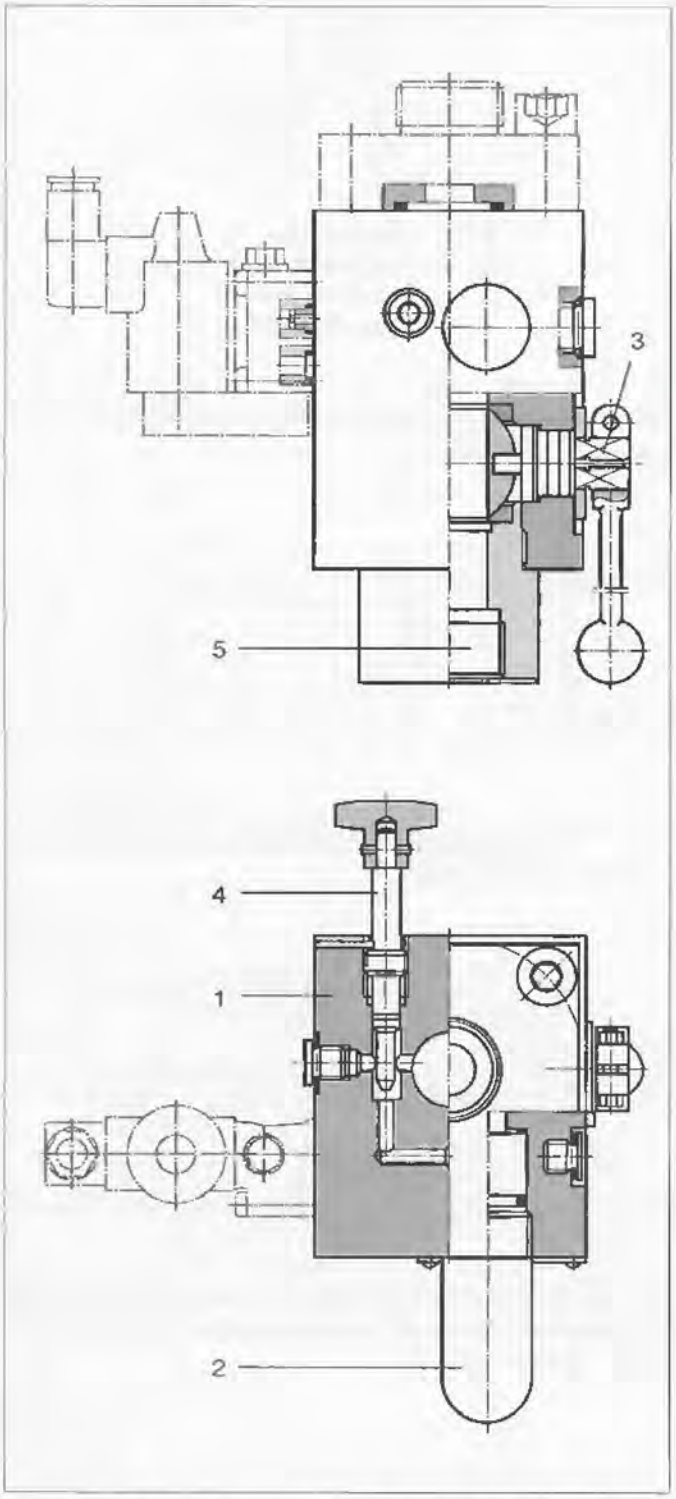



Рис. 9.35. *Предохранительный и выключающий блок*

Предохранительный и выключающий блок состоит из клапанного блока (*1*) с отверстиями для подвода рабочей жидкости (*5*) и подключения манометра, предохранительного клапана (*2*) патронного монтажа, главного запорного крана (*3*) и разгрузочного крана (*4*) с ручным управлением.

## 4.2. Зарядные и контрольные устройства

Рис. 9.36. *Прибор зарядки и контроля*

Обычно потери азота в гидропневматических аккумуляторах незначительны. Поскольку уменьшение давления зарядки $p_0$ может вызвать изменение параметров рабочего цикла оборудования, необходимо периодически проверять величину давления зарядки.

С помощью прибора зарядки и контроля аккумуляторы заряжаются сжатым азотом, причем давление зарядки можно изменять. Для выполнения этой работы прибор зарядки и контроля навинчивается на зарядный вентиль аккумулятора и через рукав высокого давления соединяется со стандартным газовым баллоном (сжатый азот). Если необходимо только проверить или уменьшить давление зарядки, установка рукава не требуется. Указанное на аккумуляторе давление зарядки $p_0$ должно быть создано при каждой новой установке или при проведении ремонтных работ, причем после этого в течение первой недели эксплуатации его необходимо проверить как минимум один раз. Если утечка азота не произошла, следующую контрольную проверку необходимо провести через 4 месяца. Если давление зарядки не изменилось, далее допускается проведение проверки один раз в год.

## 4.3. Устройства для зарядки азотом

Рис. 9.37. *Портативное устройство для зарядки азотом*


Рис. 9.38. *Мобильное устройство для зарядки азотом*

Устройства для зарядки азотом позволяют быстро и относительно дешево заряжать или подзаряжать аккумуляторы азотом. Они обеспечивают возможность оптимального использования стандартных газовых баллонов со сжатым азотом вплоть до остаточного давления 20 бар и максимального зарядного давления 350 бар.

## 4.4. Крепежные элементы

Рис. 9.39. *Баллонный аккумулятор с крепежным элементом, встроенным предохранительным и выключающим блоком*

Гидропневматические аккумуляторы из-за большого собственного веса и динамических нагрузок при функционировании должны быть надежно закреплены. Элементы крепления не должны создавать дополнительные усилия и моменты, действующие на соединительные трубопроводы.

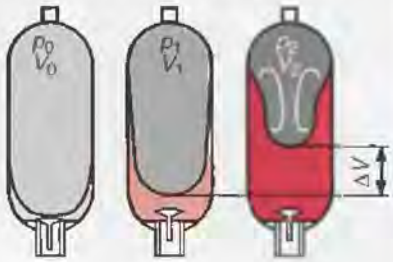
# 5. Проектирование гидропневмоаккумуляторов с разделителем сред

## 5.1. Определение рабочих параметров

Необходимые для расчета гидропневматического аккумулятора параметры показаны на Рис. 9.40

Параметрами для описания состояния газа (переменных состояния) являются давление, температура и объем.

### Баллонный аккумулятор




$p_0$ – давление зарядки
$p_1$ – минимальное рабочее давление
$p_2$ – максимальное рабочее давление
$V_0$ – эффективный объем газа
$V_1$ – объем газа при давлении $p_1$
$V_2$ – объем газа при давлении $p_2$
$\Delta V$ – вытесняемый (полезный) объем

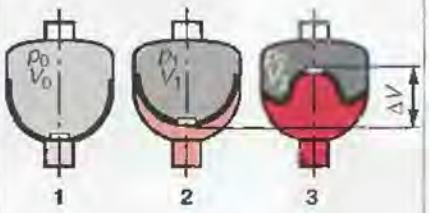
**1** Балон заряжен сжатым азотом. Донный клапан закрыт и препятствует экструзии баллона.

**2** Только что достигнуто минимальное рабочее давление, и небольшое количество рабочей жидкости (~10 %) поступило в объем между баллоном и донным клапаном; баллон практически еще не начал сжиматься.

**3** Аккумулятор при максимальном рабочем давлении. Изменение объема $\Delta V$ между уровнями при минимальном и максимальном рабочих давлениях соответствует вытесняемому (полезному) рабочему объему:

$\Delta V = V_1 - V_2$.

### Мембранный аккумулятор




$p_0$ – давление зарядки
$p_1$ – минимальное рабочее давление
$p_2$ – максимальное рабочее давление
$V_0$ – эффективный объем газа
$V_1$ – объем газа при давлении $p_1$
$V_2$ – объем газа при давлении $p_2$
$\Delta V$ – вытесняемый (полезный) объем

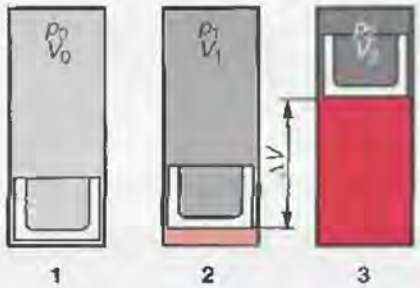
**1** Давлением азота мембрана прижата к внутренней поверхности корпуса. Клапанная тарелка закрывает отверстие подвода жидкости, препятствуя экструзии мембраны.

**2** Уровень при минимальном рабочем давлении. Небольшое количество рабочей жидкости вошло в аккумулятор, клапанная тарелка не касается дна. Давление $p_0$ всегда должно быть меньше, чем $p_1$.

**3** Аккумулятор при максимальном рабочем давлении. $\Delta V$ Изменение объема между уровнями при минимальном и максимальном рабочих давлениях соответствует вытесняемому (полезному) рабочему объему:

$\Delta V = V_1 - V_2$.

### Поршневой аккумулятор




$p_0$ – давление зарядки
$p_1$ – минимальное рабочее давление
$p_2$ – максимальное рабочее давление
$V_0$ – эффективный объем газа
$V_1$ – объем газа при давлении $p_1$
$V_2$ – объем газа при давлении $p_2$
$\Delta V$ – вытесняемый (полезный) объем

**1** Поршневой аккумулятор заряжен сжатым азотом. Поршень упирается в нижнюю крышку и закрывает отверстие для подвода рабочей жидкости.

**2** Минимальное рабочее давление должно быть приблизительно на 5 бар выше давления зарядки. Это позволяет исключить удары поршня о нижнюю крышку при каждом процессе разрядки и, следовательно, – резкие провалы давления в гидросистеме.

**3** Как только достигнуто максимальное давление, полезный объем аккумулятора готов к применению:

$\Delta V = V_1 - V_2$.

Рис. 9.40. *Эксплуатационные параметры*

## 5.2. Изменение состояния газа

Изменения состояния могут быть:

– Изохорическим

– Изотермическим

– Адиабатическим

– Политропным.


Рис. 9.41. *Изменение состояния на p – V диаграмме*

### 5.2.1. Изохорическое изменение состояния

Для данного типа изменения состояния не производится работа по изменению объема, т.е. изменения объема не происходит. Данное изменение состояния имеет место в процессе заполнения газовой камеры при низкой температуре с последующим изменением давления зарядки за счет теплообмена с окружающей средой.

Газовый закон: $p / T = p_1 / T_1 = \text{const}$ (1)

### 5.2.2. Изотермическое изменение состояния

Для данного типа изменения состояния характерно то, что осуществляется законченный процесс теплообмена с окружающей средой и изменения температуры не происходит.

Подобное состояние имеет место в аккумуляторах в том случае, если циклы зарядки – разрядки протекают в течение большого периода времени. За счет замедленных рабочих циклов может быть осуществлен полномасштабный теплообмен между газом и окружающей средой.

Газовый закон: $p \bullet V = p_1 \bullet V_1 = \text{const}$ (2)

### 5.2.3. Адиабатическое изменение состояния

Для данного типа изменения состояния цикл зарядки – разрядки протекает так быстро, что теплообмен с окружающей средой невозможен.

Газовый закон: $p \bullet V^k = p_1 \bullet V_1^k = \text{const}$ (3)

Из этого закона следуют зависимости между температурой и обьемом, а также между температурой и давлением $V$:

$$T \bullet V^{k-1} = T_1 \bullet V_1^{k-1} \quad (4)$$

$$T \bullet p^{(1-k)/k} = T_1 \bullet p_1^{(1-k)/k}$$

В этих уравнениях $k$ – адиабатный экспонент, который может быть принят равным 1,4 для двухатомных газов, таких как азот в нормальных условиях.

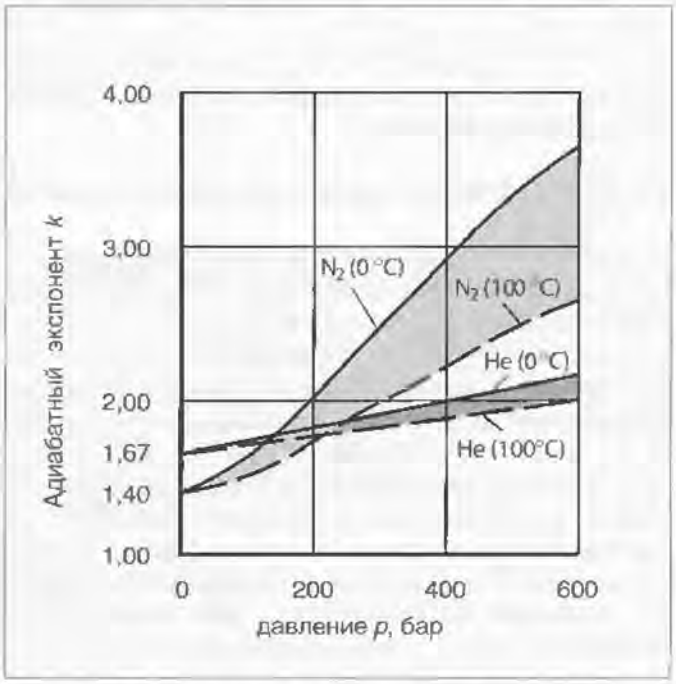



Рис. 9.42. *Адиабатный экспонент для азота и гелия в зависимости от давления при температурах 0 и 100 °C*

### 5.2.4. Политропное изменение состояния

Поскольку режимы эксплуатации аккумуляторов никогда не соответствуют теоретическим моделям, т.е. не обходятся без теплообмена, реальное изменение состояния находится между изотермическим и адиабатическим. Такой тип изменения состояния называют политропным. Математические отношения для этого процесса аналогичны применяемым для адиабатического изменения состояния, однако адиабатический экспонент заменяется политропным $N$.

## 5.3. Определение размера аккумулятора

Расчетные уравнения для аккумулятора зависят от времени протекания процессов зарядки – разрядки. Основой для выбора соответствующего уравнения могут быть следующие правила:

- Длительность цикла < 1 минуты → адиабатическое изменение состояния
- Длительность цикла > 3 минут → изотермическое изменение состояния
- Длительность цикла между 1 и 3 минутами → политропное изменение состояния.

Основные расчетные уравнения приведены в таблице 9.1. Далее при расчете аккумулятора необходимо принимать определенные параметры, полученные на основании опыта эксплуатации, которые подтверждают оптимальное использование вместимости аккумулятора и его долговременную работу.

В таблице 9.2 приведены для отдельных конструктивных типов аккумуляторов данные, полученные в процессе эксплуатации.

## 5.4. Отклонение от поведения идеального газа

Приведенные газовые законы справедливы только для идеального газа. Различные типы газов, в том числе азот, ведут себя с отклонениями от идеальных законов особенно в области высоких давлений. Это поведение называется реальным (неидеальным) поведением газа. Математическая взаимосвязь между величинами состояния $p$, $T$ и $V$ может быть представлена для реального поведения только с помощью приближенных уравнений. В практических условиях использование таких уравнений сложно, дорого и требует больших вычислений с применением компьютеров. В связи с этим рекомендуется вводить коэффициенты коррекции, учитывающие поведение реального газа.

Следовательно объем для изотермического изменения состояния будет:

$$V_{0\,real} = C_i \bullet V_{0\,ideal}$$

и для адиабатического:

$$V_{0\,real} = C_a \bullet V_{0\,ideal}$$

Коэффициенты коррекции $C_i$ и $C_a$ в этих уравнениях можно получить из материалов, предоставляемых изготовителями аккумуляторов.

## 5.5. Процедура проектирования

Для определения и выбора подходящей вместимости аккумулятора необходимо, чтобы он был способен обеспечить подачу требуемого объема рабочей жидкости $\Delta V$ или иметь энергию $Q$ для обеспечения нормальной работы гидропривода. Принимая во внимание определенные дополнительные условия, такие как

– максимальное рабочее давление

– максимальную и минимальную рабочую температуру

– допустимый перепад давлений,

начинается собственно процедура расчета таким образом, что вначале изменение состояния между рабочими давлениями $p_1$ и $p_2$ принимается адиабатическим. Это ограничивающее предположение допустимо, поскольку в любом случае все другие изменения состояния будут учтены.

С помощью последующей проверки времени цикла и связанного с этим отклонения от адиабатического изменения состояния можно откорректировать полученные результаты с учетом коэффициентов $C_i$ и $C_a$, полученных из документации изготовителя.

Давление зарядки должно выбираться в диапазоне 0,7 ... 0,9 от минимального рабочего давления (при максимальной температуре эксплуатации).

$$p_{0\,(T2)} \leq 0{,}9 \bullet p_1 \qquad (5)$$

Это позволяет исключить работу разделительного элемента вблизи донного клапана, что положительно влияет на долговечность аккумулятора.

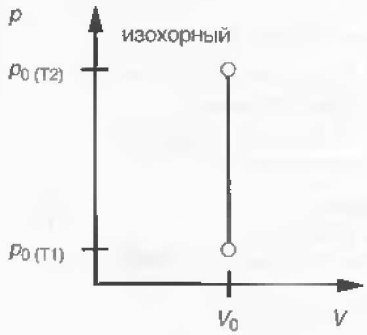
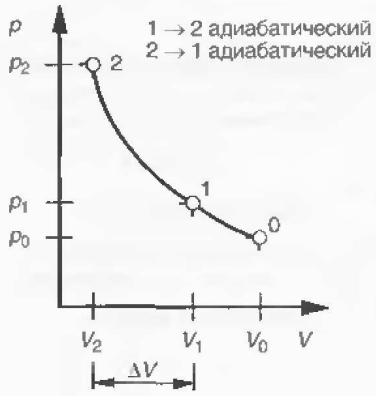
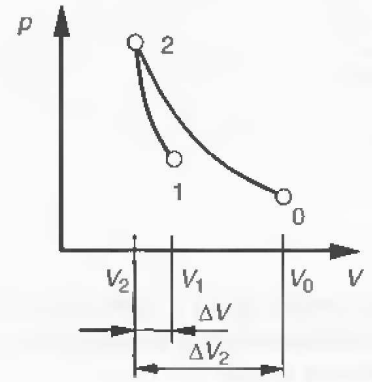
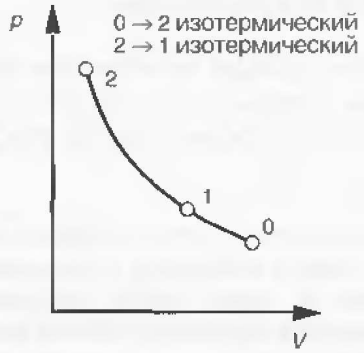
| Цикл (изменение состояния) | Уравнение | Примечания |
|---|---|---|
|  | $p_{0\,(T1)} = p_{0\,(T2)} \cdot \frac{T_1}{T_2}$ | $p_{0\,(T1)}$ – давление зарядки при минимальной температуре $T_1$ (по Кельвину)<br>$p_{0\,(T2)}$ – давление зарядки при максимальной температуре $T_2$ (по Кельвину)<br>**Применение**<br>Вычисление давления зарядки в случае отклонения рабочей температуры от температуры при зарядке |
|  | $\Delta V = V_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}\right]$<br>$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}}$ | $n = k = 1{,}4$ для азота ($p_0$ при $T_1$)<br>**Применение**<br>Накопление энергии |
| 0 → 2 изотермический (зарядка)<br>2 → 1 адиабатический (разрядка)<br>  | $\Delta V_2 = V_0 \frac{p_0}{p_2} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{n} - 1\right]$<br>$V_0 = \frac{\Delta V \cdot \frac{p_2}{p_0}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1}$ | **Применение**<br>Аварийные и защитные функции<br>($p_0$ при $T_1$) |
|  | $\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}\right)$<br>$V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}}$ | **Применение**<br>Компенсация утечек<br>Компенсация объема<br>($p_0$ при $T_1$) |

Таблица 9.1. *Основные уравнения для расчета аккумуляторов*

| | Баллонный аккумулятор | | Мембранный аккумулятор | | Поршневой аккумулятор Исполнение с низким трением |
|---|---|---|---|---|---|
| | Высокого давления | Низкого давления | Сварное исполнение | Разборное исполнение | |
| Давление зарядки $p_0$ ($T_B$) (при максимальной рабочей температуре) | $\leq 0{,}9 \bullet p_1$ (накопление энергии)<br>$= (0{,}6 \ldots 0{,}9) \bullet p_m$ (поглощение ударов)<br>$= 0{,}6 \bullet p_m$ (гашение пульсаций) | | $\leq 0{,}9 \bullet p_1$ (накопление энергии)<br>$0{,}6 \bullet p_m$ (гашение пульсаций) | | $\leq p_1 - 5$ бар<br>< 2 бар (для исполнения с низким трением)<br>< 10 бар (для стандартного исполнения) |
| Установочное положение | Вертикальное (горизонтальное только для специальных случаев применения) | | Любое | Любое | Любое (с обзором контрольных приборов) |
| Максимальное отношение давлений $p_2/p_0$ | 4 : 1 | 4 : 1 | 4 : 1 до 8 : 1 | 10 : 1 | Не ограничено |
| Максимальное рабочее давление | 550 бар | 35 бар | 210 бар | 400 бар | 350 бар |
| Поток жидкости | до 40 л/с | до140 л/с | 4 до 6 л/с | 4 до 6 л/с | Зависит от диаметра поршня, при условии, что максимально допустимая скорость 2 м/с |
| Вместимость | до 50 л | до 450 л | до 3,5 л | до 10 л | до 250 л |
| Общие свойства | – Заменяемый баллон<br>– Возможен некоторый контроль | – Заменяемый баллон<br>– Нет возможностей контроля | – Небольшой объем камер<br>– Низкая стоимость<br>– Мембрана не заменяемая<br>– Нет возможностей контроля | – Небольшой объем камер<br>– Мембрана заменяемая<br>– Нет возможностей контроля | – Возможен контроль<br>– Специально рекомендуется для версий присоединения<br>– Заменяемый поршень |
| $p_m$ – среднее рабочее давление для свободного потока; давления всегда абсолютные. | | | | | |

Таблица 9.2. *Условия применения стандартных аккумуляторов*

## 5.6. Выбор типа аккумулятора для стандартных случаев применения

### 5.6.1. Мембранные (диафрагменные) аккумуляторы

Мембранные аккумуляторы применяются для небольших объемов газа и вытесняемой жидкости. Их преимуществами являются хорошая герметичность и длительный срок эксплуатации, любое монтажное положение, минимальная инерционность.

### 5.6.2. Баллонные аккумуляторы

Баллонные аккумуляторы применяются при средних рабочих объемах в гидроприводах высокого быстродействия. За счет повышения качества изготовления баллона в последние годы достигнута хорошая газонепроницаемость и длительный срок его эксплуатации.

Баллонные аккумуляторы могут устанавливаться вертикально или горизонтально с жидкостной полостью преимущественно снизу.

### 5.6.3. Поршневые аккумуляторы

Для больших рабочих объемов применяются поршневые аккумуляторы, которые наиболее приспособлены для подключения дополнительных газовых емкостей.

К числу недостатков можно отнести повышенную массу разделителя сред и связанное с этим снижение быстродействия, а также трение поршневых уплотнений. В результате полезное рабочее давление снижается примерно на 10 %. В процессе работы скорость движения поршня не должна превышать 2 м/с. Поршневые аккумуляторы могут устанавливаться в любом положении.

## 6. Правила безопасности

Аккумуляторы должны ремонтироваться только представителями изготовителя. Категорически запрещается проведение на аккумуляторах сварочных, паяльных или сверлильных работ.

Поскольку сжатый газ из-за накопленной энергии представляет определенную опасность, при установке и сервисном обслуживании аккумуляторов необходимо строго соблюдать все предписания изготовителя.

Важнейшей работой по техническому обслуживанию является контроль давления зарядки $p_0$.

Аккумуляторы должны устанавливаться в месте, к которому имеется свободный доступ. Монтажные элементы должны быть способными к восприятию ударов даже при возможном прорыве трубопровода.

Между насосом и аккумулятором должен быть установлен обратный клапан для исключения воздействия инерционных сил на трубопроводы.

Каждый напорный сосуд должен оснащаться подходящим манометром для измерения текущего рабочего давления, а также соответствующим по характеристикам предохранительным клапаном.

Предохранительные клапаны аккумуляторов не должны иметь возможности запирания. Легко доступные отключающие устройства должны быть установлены в линиях подвода по возможности ближе к сосуду, находящемуся под давлением.

В Германии аккумуляторы в качестве подгруппы сосудов высокого давления попадают под действие Постановления о напорных резервуарах (Напорные резервуары V). Их установка, наладка и эксплуатация должны выполняться в соответствии с положениями «Технических правил для напорных резервуаров» (TRB). Некоторые резервуары аккумуляторов разделяются на группы в соответствии с допустимым рабочим давлением $p$ в бар, объемом $l$ в литрах и произведением давления на объем $p \cdot l$.

В зависимости от групповой принадлежности в таблице 9.3 приведены соответствующие контрольные мероприятия и проверки.

Аккумуляторы, которые монтируются за границей, необходимо устанавливать в соответствии с действующими в стране использования правилами и документами, так как сертификат о приемке Объединения технического надзора Германии признается не везде.

| Группа | Контрольные проверки изготовителя | Проверки потребителя | Периодические проверки |
|---|---|---|---|
| **II**<br>$p > 25$ бар<br>$p \cdot l \leq 200$ | Испытание давлением.<br>Изготовитель ставит штамп "HP" или выдает сертификат о том, что продукция и испытания на давление проведены в соответствии с установленными требованиями | Приемочные испытания (испытания оборудования и его монтажа на соответствие установленным требованиям) проводятся ответственным лицом. | На основании опыта эксплуатации и применяемой жидкости потребитель решает вопрос о периодичности испытаний |
| **III**<br>$p > 1$ бар,<br>$p \cdot l > 200$ и<br>$p \cdot l \leq 1000$ | Предварительная проверка конструкции и давления ответственным персоналом и сертификация производителя (типовая проверка) или наличие сертификата TÜV | Приемка экспертами (TÜV в Германии) | Аналогично группе II |
| **IV**<br>$p > 1$ бар<br>$p \cdot l > 1000$ | Аналогично группе III | Аналогично группе III | Внутренние проверки:<br>Через каждые 10 лет для некоррозионных жидкостей; для остальных - через 5 лет.<br>Испытания давлением:<br>Каждые 10 лет экспертами (TÜV в Германии) |

Таблица 9.3. *Группы инспекторских работ и проверки для аккумуляторов*

**Заметки**

Глава 10

# Обратные клапаны

## 1. Общие положения

Обратные клапаны используются в гидросистемах для запирания потока рабочей жидкости, движущегося в одном направлении, и свободного пропускания обратного потока. Они известны также как невозвратные клапаны.

Обратные клапаны имеют седельные опорные поверхности и, следовательно, обеспечивают полную герметичность. В качестве запорного элемента применяются шарики, пластины или конусы, в том числе с эластичными уплотнениями.

Производство шариков достаточно экономично, однако шарик в процессе эксплуатации незначительно деформируется и может поворачиваться в месте контакта с седлом. С течением времени это может привести к потере герметичности. Чтобы посадочное место под действием усилия пружины или потока рабочей жидкости не получало местных повреждений, шарик нуждается в дополнительных направляющих устройствах.

Направляющие устройства поддерживают одно определенное положение шарика. После непродолжительной эксплуатации шарик прирабатывается к седлу и обеспечивает полную герметизацию. Производство других запорных элементов технически более сложно по сравнению с производством шариков.

Тарельчатые клапаны с эластичным уплотнением применяются только в зоне небольших рабочих давлений и скоростей потока, однако их существенным преимуществом является отсутствие жестких требований к точности обработки.

В соответствии с областью применения обратные клапаны можно подразделить на следующие три группы:

– Простейшие обратные клапаны

– Управляемые обратные клапаны (гидрозамки)

– Клапаны наполнения
(антикавитационные клапаны).

## 2. Простейшие обратные клапаны

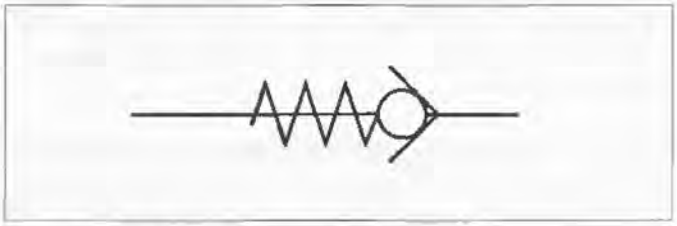


Рис. 10.1. *Схема обратного клапана*

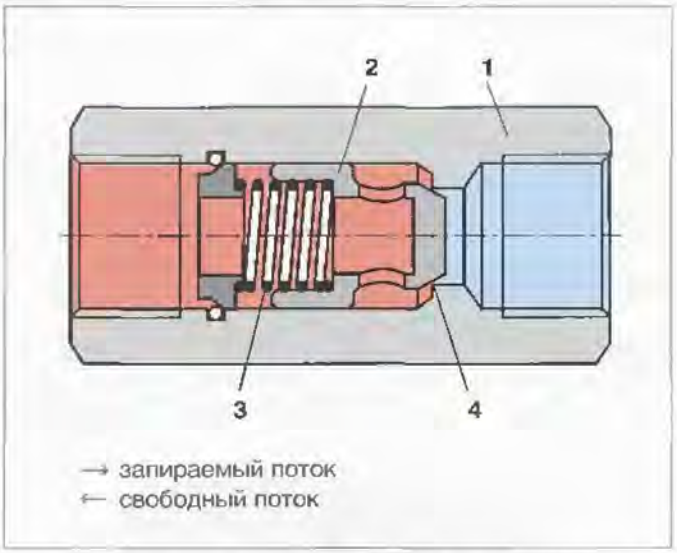



Рис.10.2. *Обратный клапан резьбового монтажа*

Эти аппараты (см. Рис. 10.2) состоят из корпуса (*1*), и закаленного клапана (*2*), который пружиной (*3*) прижимается к уплотняющему седлу (*4*).

Когда поток рабочей жидкости проходит в заданном направлении (в данном случае справа налево) клапан под действием давления жидкости отходит от седла. В обратном направлении пружина и давление прижимают клапан к седлу и запирают поток.

Рис. 10.3. *Обратные клапаны резьбового монтажа*

Давление открывания зависит от выбранной пружины (усилия ее предварительного сжатия) и площади клапана. В зависимости от области применения давление открывания обычно находится в пределах от 0,5 до 10 бар.

Обратный клапан без пружины может устанавливаться только вертикально. В данном случае запорный элемент прижимается к седлу за счет собственного веса.

Обратные клапаны имеют исполнения по присоединению (монтажу):

– резьбовое

– стыковое

– фланцевое

– встраиваемое

– модульное.

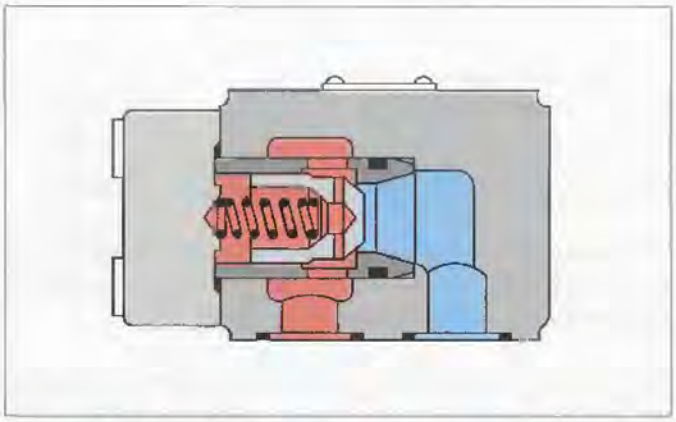


Рис. 10.4. *Обратный клапан стыкового присоединения*


Рис. 10.5. *Обратный клапан модульного монтажа*

Рис. 10.6. *Обратный клапан встраиваемого монтажа*

Обратные клапаны используются:

- для обхода дросселирующих устройств
- для запирания одного из направлений потока
- в качестве перепускных (by-pass) клапанов для защиты сливных фильтров при их чрезмерном засорении
- в качестве подпорных клапанов для создания определенного давления подпора в гидросистеме.

Так называемая «мостовая выпрямительная схема» может быть получена путем определенного включения четырех обратных клапанов (Рис. 10.7). Она используется обычно в сочетании с гидроаппаратами регулирования расхода и давления. При движении рабочей жидкости в одном (показано красными стрелками) или другом (черными) направлении поток через аппарат сохраняется неизменным.

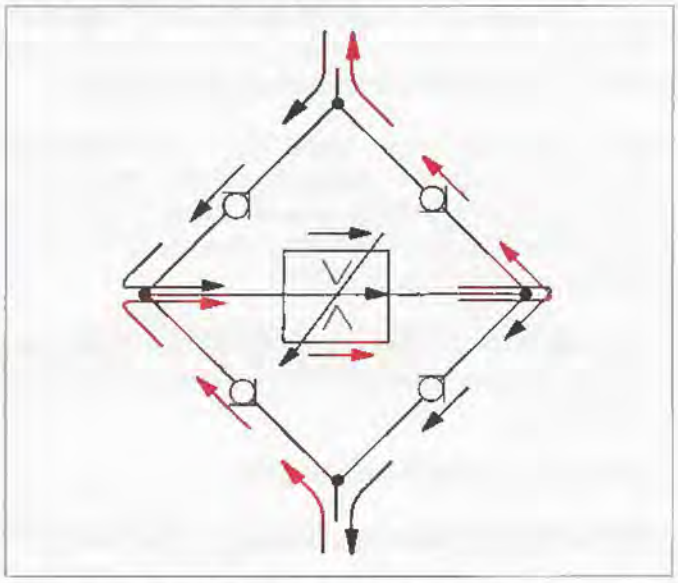


Рис. 10.7. *Схема выпрямителя (мостовая выпрямительная схема Герца)*

## 3. Управляемые обратные клапаны (гидрозамки)

В отличие от простейших обратных клапанов гидрозамки могут принудительно открываться в запираемом направлении.

Гидрозамки применяются для:

- запирания находящихся под давлением участков гидросистемы
- предотвращения падения нагрузки при обрыве трубопровода
- предотвращения сползания гидравлически запертых гидродвигателей.

Гидрозамки имеют два конструктивных исполнения:

### 3.1. Исполнение без дренажной линии

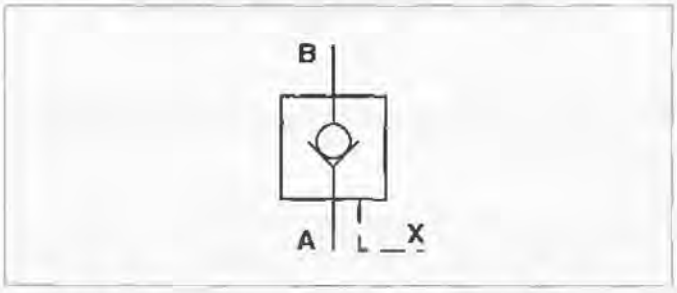



Рис. 10.8. *Гидрозамок без дренажной линии*

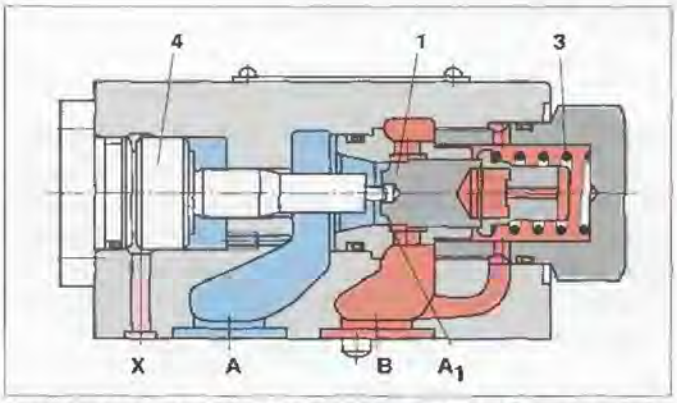



Рис. 10.9. *Гидрозамок без декомпрессора и дренажной линии*

Для аппарата, показанного на Рис. 10.9, рабочая жидкость свободно проходит из линии *A* в линию *B*.

Давление рабочей жидкости воздействует на поверхность $A_1$ основного клапана (*1*) и отводит его от седла, преодолевая усилие пружины (*3*). Поток из линии *B* в линию *A* в соответствии с режимом работы обычного обратного клапана запирается.

Управляющий поршень (*4*) открывает обратный клапан. Под воздействием управляющего давления, подводимого через линию *X*, поршень смещается вправо, причем, когда управляющее давление достигает определенной величины, открывается основной клапан (*1*).

Необходимое управляющее давление соответствует отношению площади $A_1$ к площади управляющего поршня. Это отношение составляет от 1:1,5 до 1:10.

Когда управляющее давление достигает требуемой величины, клапан быстро открывается, что может вызвать резкие удары, особенно если находящийся под давлением большой объем рабочей жидкости соединяется с баком. Эти удары оказывают негативное влияние не только на шум, но и на всю гидросистему, особенно на болтовые соединения и подвижные части гидрозамка.

Для тех областей применения, где подобные удары нежелательны, гидрозамок комплектуется специальным устройством опережения — декомпрессором (см. Рис. 10.10).

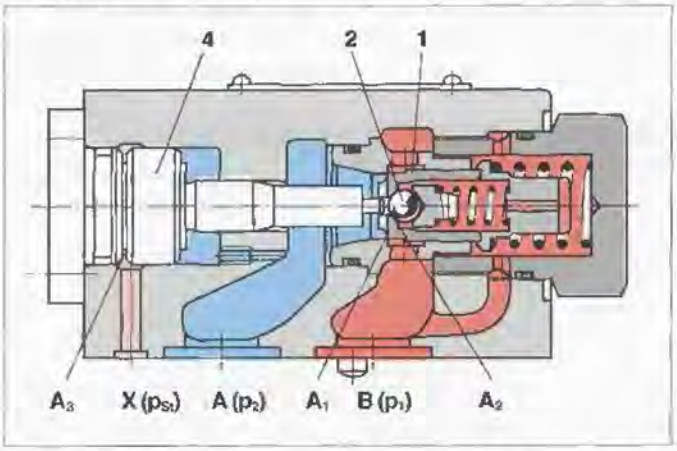



Рис. 10.10. *Гидрозамок без дренажной линии с декомпрессором*

Когда управляющее давление подводится в линию *X*, управляющий поршень (*4*) сначала открывает декомпрессор (*2*), а затем — основной клапан (*1*). Поскольку сначала открывается отверстие небольшого сечения, сжатая рабочая жидкость в гидроцилиндре сначала относительно медленно расширяется, а уже затем проходит через полное проходное сечение гидрозамка. Клапан открыт для прохода рабочей жидкости из линии *B* в линию *A*. Данный принцип работы позволяет демпфировать удар, возникающий при внезапном расширении рабочей жидкости.

Чтобы переключать гидрозамок с помощью управляющего поршня (*4*) необходимо создать определенное минимальное давление управления.

Далее показано, как определить требуемое давление управления. Буквенные обозначения, используемые в расчетах:

$p_{St}$ – давление управления
$p_1$ – давление в отверстии *B* гидрозамка
$p_2$ – давление в отверстии *A* гидрозамка
$A_1$ – площадь главного клапана
$A_2$ – площадь декомпрессора
$A_3$ – площадь управляющего поршня
$A_K$ – площадь поршня в гидроцилиндре
$A_R$ – площадь штоковой полости гидроцилиндра
$F$ – нагрузка, действующая на гидроцилиндр
$F_F$ – усилие пружины с учетом трения.

**Равновесие сил на клапане** (см. Рис. 10.10)

$$p_{St} \bullet A_3 = p_1 \bullet A_1 + F_F + p_2 \bullet (A_3 - A_1)$$

$$A_3 > A_1 \qquad (1)$$

Это уравнение справедливо для случая когда $p_2 \approx 0$. Давление в линии *A* противодействует давлению управления (смещению управляющего поршня).

**Равновесие сил на гидроцилиндре**
(см. Рис. 10.11)

$$p_1 \bullet A_R = p \bullet A_K + F$$

$$p_1 = p \cdot \frac{A_K}{A_R} + \frac{F}{A_R} \qquad (2)$$

Из совместного решения уравнений (1) и (2) получаем для гидрозамка без дренажной линии:

$$p_{St} \geqslant \left(p \cdot \frac{A_K}{A_R} + \frac{F}{A_R}\right) \cdot \frac{A_1}{A_3} + \frac{F_F}{A_3} + p_2 \left(1 - \frac{A_1}{A_3}\right) \qquad (3)$$

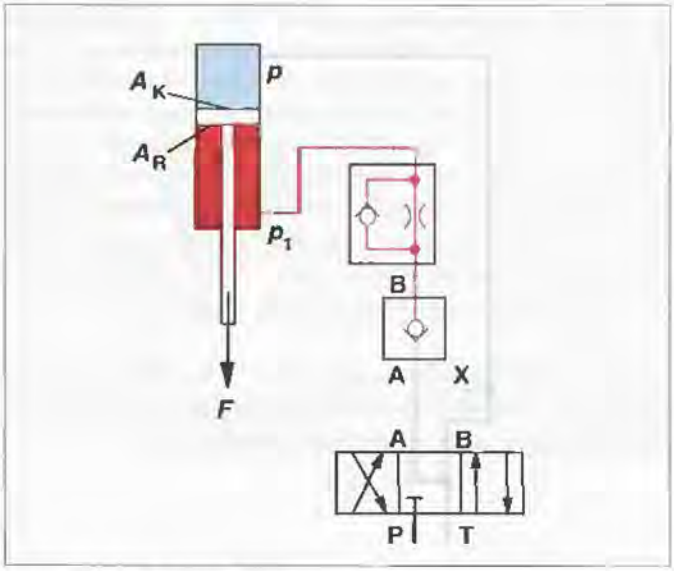



Рис. 10.11. *Схема подключения*

## 3.2. Исполнение с дренажной линией

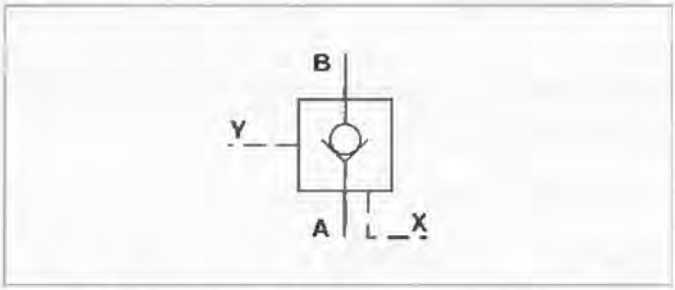



Рис. 10.12. *Гидрозамок с дренажной линией*

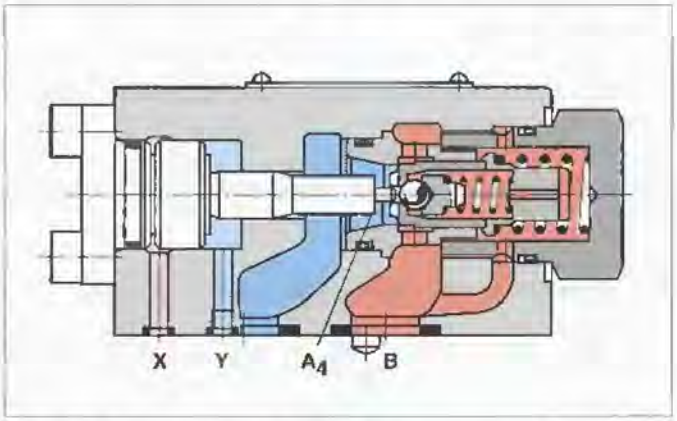



Рис. 10.13. *Гидрозамок с декомпрессором и дренажной линией*

В отличие от гидрозамка без дренажной линии здесь кольцевая (правая) поверхность управляющего поршня изолирована от линии *A*. Давление в линии *A* воздействует лишь на поверхность $A_4$ управляющего поршня (Рис. 10.13).

**Равновесие сил на клапане**

$$p_{St} \bullet A_3 = p_2 \bullet (A_1 - A_4) + p_1 \bullet A_1 + F_F \qquad (4)$$

Уравнение показывает, что если гидрозамок открыт, в линии *A* может действовать давление $p_2$ ($p_2 > 0$). Это давление действует только на площадь $A_4$ и, следовательно, практически не влияет на давление управления. В общем, давление $p_2$ увеличивает требуемое давление управления в соответствии с отношением площадей.

Равновесие сил на гидроцилиндре соответствует уравнению (2).

Из совместного решения уравнений (2) и (4), получаем для гидрозамка с дренажной линией:

$$p_{St} \geq p_2 \cdot \frac{A_1 - A_4}{A_3} + \left( p \cdot \frac{A_K}{A_R} + \frac{F}{A_R} \right) \cdot \frac{A_1}{A_3} + \frac{F_F}{A_3} \qquad (5)$$

Из полученных зависимостей (уравнения 3 и 5) видно, что для гидрозамка без дренажной линии давление в линии *A* недопустимо, в то время как для исполнения с дренажной линией — допустимо.

Гидрозамки с дренажной линией или без нее имеют исполнения по присоединению (монтажу):

– стыковое (Рис. 10.14)

– резьбовое

– фланцевое

– встраиваемое

– модульное.

Рис. 10.14. *Гидрозамок стыкового присоединения*

## 3.3. Сдвоенные гидрозамки

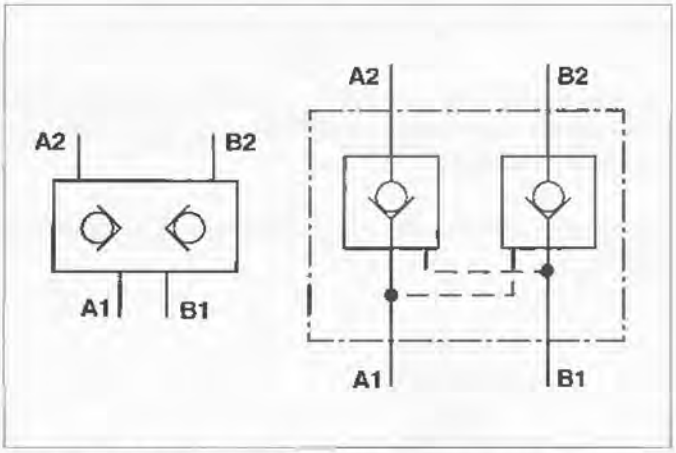



Рис. 10.15. *Сдвоенные гидрозамки (слева: упрощенное изображение; справа — детализированное)*

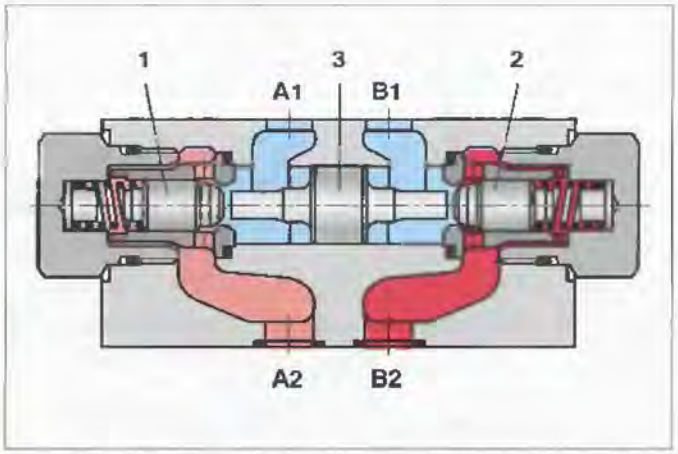



Рис. 10.16. *Сдвоенный гидрозамок модульного монтажа*

За счет монтажа двух гидрозамков (*1*) и (*2*) в общем корпусе получают сдвоенный гидрозамок типа Z2S (Рис. 10.16). Поток рабочей жидкости из линии *A*1 в линию *A*2 или из *B*1 в *B*2 проходит свободно, а обратный поток из *A*2 в *A*1 или из *B*2 в *B*1 заблокирован. Если, например, имеется поток из линии *A*1 в линию *A*2, управляющий поршень (*3*) давлением смещается вправо и открывает обратный клапан (*2*).

В результате открывается поток из *B*2 в *B*1, а поток из *B*1 в *B*2 всегда проходит свободно.

## 3.4. Примеры применения гидрозамков

### 3.4.1. Гидрозамок без дренажной линии

Применение этих аппаратов целесообразно в случаях, когда при открытом гидрозамке в линии *A* отсутствует давление (Рис. 10.17).

Здесь нет необходимости в дренажном трубопроводе.

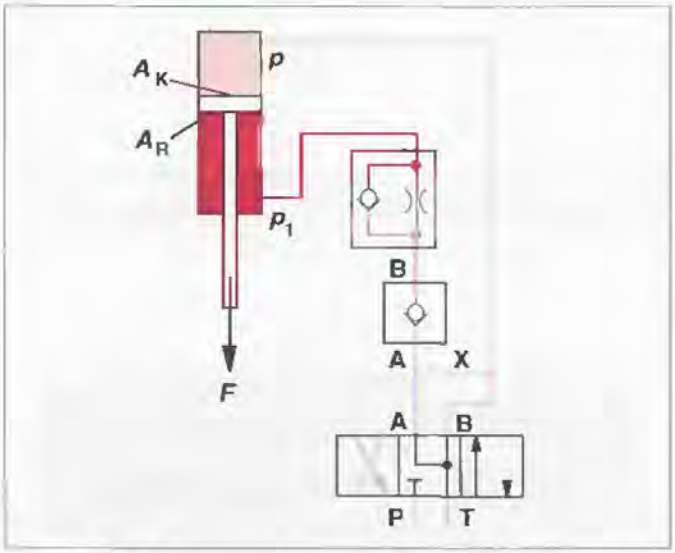



Рис. 10.17. *Применение гидрозамка без дренажной линии*

### 3.4.2. Гидрозамок с дренажной линией

Эти аппараты применяются в случаях, когда при открытом гидрозамке в линии *A* имеется давление (Рис. 10.18).

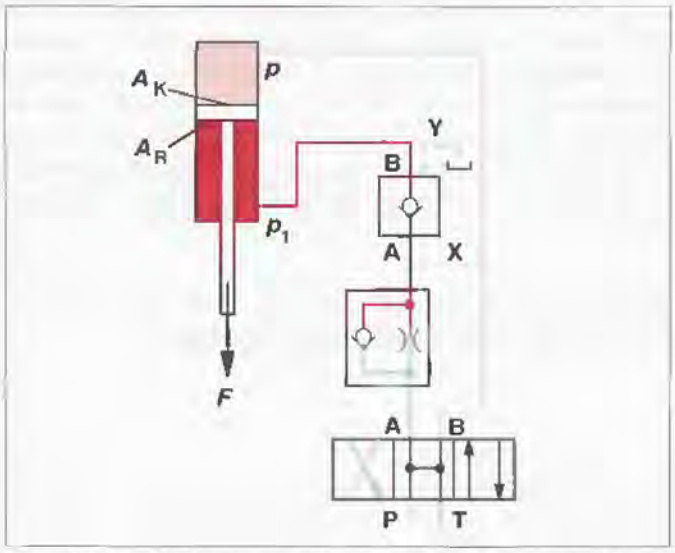



Рис. 10.18. *Применение гидрозамка с дренажной линией; отверстие A находится под давлением, например, из-за установленного в сливной линии дросселя*

### 3.4.3. Сдвоенные гидрозамки

Приведенный ниже (Рис. 10.19) пример поясняет задачу сдвоенного гидрозамка.

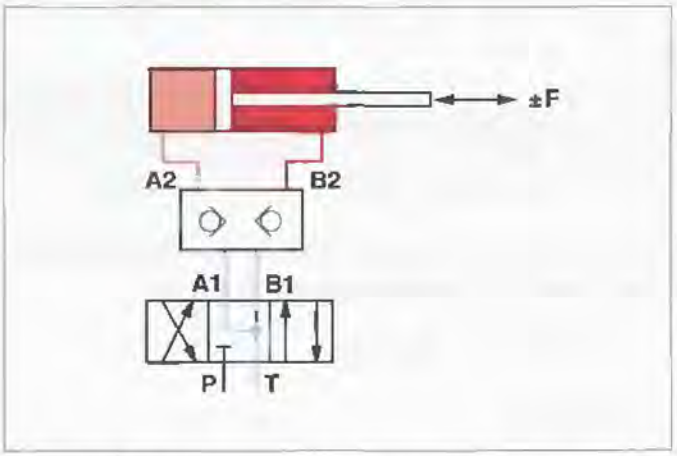



Рис. 10.19. *Применение сдвоенного гидрозамка*

Обе линии гидроцилиндра (*A2* и *B2*) герметично заперты. Гидроцилиндр не может быть перемещен под действием внешней силы.

Это значит, что гидроцилиндр даже при долговременном действиии нагрузки не будет «сползать» из заданного положения.

Для надежной гарантии закрывания обоих клапанов линии *A1* и *B1* с помощью гидрораспределителя должны в средней позиции сообщаться со сливом.

## 4. Антикавитационные клапаны (клапаны наполнения)

Рис. 10.20. *Клапан наполнения с диаметром условного прохода $D_y$ = 500 мм (NG 500) ($p_{max}$ = 350 бар; $Q_{max}$ = 50000 л/мин) в сравнении с клапаном, имеющим $D_y$ = 40 мм (NG 40)*

Клапаны наполнения — это гидравлически управляемые обратные клапаны больших размеров. Они применяются главным образом для заполнения крупных гидроцилиндров или для запирания основных рабочих систем, находящихся под давлением, например в прессостроении.

Показанный на Рис. 10.21 клапан содержит декомпрессор (*1*), который вместе с основным коническим клапаном (*2*) удерживается в седле пружиной (*3*), сила которой лишь немного превышает вес конического клапана. Пружина (*4*) нагружает управляющий поршень (*5*), возвращая его в исходное положение.

Принцип работы может быть описан более детально только в сочетании с гидроцилиндром пресса (Рис. 10.22).

Линия *A* соединена с баком, установленным над гидроцилиндром. На конус клапана воздействует находящийся над ним столб масла. Если штоковая полость (площадь $A_R$) разгружается от давления, поршень опускается под действием собственного веса. При этом в поршневой полости (площадь $A_K$) создается вакуум, который передается в линию *B*. В результате действия разрежения конический клапан открывается, и гидроцилиндр всасывает масло из верхнего резервуара. Одновременно в поршневую полость поступает масло также от насоса большой подачи.

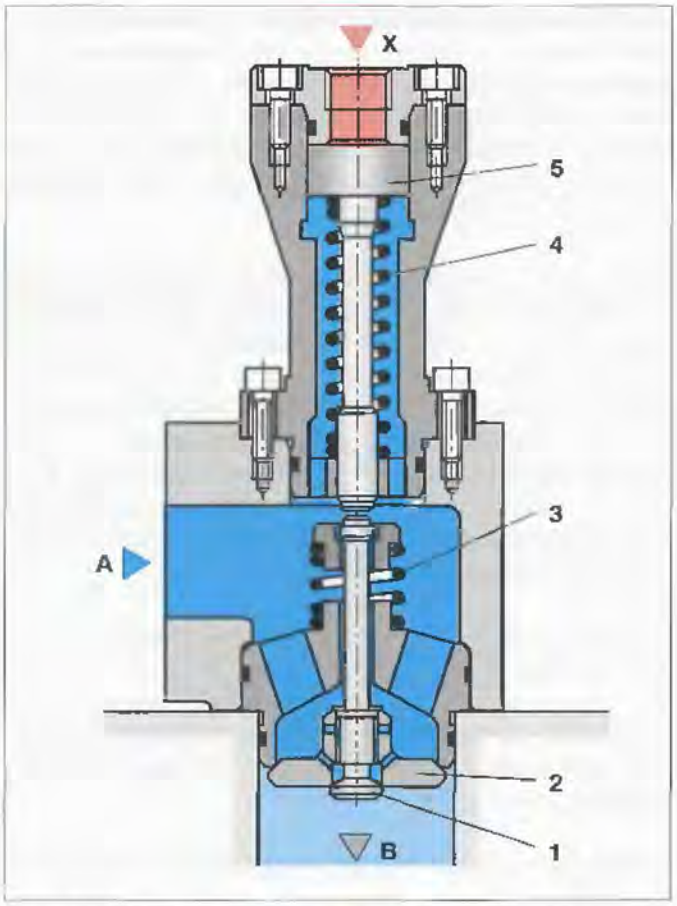



Рис. 10.21. *Клапан наполнения с декомпрессором*

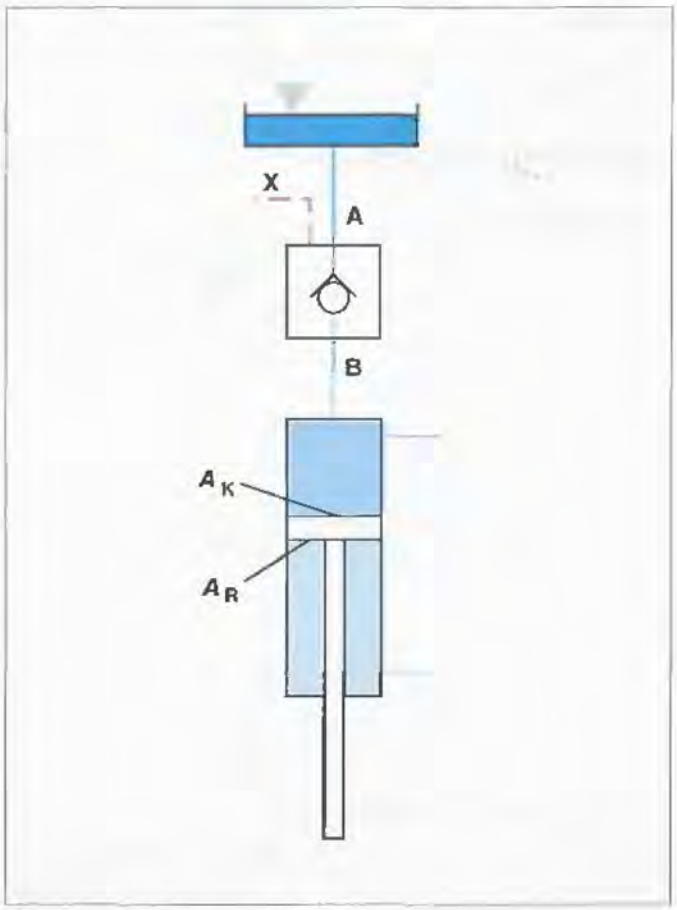



Рис. 10.22. *Пример подключения*

Перед осуществлением рабочего хода (процесса прессования) гидроцилиндр притормаживается до заданной скорости прессования. Возрастающее давление в поршневой полости воздействует на нижнюю поверхность конического клапана (*2*), последний закрывается и разъединяет связь поршневой полости с баком.

После выполнения рабочего хода главный рабочий цилиндр пресса вновь поднимается. Путем переключения соответствующих гидроаппаратов штоковая полость гидроцилиндра (площадь $A_R$) вместе с линией управления *X* клапана наполнения соединяется с напорной линией. В результате сначала открывается декомпрессор (*1*), а затем – основной клапан (*2*). Масло из поршневой полости (площадь $A_K$) вытесняется в бак, и гидроцилиндр осуществляет возврат в исходное положение.

Клапаны наполнения изготовляются с декомпрессором или без него.

Управляющее давление можно вычислить, пользуясь выкладками, приведенными для гидрозамков в разделах 3.1 и 3.2.

Наиболее крупные клапаны изготовляются с декомпрессором.

Клапаны наполнения имеют следующие монтажные варианты:

– фланцевый

– монтируемый на баке

– встраиваемый.

**Заметки**

Глава 11

# Гидрораспределители

## 1. Общие положения

### 1.1. Действие и назначение

Гидрораспределители служат для управления запуском, остановом и изменением направления потока рабочей жидкости под давлением.

### 1.2. Специальные характеристики

Обозначение гидрораспределителей определяется в зависимости от количества основных гидролиний (не включая линии управления) и количества позиций.

Гидрораспределитель с двумя гидролиниями и двумя позициями обозначается как 2/2-гидрораспределитель.

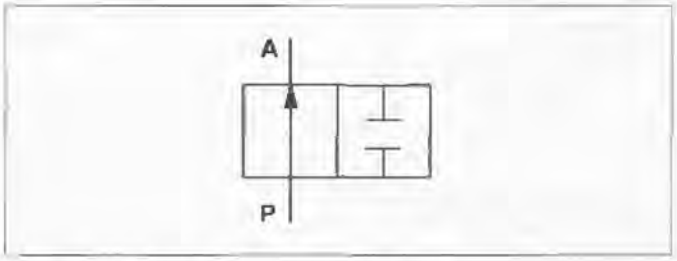



Рис. 11.1. *2/2-гидрораспределитель*

Гидрораспределитель с четырьмя гидролиниями и тремя позициями обозначается как 4/3-гидрораспределитель.


Рис. 11.2. *4/3-гидрораспределитель с указанием назначения гидролиний*

Рабочие позиции обозначаются буквами «*a*» и «*b*». На Рис. 11.3 показаны двух- и трехпозиционный гидрораспределители. В трехпозиционных гидрораспределителях средняя позиция является «нейтральной» (или нулевой).

**Нейтральная позиция** — это положение, в которое подвижные части устанавливаются в неактивном состоянии под воздействием определенных сил (например, усилия пружины).

Это позиция обозначается как «0» для гидрораспределителей с тремя или более позициями. Для двухпозиционных гидрораспределителей в качестве нейтральной могут быть позиции «*a*» или «*b*».

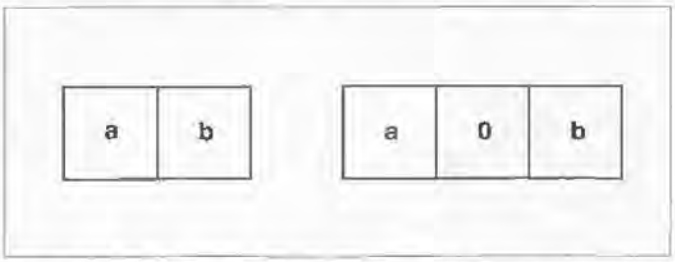



Рис. 11.3. *Основные символы для гидрораспределителей: слева – для двухпозиционного, справа – для трехпозиционного*

Когда гидрораспределитель расположен горизонтально, последовательность позиций «*a*», «*b*» ... всегда указывается в алфавитном порядке слева направо.

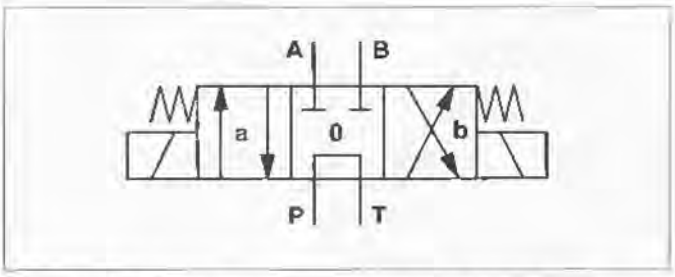



Рис. 11.4. *4/3-гидрораспределитель с указанием гидролиний, позиций и органов управления*

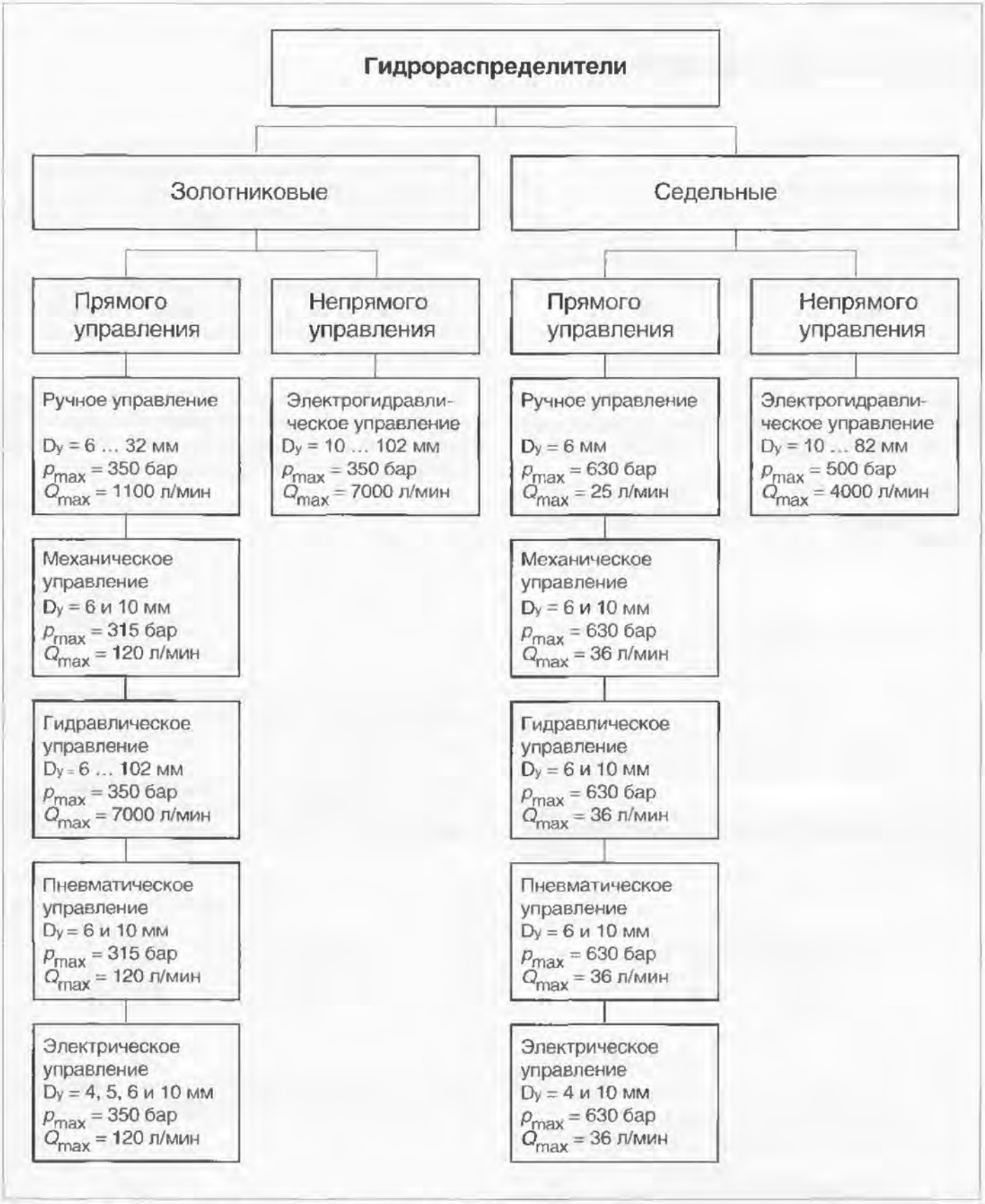



Рис. 11.5. *Функции и характеристики гидрораспределителей*

В таблице 11.1 показаны наиболее употребляемые исполнения распределителей по гидросхемам, которые в комбинации могут дать большое количество функций. На практике применяются более 250-ти исполнений по гидросхемам.

| | Двухпозиционные гидрораспределители | | | | | Трехпозиционные гидрораспределители | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Позиции с промежуточными функциями при переключении | A B a 1 b P T | | | | | A B a 1 0 2 b P T | | | | |
| | A B a 2 b P T | | | | | A B a 1 0 P T | | | | |
| | | | | | | A B 0 2 b P T | | | | |
| 2-х линейные | 201 | 202 | 203 | 204 | 205 | | | | | |
| 3-х линейные | 301 | 302 | 306 | 307 | 308 | 309 | 313 | 314 | 315 | |
| 4-х линейные | 401 | 402 | 403 | 404 | 405 | 406 | 407 | 408 | 412 | 414 |
| | 415 | 416 | 421 | 422 | 423 | 424 | 425 | 426 | 430 | 431 |
| | 432 | 437 | 438 | 439 | 440 | 441 | 442 | 443 | 444 | 445 |
| | 448 | 449 | 450 | 451 | 452 | 456 | 457 | 458 | 459 | 463 |
| | 464 | 465 | 466 | 467 | 468 | 472 | 473 | 474 | 482 | |

Таблица 11.1. *Исполнения распределителей по гидросхемам*

## 1.3. Характеристики гидрораспределителей

Эксплуатационные качества гидрораспределителя оцениваются по следующим критериям:

- предел динамической характеристики
- предел статической характеристики
- потери давления
- утечки (для гидрораспределителей золотникового типа)
- быстродействие (время переключения).

### 1.3.1. Предел динамической характеристики

Произведение значений расхода и рабочего давления гидрораспределителя определяет предел его динамической характеристики (Рис. 11.6), который может ограничиваться пружиной, электромагнитом или давлением управления (в зависимости от исполнения по гидросхеме). При включении действующее усилие должно преодолеть усилие пружины и осевую силу. При отключении пружина должна вернуть золотник в исходное положение, преодолевая осевую силу.

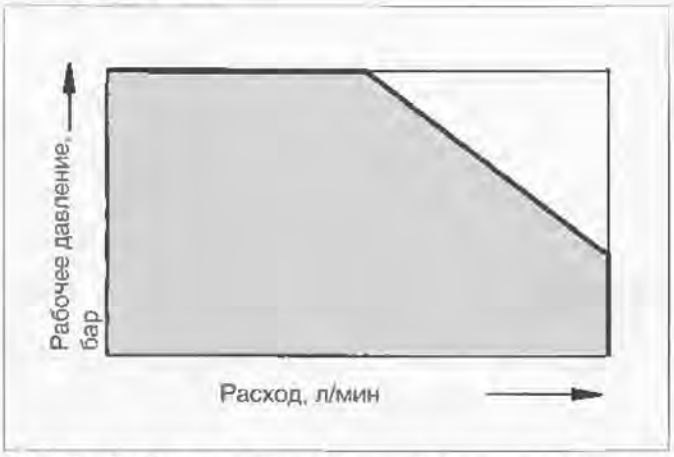



Рис. 11.6. *Предел динамической характеристики*

Возникающие в гидрораспределителе осевые силы по своей величине и направлению действия для одного и того же номинального размера зависят от исполнения по гидросхеме [1].

Предел динамической характеристики, который соответствует величине допустимого расхода при определенном значении давления, определяется осевой силой, возникающей в гидрораспределителе при переключении золотника.

Она складывается из следующих составных частей:

- динамической (массовой) силы $F_m$,
- силы вязкости $F_z$,
- силы потока $F_{St}$,
- силы сопротивления $F_w$.

Более подробная информация по этой теме находится в работах [2 и 3].

### 1.3.2. Предел статической характеристики

Предел статической характеристики в значительной степени зависит от времени воздействия рабочего давления. Под воздействием давления, времени и других факторов, таких как загрязнения и силы адгезии, возникающие между золотником и корпусом, движение золотника затрудняется.

При частом срабатывании гидрораспределителя силы адгезии практически незаметны, однако при длительных перерывах и высоком давлении они приводят к заклиниванию золотника. Подобные явления возникают и в клапанах прямого действия, имеющих ограниченное перестановочное усилие.

В отличие от динамических сил, силы адгезии очень сильно зависят от времени воздействия.

Несколько факторов определяют величину этих сил:

- величина рабочего давления
- диаметр золотника
- вязкость и температура рабочей жидкости
- качество выполнения отверстия в корпусе и наружной поверхности золотника
- зазор в паре корпус–золотник
- качество очистки рабочей жидкости
- длина перекрытия и наличие разгрузочных канавок.

Более подробные данные можно найти в работах [2 и 4].

[1] Anderlohr, Th
Определение статических и динамических сил переключения для гидрораспределителей.
Исследовательская работа. Высшая техническая школа, Дармштадт, 1987.

[2] Wanner, K
Измерение и исследование аксиальных сил на примере гидромасляных золотников управления. Диссертация, Высшая техническая школа, Штуттгарт, 1965.

[3] Backé, W
Основы масляной гидравлики. Полиграфическое издание для лекций, RWTH Аахен, 4-е издание, 1979.

[4] Stürmer, J.
Гидрораспределители, конструктивные элементы масляной гидравлики, Часть III
Краускопф, 1973.

### 1.3.3. Потери давления

Потери давления $\Delta p$ в гидрораспределителе — это перепад давлений между входом и выходом, т.е. его внутреннее сопротивление. В ламинарной области потока этот перепад давлений возникает прежде всего за счет трения о стенки, в турбулентной — в основном за счет потери кинетической энергии, которая происходит из-за срыва потока на дросселирующих кромках.

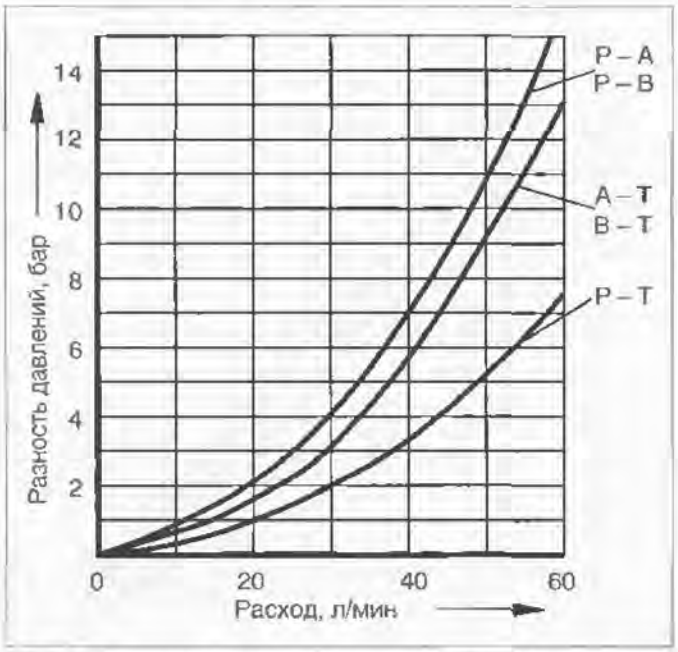


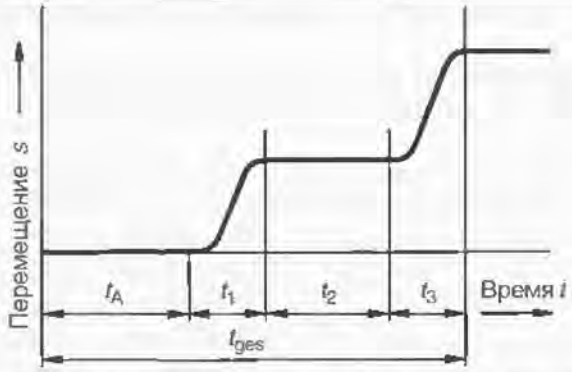

Рис. 11.7. *$\Delta p$ – Q характеристика для 4/3 гидрораспределителя*

Так как перепад давлений на практике не может быть вычислен с достаточной точностью, производители определяют значения для отдельных размеров гидроаппаратов эмпирическим путем и заносят результаты в форме $\Delta p - Q$ характеристической кривой (Рис. 11.7). При этом необходимо учитывать, соединениям каких гидролиний соответствует каждая из кривых (например, *P – A* и *B – T* или *P – B* и *A – T* и т.д.).

Для сравнения полученных результатов необходимо провести испытания в соответствии со стандартом DIN ISO 4411, причем вязкость рабочей жидкости должна поддерживаться постоянной.

### 1.3.4. Быстродействие (время переключения)

Время переключения гидрораспределителя — это временной интервал от начала приложения управляющего воздействия до полного окончания хода управляющего элемента. Определение времени срабатывания производится в соответствии со стандартом ISO 6403. Экспериментальные исследования гидрораспределителей с электроуправлением показали, что время переключения складывается из четырех фаз (Рис. 11.8).




$t_A$ – Время запаздывания срабатывания от момента подачи напряжения до начала перемещения якоря. В этом временном промежутке создается магнитная сила, необходимая для преодоления усилия пружины и сил адгезии золотника.

$t_1$ – Время до начала эффективного воздействия силы потока на дросселирующую кромку (пусковая зона).

$t_2$ – Время, необходимое для создания полной магнитной силы, способной противодействовать максимальному значению силы потока. Оно зависит от величины силы потока и в значительной степени влияет на общее время переключения $t_{ges}$ (зона силы потока).

$t_3$ – Время, необходимое для движения управляющего золотника до своего конечного положения (зона переключения).

Рис. 11.8. *Диаграмма зависимости ход–время (фазы времени переключения).*

## 1.4. Типы гидрораспределителей

Существуют три типа гидрораспределителей:

- Гидрораспределители золотникового типа
- Гидрораспределители седельного типа
- Поворотные краны.

Гидрораспределители золотникового типа наиболее распространены, благодаря своим преимуществам:

- Простая конструкция
- Хорошая возможность компенсации давления и, следовательно, небольшие переключающие усилия
- Высокая переключаемая мощность
- Незначительные потери
- Большое количество вариантов управления.

## 2. Золотниковые гидрораспределители

Золотниковые гидрораспределители имеют корпус, в котором расположен подвижный золотник.

В зависимости от числа управляемых гидролиний два или более кольцевых канала расточены или выполнены методом литья в корпусе, изготовленном из применяемого в гидравлике чугуна, чугуна с глобулярным графитом, стали или других подходящих материалов. Эти каналы имеют концентричную или эксцентричную форму по отношению к основному отверстию под золотник. Таким образом, в корпусе образуются управляющие кромки, которые взаимодействуют с кромками золотника.

В результате движения золотника реализуется разделение или соединение кольцевых каналов.

В золотниковых гидрораспределителях уплотнение обеспечивается вдоль зазора между золотником и корпусом. Степень уплотнения зависит от величины зазора, вязкости рабочей жидкости и особенно от величины давления. При высоких давлениях (до 350 бар) утечки возрастают настолько, что они должны учитываться при вычислении коэффициента полезного действия гидропривода. Из литературы известно, что величина утечек зависит от зазора между золотником и корпусом, поэтому, как следует из теории, при увеличении рабочего давления величина зазора должна уменьшаться, а перекрытие увеличиваться.

Однако, это не реализуется по различным причинам:

– Под действием высокого давления золотник деформируется, что приводит к уменьшению величины зазора со стороны с высоким давлением. Это должно учитываться при выборе величины зазора, чтобы избежать заклинивания золотника.

– С увеличением рабочего давления возрастает усилие, необходимое для прижима корпуса гидрораспределителя к монтажной плите. При увеличении усилия затяжки крепежных винтов возможна деформация корпуса и при малой величине диаметрального зазора — заклинивание золотника.

– Предельно малые величины зазора требуют больших затрат в производстве, поэтому должны быть выбраны компромиссные решения между частично противоположными требованиями с целью отыскания оптимального технического и экономического решения.

Материалы корпуса и золотника должны иметь примерно одинаковые коэффициенты линейного расширения.

С ростом температуры уменьшается вязкость и плотность рабочей жидкости (Рис. 11.9 и 11.10), поэтому утечки возрастают.

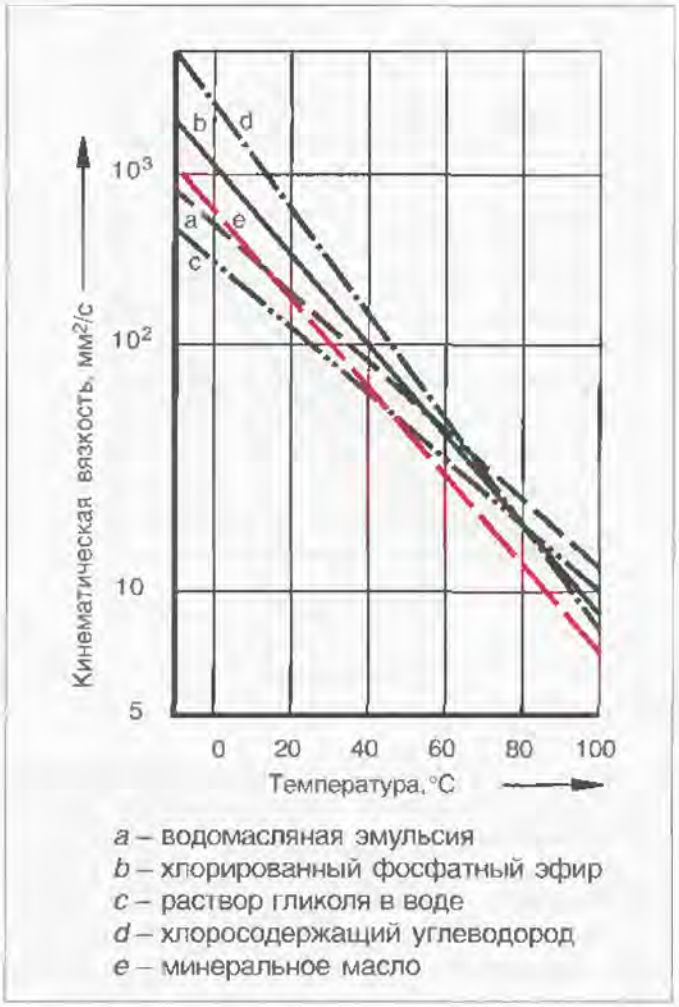



Рис. 11.9. *Вязкость рабочих жидкостей в зависимости от температуры*

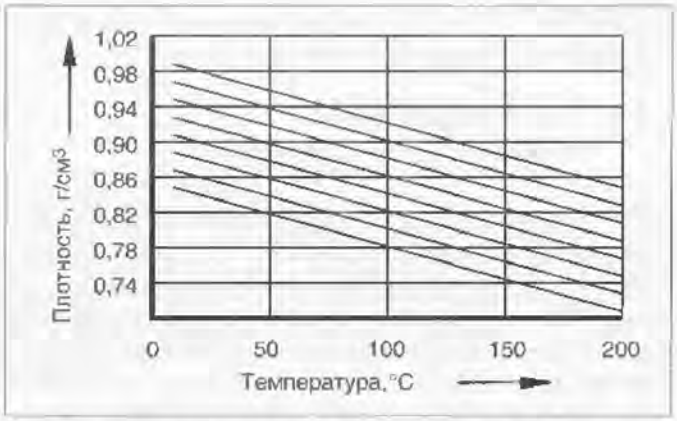



Рис. 11.10. *Плотность рабочих жидкостей в зависимости от температуры*

Потери из-за утечек в золотниковых гидрораспределителях влияют на объемный коэффициент полезного действия гидропривода и поэтому должны учитываться уже на стадии разработки и проектирования.

Результатом утечек в гидравлических системах управления являются:

– Гидродвигатели, например гидроцилиндры, которые находятся под давлением, могут сползать из заданного положения в направлении действия нагрузки из-за утечек в гидрораспределителе.

– Гидродвигатели с различными рабочими площадями (дифференциальные гидроцилиндры) могут смещаться в направлении воздействия большей площади из-за утечек в гидрораспределителе, запирающем в средней позиции все гидролинии.

– При использовании аккумуляторов утечки через золотники гидрораспределителей должны приниматься во внимание при выборе необходимой вместимости.

Золотниковые гидрораспределители могут иметь прямое или непрямое (от пилота) управление. Выбор подходящего типа управления зависит в первую очередь от требуемой величины перестановочного усилия и, следовательно, — от величины условного прохода.

## 2.1. Золотниковые гидрораспределители прямого управления

Под термином «Золотниковые гидрораспределители прямого управления» понимают гидрораспределители золотникового типа, золотник которых приводится в действие напрямую с помощью магнитов, пневматических /гидравлических цилиндров или механических устройств без промежуточного усиления.

Из-за статических и динамических сил, возникающих в гидрораспределителях золотникового типа под воздействием давления и потока, золотниковые гидрораспределители прямого управления применяются, как правило, для условных проходов $D_y \leq 10$ мм. Это ограничение соответствует расходу до 120 л/мин и давлению до 350 бар и относится прежде всего к электроуправляемым аппаратам.

Разумеется, можно было бы производить электроуправляемые гидрораспределители и с большими условными проходами, однако при этом возникают проблемы, связанные с размерами электромагнитов, временем переключения и появлением ударов.

Различные типы управления описываются ниже.

### 2.1.1. Электроуправление

Переключение с помощью электромагнита.

Этот тип управления наиболее распространен в связи с требованиями автоматизации производственных процессов в промышленности. Обычно используется один из четырех основных вариантов:

- Электромагнит постоянного тока, не заполненный маслом. Он также называется «сухим» электромагнитом.
- Маслонаполненный электромагнит постоянного тока. Он также известен под названием «мокрый» или «герметичный» электромагнит. Якорь электромагнита находится в масле, причем внутренняя полость электромагнита соединена со сливной линией (*T*).
- Электромагнит переменного тока, не заполненный маслом.
- Маслонаполненный электромагнит переменного тока.

Электромагнит постоянного тока имеет высокую эксплуатационную надежность и обеспечивает мягкое переключение. Он не сгорает, если во время работы останавливается, например, из-за заклинивания золотника. Возможна высокая частота переключений.

Электромагнит переменного тока отличается высоким быстродействием. Если электромагнит не способен довести до конца процедуру переключения, его обмотка сгорает (примерно через 1 – 1,5 ч для электромагнитов с «мокрым» якорем).

В настоящее время наиболее распространены маслонаполненные электромагниты. Их применение предпочтительно особенно для гидроприводов, работающих на открытом воздухе или во влажном климате, поскольку исключается коррозия внутренних частей. Наличие во внутренней полости масла позволяет снизить износ, обеспечить демпфирование ударов и улучшить теплоотдачу.

Рис. 11.11. *Электроуправляемые золотниковые гидрораспределители*

На Рис. 11.12 представлен трехпозиционный золотниковый гидрораспределитель, оснащенный слева маслонаполненным электромагнитом постоянного тока (*4*), а справа — маслонаполненным электромагнитом переменного тока (*5*). Внутренние полости каждого из электромагнитов соединены со сливной линией корпуса гидрораспределителя. Такие гидрораспределители называются трехкамерными.

Пружины (*6*), опирающиеся на корпуса электромагнитов, с помощью шайб (*8*) устанавливают золотник в среднюю позицию.

Электромагниты оснащены кнопками ручного переключения (*7*). Таким образом, имеется возможность ручного перемещения золотника снаружи, что позволяет легко проверить функцию переключения электромагнита.

Гидролинии *P*, *A* и *B* разделены перегородками в корпусе. Канал *T* не имеет такого разделительного элемента, но он соединен с обеими торцовыми камерами объединяющим каналом в корпусе. Эти камеры герметично закрыты снаружи с помощью устройств управления или крышек.

В пятикамерном исполнении канал *T* образован в корпусе с обеих сторон с помощью поясков (*1*) золотника, также как и каналы *P*, *A* и *B* (Рис. 11.13).

Торцовые камеры (*2*) соединены между собой сверлениями в корпусе, через которые при смещении золотника жидкость из одной торцовой камеры вытесняется в другую. За счет установки демпфера или дросселя (*3*) появляется возможность регулирования времени переключения.

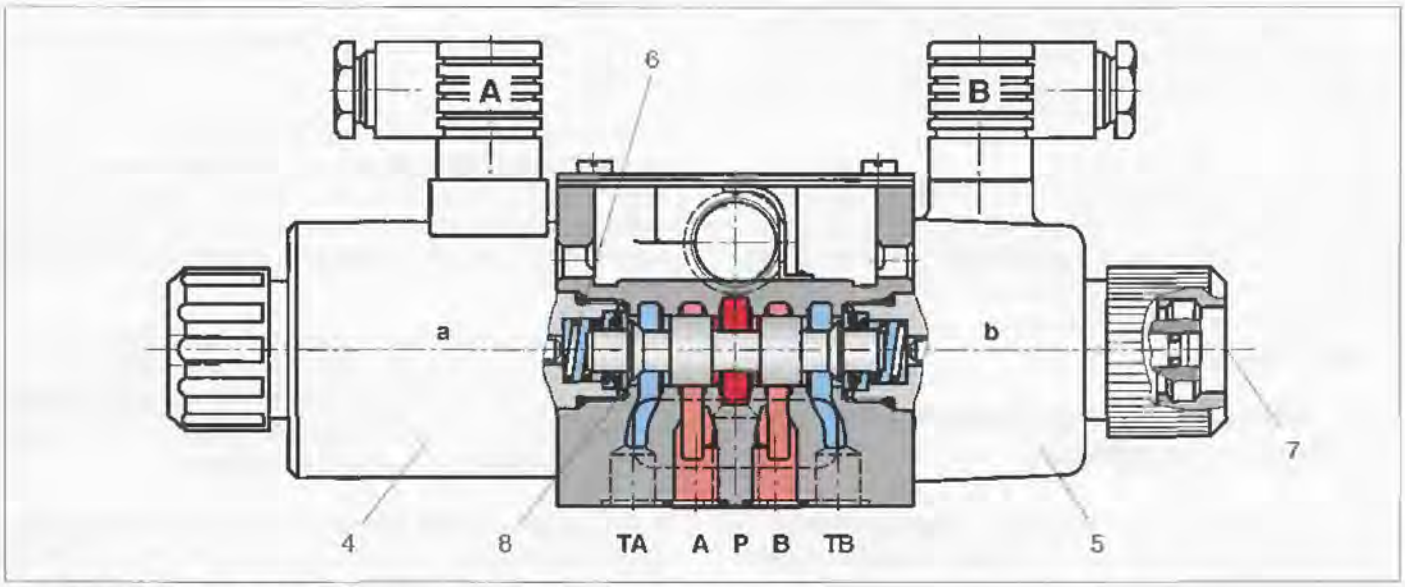



Рис. 11.12. *Трехкамерный золотниковый гидрораспределитель*

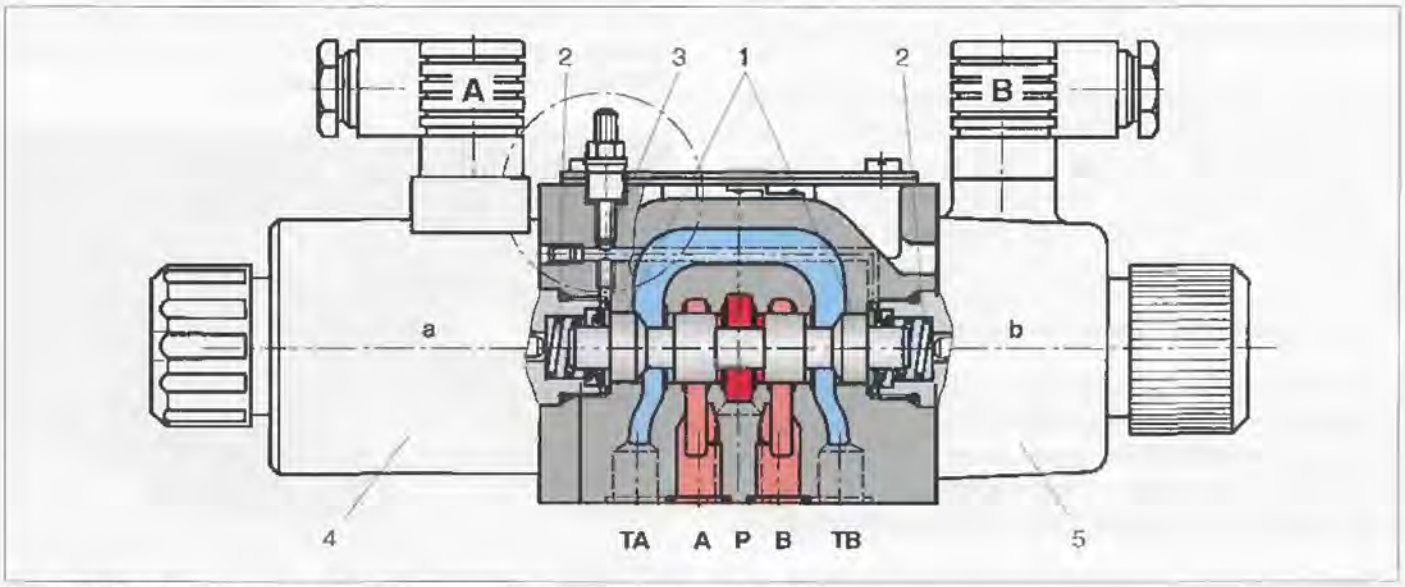



Рис. 11.13. *Пятикамерный золотниковый гидрораспределитель*

## 2.1.2. Механическое, ручное управление

Рис. 11.14. *Гидрораспределители с механическим/ручным управлением*

Рис. 11.14. слева: 4/3 гидрораспределитель
Управление: ручной рычаг с фиксацией в позициях a, 0 и b

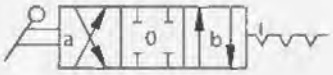



Рис. 11.14. в центре: 4/2 гидрораспределитель
Управление: ручной рычаг в позицию a, пружинный возврат в позицию b


Рис. 11.14. справа: 4/2 гидрораспределитель
Управление: ролик в позицию a, пружинный возврат в позицию b


Рис. 11.15. *Ручные и механические управляющие устройства*

На Рис. 11.16 показан гидрораспределитель с управлением от ручного рычага (*1*).

Золотник с помощью шарнира (*2*) связан с рычагом и следует за его движением.

Возврат в исходную позицию обеспечивается пружинами (*3*) после снятия управляющего воздействия (например, при отпускании рычага). Если установлен фиксатор, каждая из позиций фиксируется, и переключение возможно только силой управляющего воздействия (кроме управления от ролика).

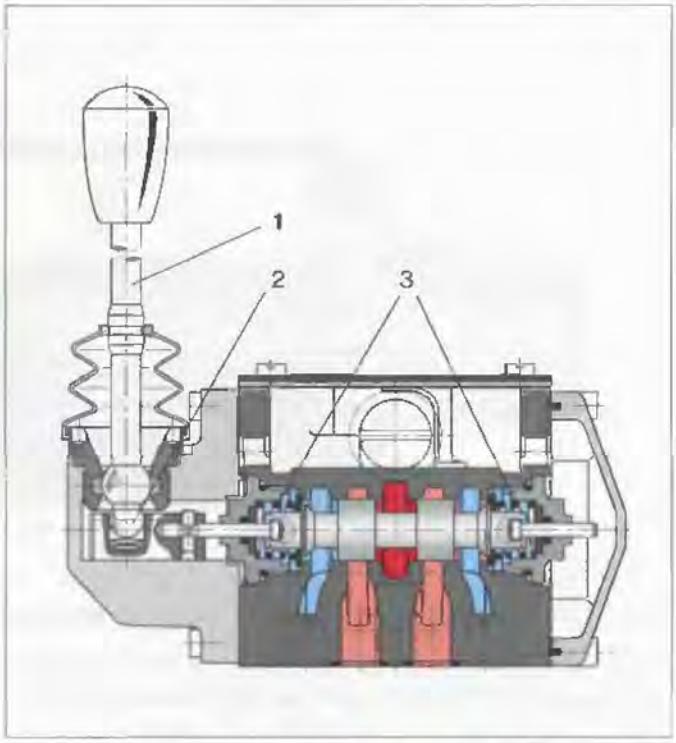



Рис. 11.16. *4/3 гидрораспределитель с ручным управлением и пружинным центрированием*

## 2.1.3. Гидро- или пневмоуправление

Рис. 11.17. *Гидрораспределители с гидравлическим/пневматическим управлением*

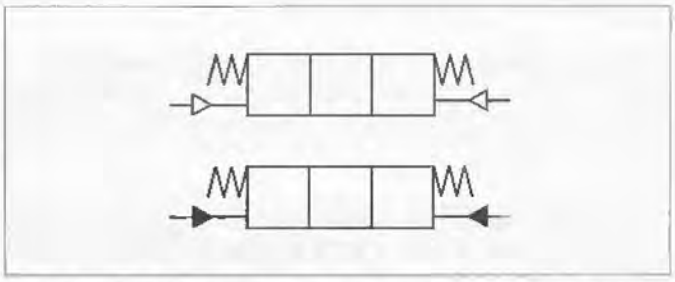


Рис. 11.18. *Гидрораспределители с пружинным центрированием, пневматическим (сверху) или гидравлическим (снизу) управлением*

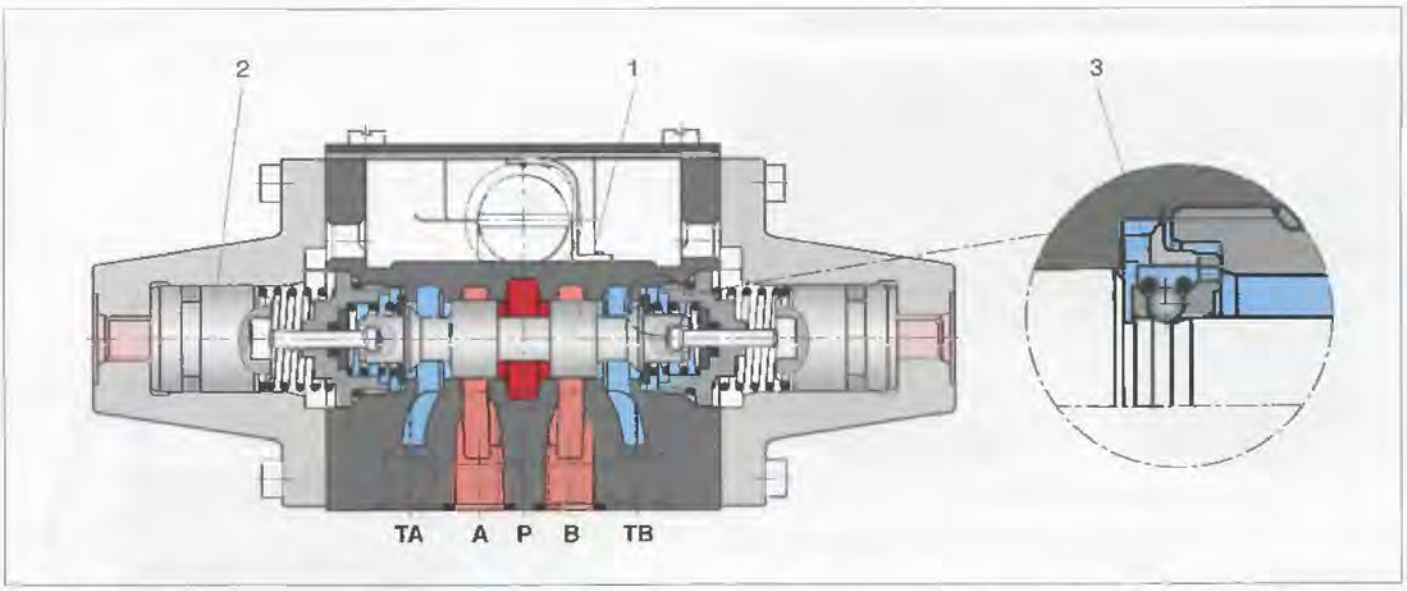



Рис. 11.19. *Гидрораспределитель с пневмоуправлением и вариант фиксации золотника в позициях a и b*

В 4/3 гидрораспределителе (Рис. 11.19) с пневмоуправлением и пружинным центрированием золотник (*1*) механически не связан с управляющими пневмоцилиндрами (*2*).

Если в исполнении с фиксацией давление воздуха подводится в левый (правый) управляющий гидроцилиндр (*2*), золотник смещается в позицию *a* (*b*) и с помощью фиксатора (*3*) удерживается в этой позиции даже при снятии управляющего давления.

Если одинаковое по величине давление воздуха подводится одновременно в оба пневмоцилиндра, золотник устанавливается в *0* позицию.

## 2.2. Золотниковые гидрораспределители с управлением от пилота (электрогидравлическим управлением)

Для управления большими гидравлическими мощностями применяются золотниковые гидрораспределители с электрогидравлическим управлением.

Это связано с необходимостью больших перестановочных усилий.

Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением применяются при диаметрах условного прохода $D_y$ = 10 мм и более.

Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением состоит из основного (*1*) и управляющего (пилотного) (*2*) гидрораспределителей, показанных на Рис. 11.23.

Пилотный гидрораспределитель имеет обычно электроуправление. После срабатывания пилота управляющий сигнал усиливается гидравлически и перемещает золотник основного гидрораспределителя.

Рис. 11.20. *Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением стыкового присоединения*

Рис. 11.21. *Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением фланцевого присоединения*

## 2.2.1. Модель с пружинным центрированием

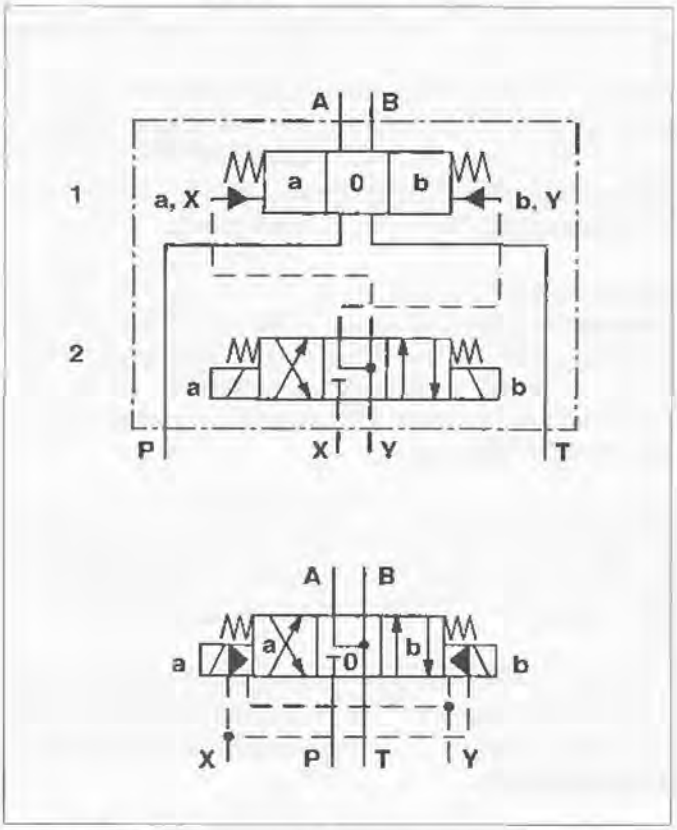



Рис. 11.22. *Условные обозначения гидрораспределителей с электрогидравлическим управлением и пружинным центрированием: сверху – подробное, внизу – упрощенное*

Пилот представляет из себя 4/3 гидрораспределитель с электроуправлением (Рис. 11.23).

В исполнении с пружинным центрированием основной золотник удерживается в средней позиции пружинами (*4.1* и *4.2*). Обе пружинные (торцовые) камеры в нейтральной позиции одновременно соединены через пилот с баком (нулевое давление).

В пилот через линию (*5*) подводится давление управления, причем эта линия может соединяться с линией *P* основного гидрораспределителя или выводиться отдельно (линия управления *X*).

При срабатывании, например, электромагнита «*a*» пилота его золотник смещается влево. В результате левая пружинная камера основного золотника оказывается под воздействием управляющего давления, а правая (*7*) продолжает соединяться с баком.

Управляющее давление воздействует на левый торец основного золотника и смещает его вправо до упора в крышку, преодолевая усилие пружины (*4.2*). Основной золотник при этом соединяет линии *P-B* и *A-T*. После отключения электромагнита золотник пилота возвращается в среднюю позицию, и давление в пружинной камере (*6*) падает. В результате пружина (*4.2*) смещает основной золотник до тех пор, пока он не упрется в шайбу пружины (*4.1*). Теперь основной золотник находится в средней (нейтральной) позиции.

Поток управляющей жидкости сливается из пружинной камеры (*6*) в линию слива управления *Y*.

При срабатывании электромагнита «*b*» аппарат работает аналогично, однако основной золотник смещается влево.

В зависимости от типа гидрораспределителя и его исполнения по гидросхеме для обеспечения работоспособности необходим определенный минимум давления управления.

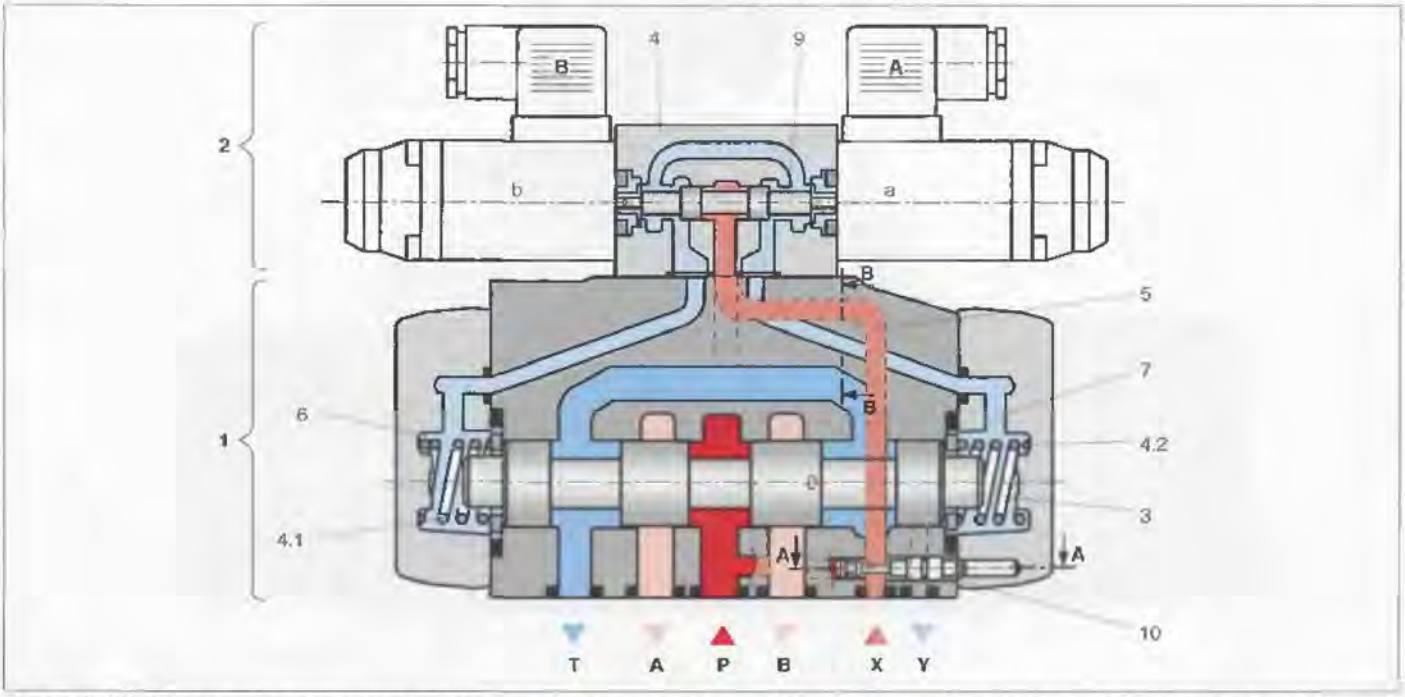



Рис. 11.23. *Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением пружинного центрирования и стыкового монтажа*

## 2.2.2. Модель с гидравлическим центрированием

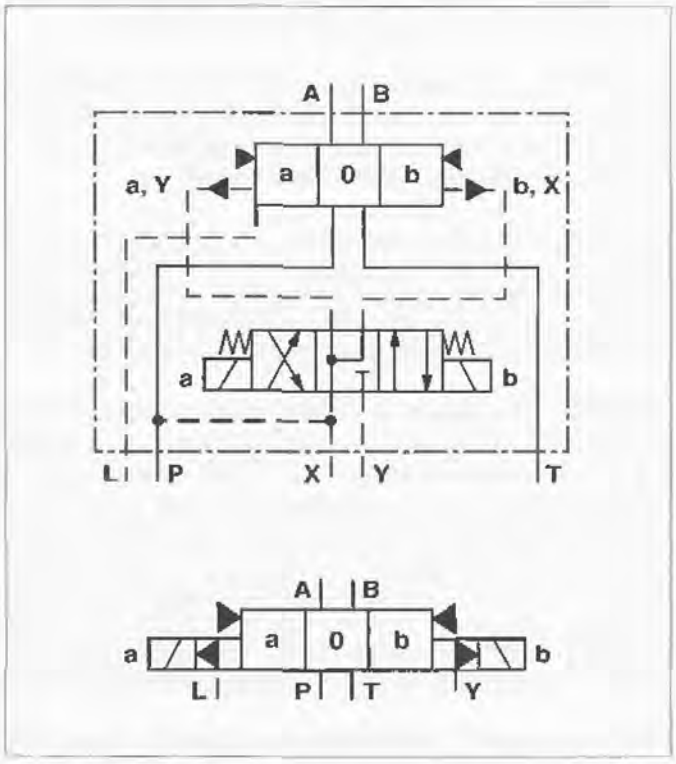



Рис. 11.24. *Условные обозначения гидрораспределителей с электрогидравлическим управлением и гидравлическим центрированием: сверху – подробное, внизу – упрощенное*

Для исполнения с гидравлическим центрированием (Рис. 11.25) в нейтральной позиции обе торцовые камеры (*6* и *7*) одновременно соединены с давлением управления. Основной золотник удерживается в средней позиции за счет совместной работы находящихся под давлением поверхностей золотника (*3*), центрирующего поршня (*8*) и штыря (*9*).

При включении электромагнита «*a*» пилота его золотник смещается влево. Торцовая камера (*6*) остается под давлением управления, а камера (*7*) разгружается. Центрирующий поршень (*8*) прижимается к корпусу, а штырь (*9*) смещает основной золотник вправо до упора.

Пружины в камерах (*6*) и (*7*) служат лишь для удержания основного золотника в средней позиции без подвода управляющего давления, например при вертикальной установке гидрораспределителя.

При выключении электромагнита «*a*» золотник пилота возвращается в нейтральную позицию, и в торцовую камеру (*7*) вновь подводится управляющее давление.

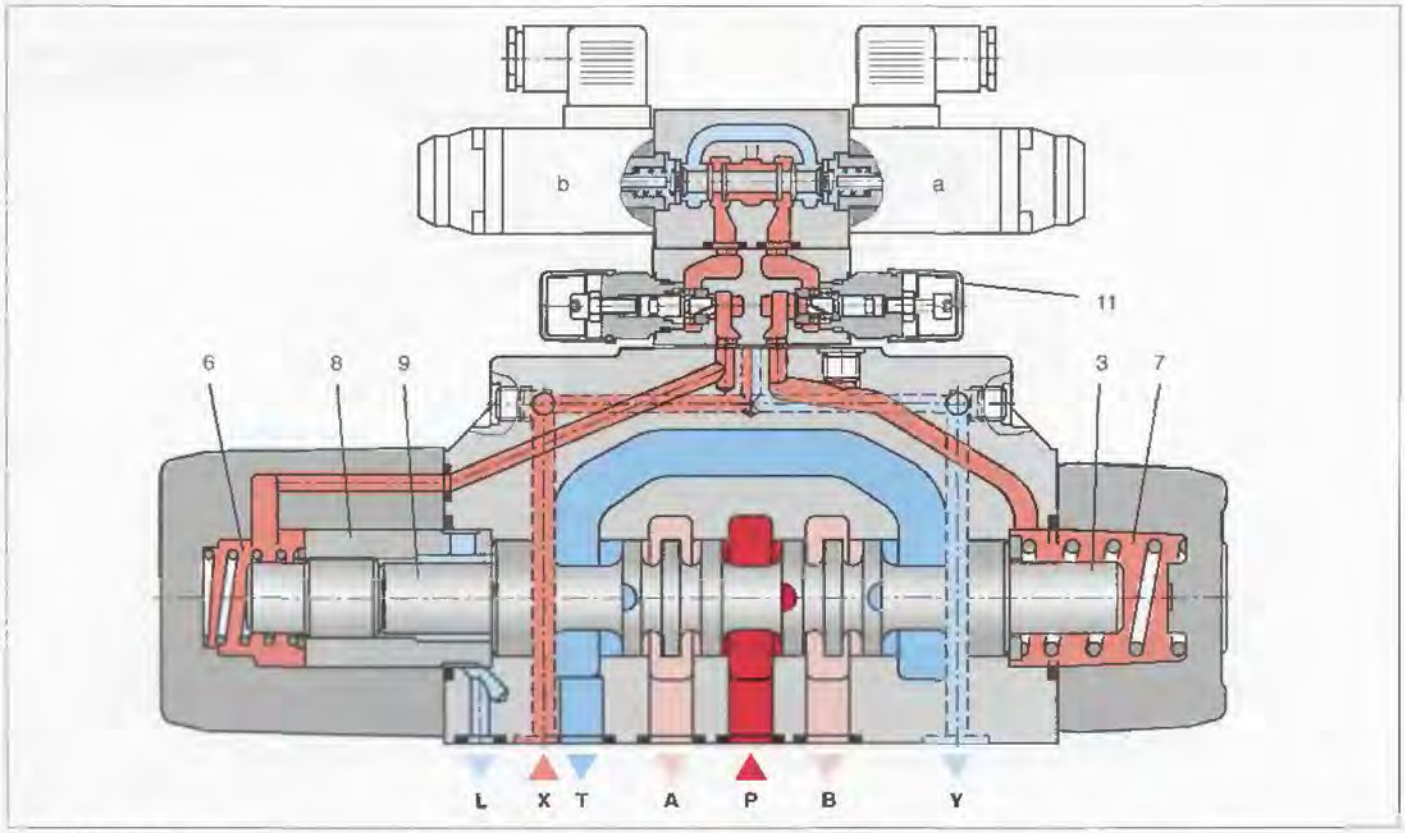



Рис. 11.25. *Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением, гидравлическим центрированием и стыковым монтажом*

Торцовая поверхность основного золотника (*3*) больше, чем поверхность штыря (*9*), поэтому основной золотник перемещается влево до упора в центрирующий поршень. Поскольку суммарная площадь торцовых поверхностей центрирующего поршня и штыря больше, чем площадь золотника (*3*), последний останавливается в нейтральной позиции.

Если включить электромагнит «*b*», золотник пилота смещается вправо. При этом торцовая камера (*7*) остается под давлением, а камера (*6*) соединяется с баком. Под действием давления на торцовую поверхность основного золотника (*3*) он смещается влево до тех пор, пока штырь (*9*) не упирается в крышку. Центрирующий поршень (*8*) перемещается вместе с другими деталями.

Требуемая позиция основного золотника достигнута. При выключении электромагнита «*b*» золотник пилота возвращается в нейтральное положение, и торцовая камера (*6*) вновь оказывается под давлением.

Суммарная площадь торцовых поверхностей центрирующего поршня (*8*) и штыря (*9*) больше, чем площадь золотника (*3*), поэтому основной золотник смещается вправо до тех пор, пока центрирующий поршень не упрется в корпус. В данный момент работающая справа площадь золотника (*3*) больше, чем работающая слева площадь штыря (*9*), и основной золотник остается в нейтральной позиции.

Правая торцовая камера центрирующего поршня должна соединяться с дренажной линией *L*.

### 2.2.3. Подвод рабочей жидкости к пилоту

Подвод и / или отвод рабочей жидкости к пилоту может быть реализован как изнутри, так и снаружи. Для исполнения с гидравлическим центрированием слив управления всегда должен быть внешним.

#### 2.2.3.1. Внутренний подвод рабочей жидкости к пилоту (Рис. 11.26)

В данном случае рабочая жидкость в систему управления забирается из линии *P* основного гидрораспределителя и через линию управления подводится к пилоту.

Линия управления *X* на стыковой плоскости при этом должна быть перекрыта, а палец (*10*) установлен как показано на рисунке. Это возможно обеспечить и с помощью резьбовой пробки.

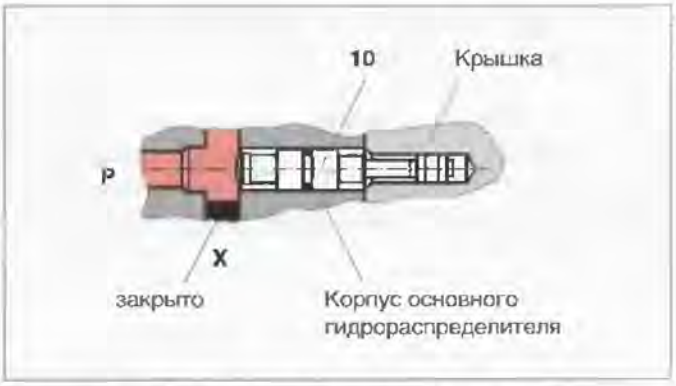



Рис. 11.26. *Внутренний подвод управления*

При внутреннем подводе управления не требуется отдельная система гидропитания, однако необходимо учитывать несколько практических соображений:

– Если основной золотник имеет отрицательное перекрытие (все линии соединены между собой) или в нейтральной позиции в линии *P* отсутствует поток рабочей жидкости, требуемое давление управления может также отсутствовать или недопустимо уменьшаться во время процесса переключения. В этих случаях в канале *P* должен устанавливаться специальный подпорный клапан, создающий минимально допустимое давление управления.

– Далее необходимо обратить внимание на то, чтобы рабочее давление не превышало допустимого значения давления управления. В противном случае требуется установка специального клапана соотношения давлений, редуцирующего давление в определенной пропорции по отношению к рабочему давлению.

### 2.2.3.2. Внешний подвод рабочей жидкости к пилоту (Рис. 11.27)

Рабочая жидкость в систему управления подводится от отдельного источника, который может быть лучше приспособлен с точки зрения давления и расхода по сравнению с вариантом внутреннего подвода из линии *P*.

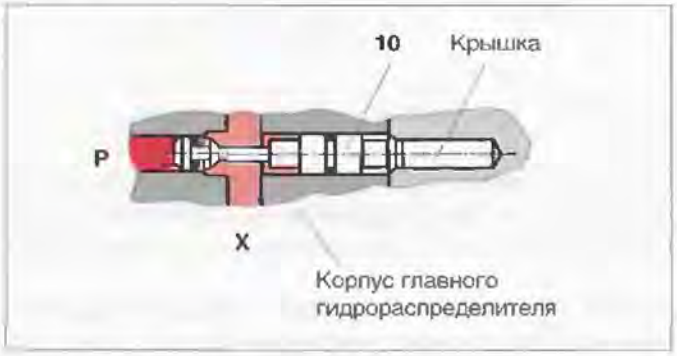



Рис. 11.27. *Внешний подвод управления*

В гидрораспределителе, показанном на Рис. 11.23, переключение с «внутренней» на «внешнюю» систему подвода или наоборот легко осуществляется путем установки в соответствующее положение пальца (*10*) или резьбовой пробки. Для переналадки достаточно только снять крышку и перевернуть палец (*10*).

В варианте установки для внешнего подвода управления (Рис. 11.27) палец перекрывает соединение канала управления с каналом *P*.

### 2.2.3.3. Внутренний слив из пилота (Рис. 11.28)

Сливающаяся из пилота рабочая жидкость поступает в канал *T* основного гидрораспределителя. Линия управления *Y* перекрыта.

В этом случае надо принимать во внимание, что возникающие в сливной линии гидравлические удары при переключении основного золотника оказывают негативное влияние на разгрузку камер управления и пилот.

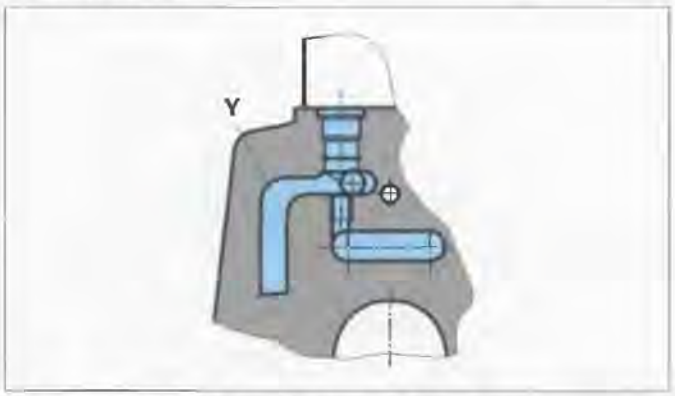



Рис. 11.28. *Внутренний слив управления*

### 2.2.3.4. Внешний слив из пилота (Рис. 11.29)

Рабочая жидкость, сливающаяся из пилота, поступает не в канал *T* основного гидрораспределителя, а в канал управления *Y*, соединенный с баком.

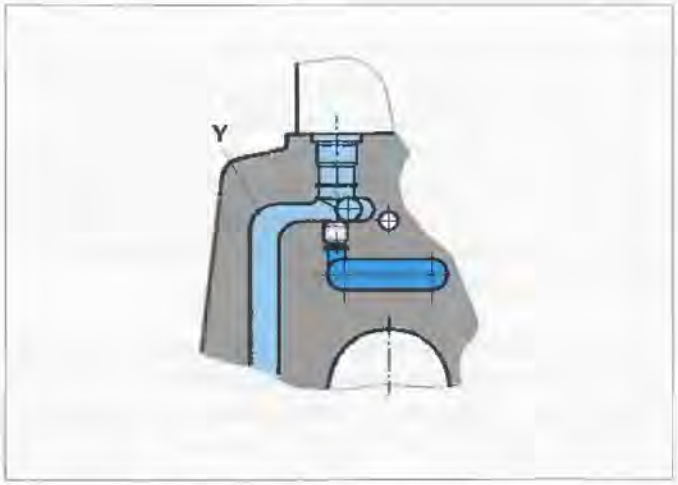



Рис. 11.29. *Внешний слив управления*

## 2.2.4. Принадлежности

За счет установки дополнительных принадлежностей гидрораспределители могут быть лучше приспособлены к практическим случаям применения.

### 2.2.4.1. Настройка времени переключения

На Рис. 11.25 показана установка устройства (*11*) для регулирования времени переключения. Оно выполнено в виде промежуточной плитки, которая устанавливается между пилотом и основным гидрораспределителем.

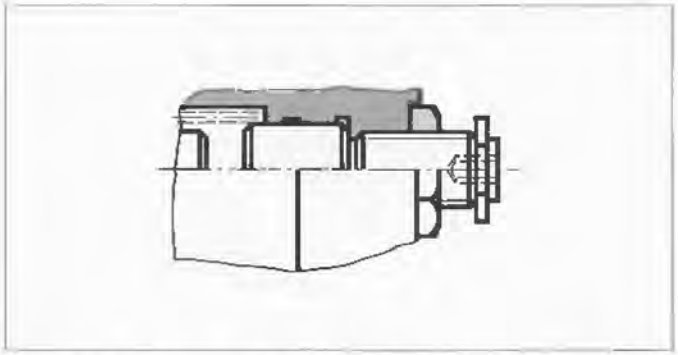
Это устройство является сдвоенным дросселем с обратными клапанами. В зависимости от настройки дросселей рабочая жидкость, подводимая в торцовые камеры основного золотника или отводимая из них, дросселируется и, следовательно, ограничивается время переключения основного золотника.

В показанном положении дросселируется подводимый поток рабочей жидкости, а отводимый поток свободно проходит через обратный клапан.

Для простых случаев применения время переключения может ограничиваться путем установки демпферов в канале управления.

### 2.2.4.2. Настройка хода

За счет ограничения хода основного золотника возможно грубое дросселирование потока в каждом из направлений движения.



Рои. 11.30. *Настройка хода основного золотника*

### 2.2.4.3. Контроль конечного положения

В ряде случаев в целях безопасности требуется надежный контроль положения основного золотника. В этом случае применяются контактные или бесконтактные конечные выключатели для контроля крайних позиций основного золотника (Рис. 11.31).

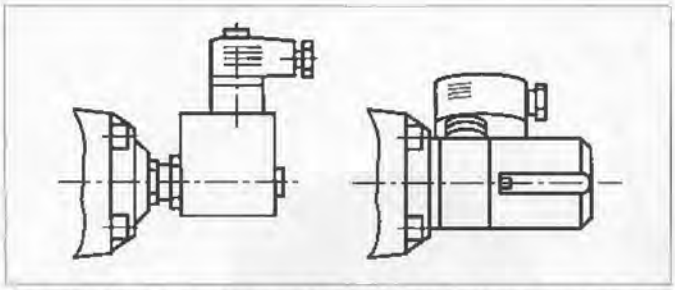


Рис. 11.31. *Электронный или путевой контроль: слева – индуктивный бесконтактный выключатель, справа – механический контактный выключатель*

Существует простая возможность визуального наблюдения за положением основного золотника через встроенное «смотровое окошко».

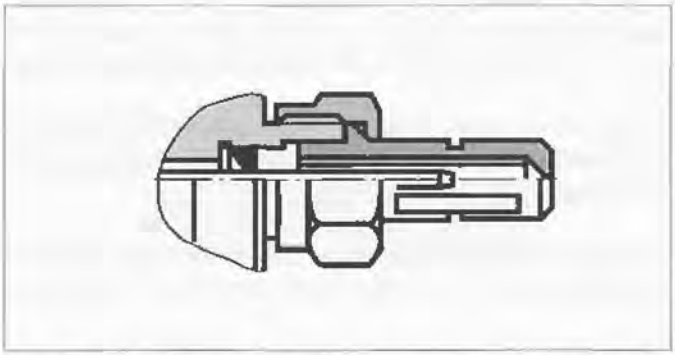


Рис. 11.33. *Контроль конечного положения с помощью «смотрового окошка» из прозрачного материала*

## 2.3. Герметичные золотниковые гидрораспределители

Основным преимуществом специального исполнения гидрораспределителя является наличие специальных уплотнений между золотником и отверстием, в которое он установлен. Возникающие при этом дополнительные силы трения должны компенсироваться путем повышения перестановочных усилий.

В принципе, эта модель может иметь или прямое (обычно ручное), или электрогидравлическое управление (Рис. 11.32). В качестве пилота может использоваться как обычный, так и седельный гидрораспределитель (см. раздел 4).

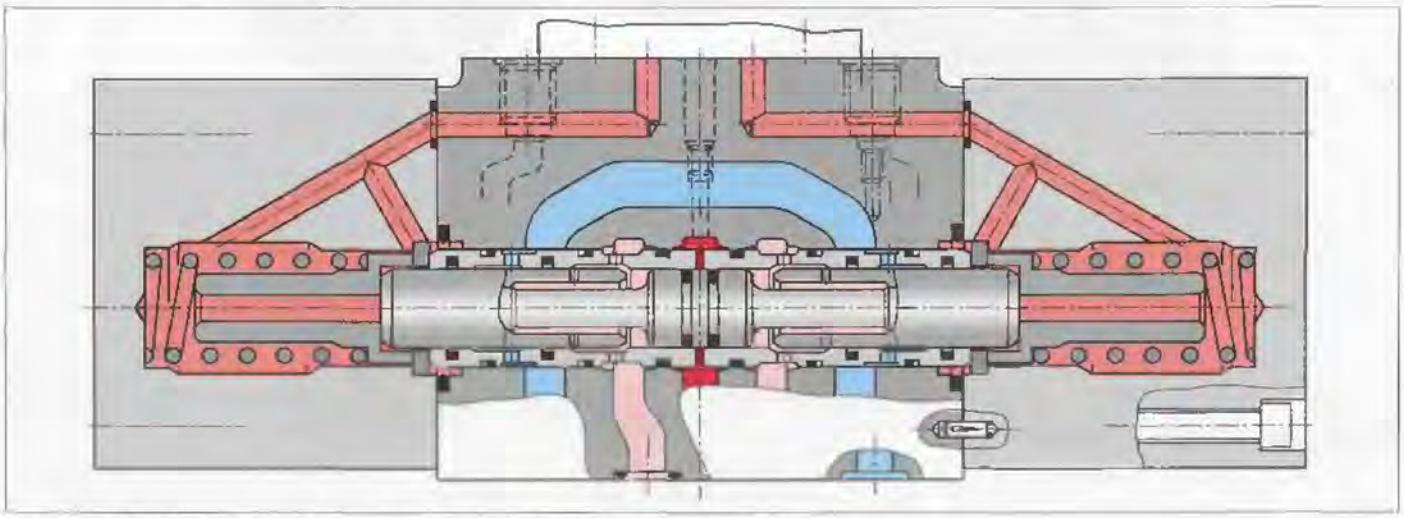


Рис. 11.32. *Герметичный золотниковый гидрораспределитель*

## 3. Поворотные гидрораспределители (краны)

Краны (Рис. 11.34) довольно часто использовались в прошлом для рабочих давлений до 70 бар. Повышение рабочих давлений постепенно вытеснило этот конструктивный вариант на второй план из-за сложности выравнивания действующих нагрузок и, следовательно, необходимости больших перестановочных усилий.

Кроме того, здесь очень сложно реализовать электроуправление, необходимое для автоматизации оборудования.

За исключением некоторых специальных исполнений краны в настоящее время применяются мало.

На рис. 11.34 показан 3/2 кран. Соединения каналов здесь реализуются через специальные продольные канавки, выполненные на поверхности поворотной оправки. Нетрудно видеть, что односторонняя нагрузка давлением прижимает оправку к стенке корпуса.

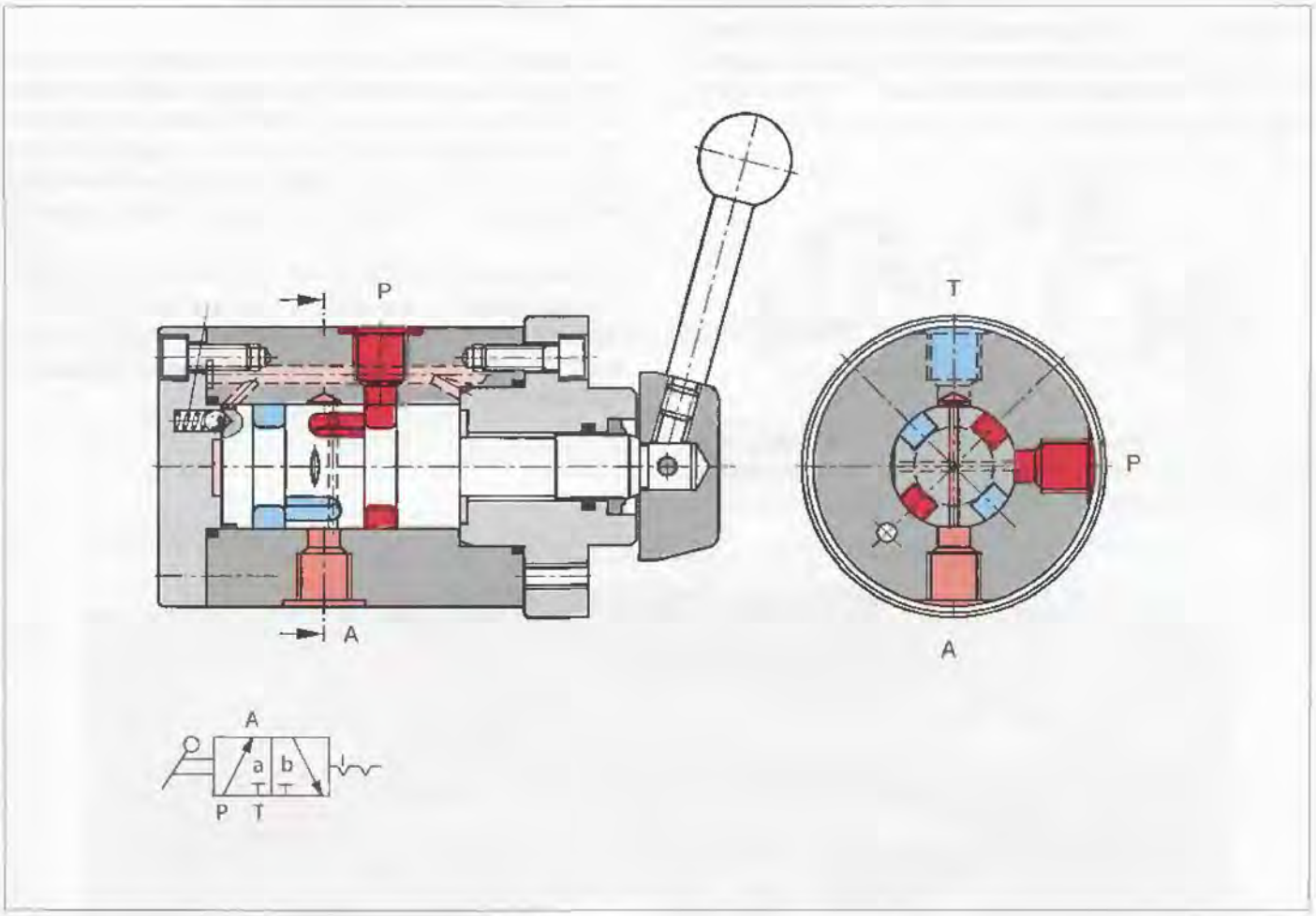



Рис. 11.34. *3/2 кран с фиксатором*

## 4. Седельные гидрораспределители

В седельных гидрораспределителях в качестве запорных элементов используются герметично подогнанные шарики, конусы или плоские диски (Рис. 11.35). Увеличение рабочего давления приводит к повышению герметичности соединения.

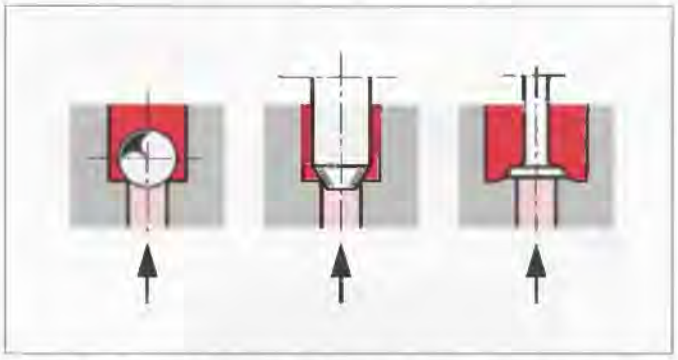


Рис. 11.35. *Запорные элементы: шарик (слева), конус (в центре) или плоский диск (справа)*

Основными особенностями седельных гидрораспределителей являются:

- Отсутствие утечек
- Долговечность, т.к. нет потока утечки и дросселирующих зазоров, которые могут изменяться
- Обеспечение функции изоляции без специальных средств
- Могут использоваться для максимальных давлений, так как не происходит гидравлического защемления (деформаций под действием давления) и утечек на запорном элементе
- Большие потери давления из-за малого хода
- Провалы давления во время переключения из-за наличия отрицательного перекрытия (одновременное соединение насоса, гидродвигателя и бака). В разделе 4.1 приведена возможность исключения этого дефекта.
- Потеря эксплуатационного качества из-за неполного выравнивания давления по оси запорного элемента.

Седельные гидрораспределители могут иметь прямое или непрямое управление, причем выбор типа управления зависит главным образом от требуемой величины перестановочного усилия и диаметра условного прохода.

### 4.1. Седельные гидрораспределители прямого управления

В этих гидрораспределителях запорные элементы перемещаются напрямую от механически действующего устройства.

В связи с наличием больших статических и динамических сил из-за воздействия давления и потока диаметры условных проходов седельных гидрораспределителей прямого управления, как правило, не превышают $D_y \leq 10$ мм. Данное ограничение соответствует расходу примерно 36 л/мин при рабочем давлении 630 бар и действительно прежде всего для электроуправляемых аппаратов.

Разумеется, можно было бы сделать гидрораспределители с большими условными проходами, однако это требует значительного увеличения размеров электромагнитов и связано также с неконтролируемыми пиками давлений.

Принцип работы наиболее распространенных электроуправляемых моделей описан ниже.

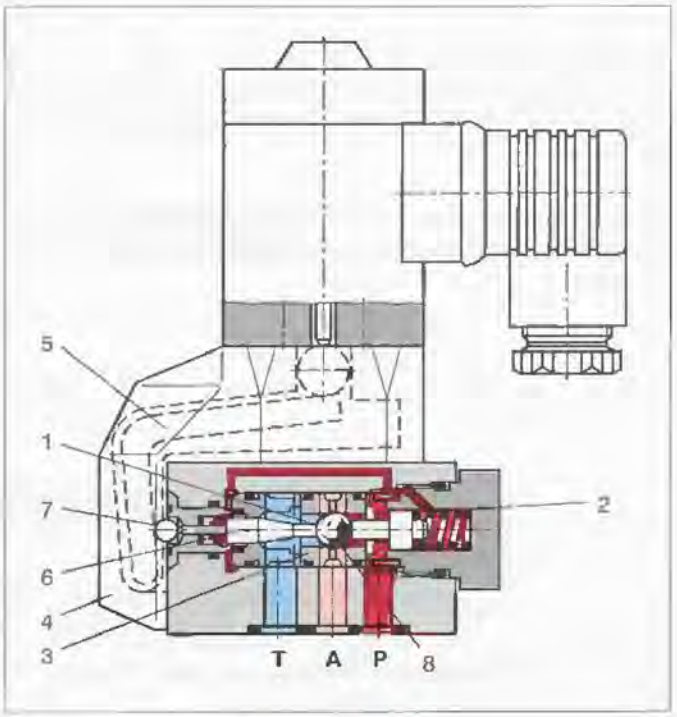



Рис. 11.36. *3/2 электроуправляемый седельный гидрораспределитель с шариком в качестве запорного элемента*

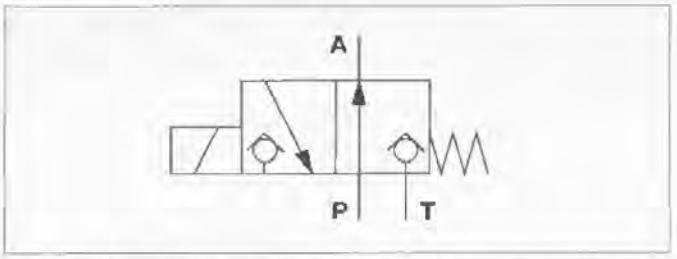



Рис. 11.37. *Условное обозначение гидрораспределителя, показанного на Рис. 11.36*

В начальной позиции запорный элемент — шарик (*1*) с помощью пружины (*2*) смещается влево и прижимается к седлу (*3*) (Рис. 11.36).

В начальной позиции открыто соединение *P – A* и перекрыта линия *T*. Переключение запорного элемента производится электромагнитом. Через рычаг (*5*), находящийся в корпусе (*4*), шарик (*7*) и толкатель (*6*) усилие электромагнита передается на запорный элемент. В результате он смещается вправо, преодолевая усилие пружины (*2*), и прижимается к седлу (*8*). Теперь линия *P* заперта и открыто соединение *A – T*. Толкатель (*6*) уплотнен в обоих направлениях, причем камера между уплотнениями соединена с линией *P*. Это позволяет уравновесить осевые усилия, действующие на запорный элемент, и разгрузить седло от больших нагрузок, что способствует также снижению перестановочного усилия.

В процессе переключения все гидролинии кратковременно соединяются друг с другом (отрицательное перекрытие).

Большое количество схемных вариантов, как для золотниковых гидрораспределителей, невозможно из-за специфической конструкции седельных аппаратов.

Если требуется изменить схему соединений, возможно использование варианта с двумя шариками (Рис. 11.39).

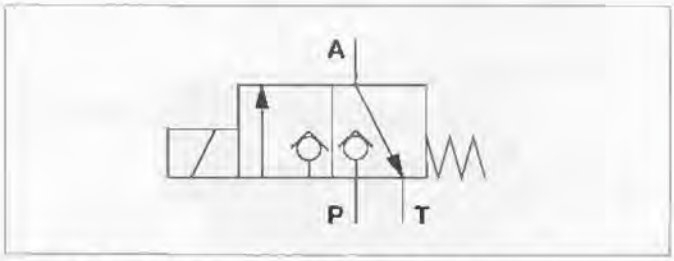



Рис. 11.38. *Условное обозначение гидрораспределителя, показанного на Рис. 11.39*

Для гидрораспределителей с двумя шариками в исходном положении соединены линии *A–T*, а линия *P* перекрыта. Пружина прижимает правый шарик в линии *P* к седлу. В позиции после переключения правый шарик отходит от седла, а левый — прижимается к седлу.

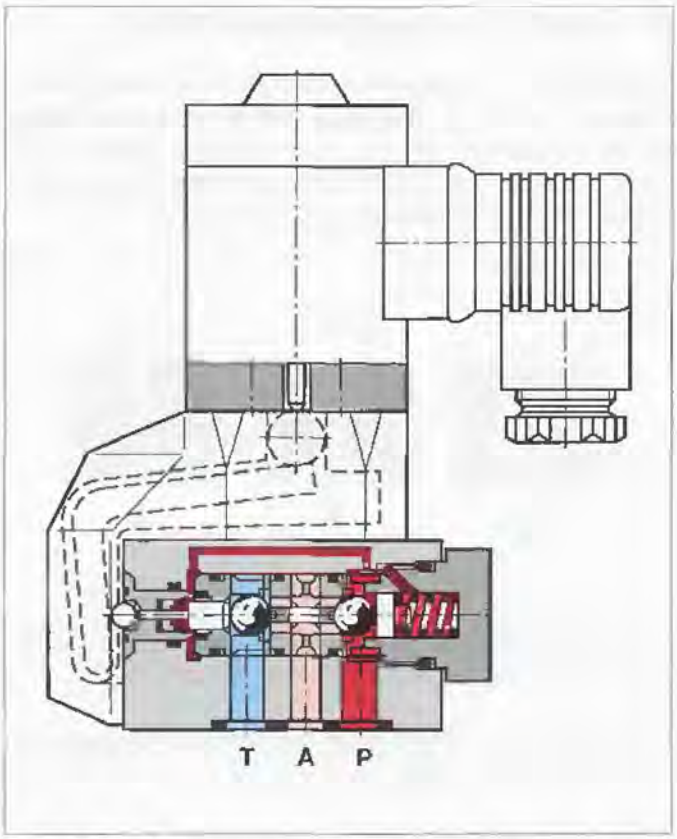



Рис. 11.39. *3/2 электроуправляемый седельный гидрораспределитель в двухшариковом исполнении*

При использовании промежуточного модульного элемента (так называемой Плюс 1 пластины) 3/2 седельный гидрораспределитель может быть преобразован в аппарат 4/2. Принцип действия поясняется на схематичном изображении (Рис. 11.40 и 11.41).

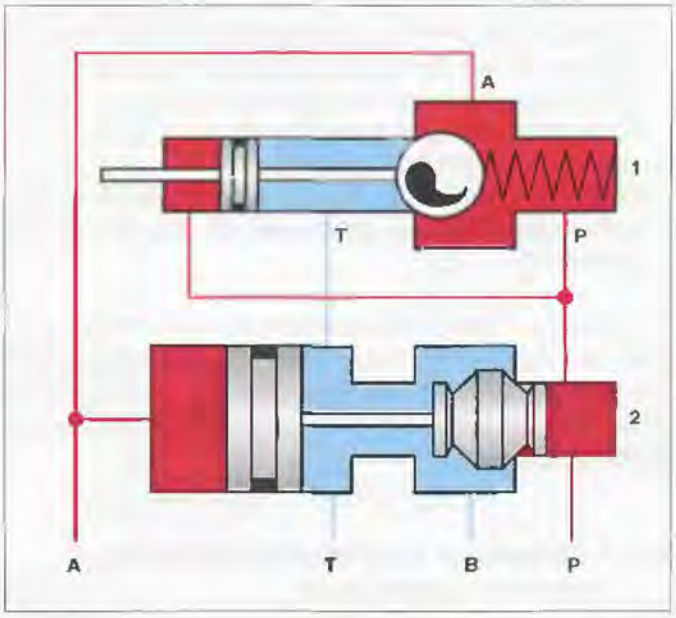



Рис. 11.40. *Принцип действия 4/2 седельного гидрораспределителя в исходной позиции*

Верхняя часть (*1*) представляет из себя 3/2 седельный гидрораспределитель (Рис. **11**.36), а нижняя (*2*) — Плюс 1 пластину. В начальной позиции шарик верхней части (*1*) прижат к седлу. Открыто соединение *P* – *A*. Из линии *A* через управляющий канал рабочая жидкость поступает к поршню клапана (*2*). Поскольку площадь поршня больше, чем площадь правого уплотнительного элемента, последний смещается вправо и садится на седло. Теперь линия *B*, имеющаяся в промежуточной пластине, соединена с линией *T*, а линия *P* заперта.

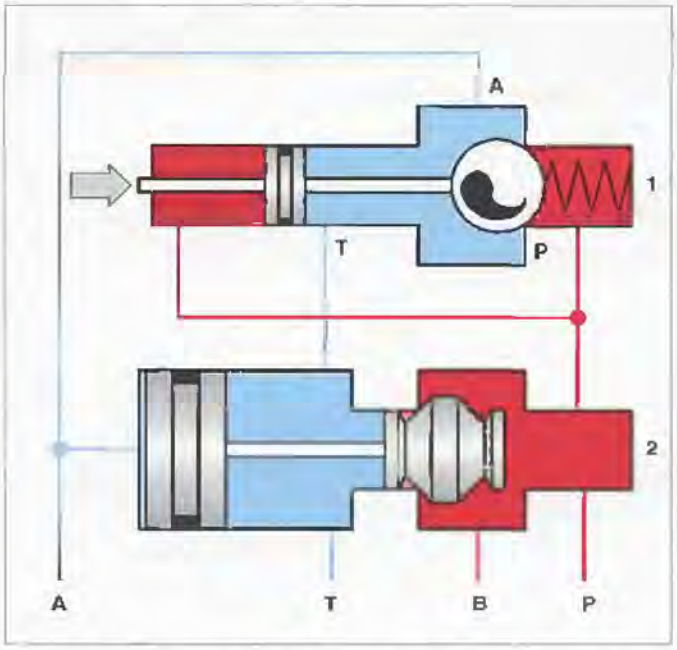



Рис. 11.41. *Принцип действия 4/2 седельного гидрораспределителя в позиции после переключения*

При срабатывании 3/2 седельного гидрораспределителя (*1*) запирается линия *P* и соединяются линии *A* – *T*. Одновременно камера под большим поршнем соединяется с линией *T*. Давлением в линии *P* уплотнительный элемент смещается влево и запирает соединение *B* – *T*. Теперь реализуются соединение *B* – *P* и *A* – *T*.

Уплотнительный элемент Плюс **1** пластины имеет положительное перекрытие.

Для исключения усиления давления в дифференциальных гидроцилиндрах штоковую полость можно связать с линией *A*.

## 4.2. Седельные гидрораспределители с управлением от пилота

В этих гидрораспределителях в качестве пилотов используются электроуправляемые седельные гидрораспределители небольших условных проходов.

### 4.2.1. Седельные гидрораспределители 3/2 (трехлинейные, двухпозиционные) с управлением от пилота

Седельный гидрораспределитель 3/2 с управлением от пилота показан на Рис. 11.42, а реализуемая им функция — на Рис. 11.43.

В исходной позиции к управляющему поршню (*2*) через пилот (*1*) подводится давление. Поскольку площадь поршня (*2*) больше площади запорного элемента (*3*), последний прижимается к седлу, запирая линию *P* и соединяя линии *A* – *T*.

При включении электромагнита пилота (*1*) торцовая камера (*4*) соединяется с линией *T*. Давлением в напорной линии запорный элемент (*3*) поднимается вверх и садится на верхнее седло, отключая линию *A* от линии *T* и соединяя ее с линией *P*.

Поскольку основная секция гидрораспределителя имеет положительное перекрытие (втулка *5*), во время переключения линии *P*, *A* и *T* заперты.

Для переключения требуется минимальное давление в напорной линии, поскольку реализован внутренний подвод управления к пилоту.

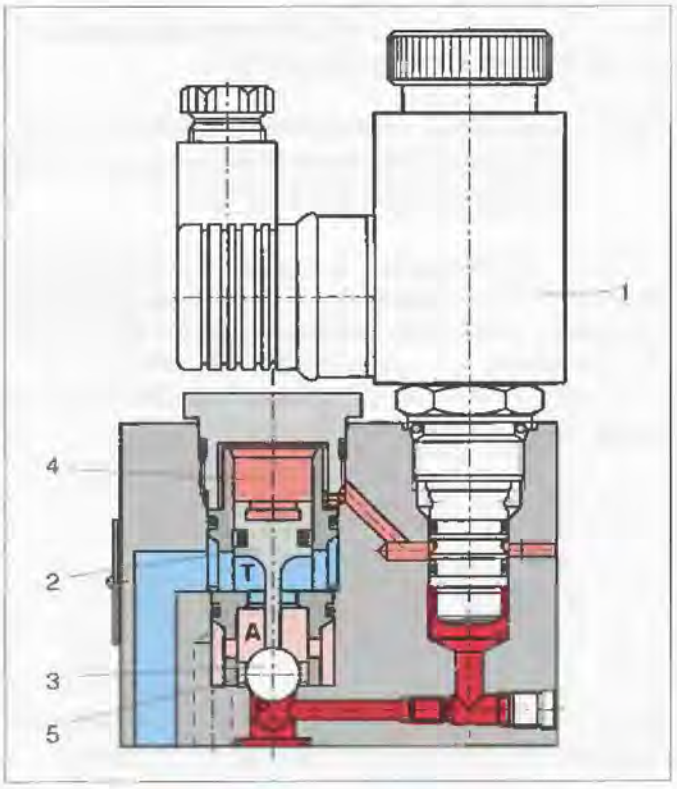



Рис. 11.42. *3/2 седельный гидрораспределитель с управлением от пилота*

За счет добавления Плюс 1 пластины функцию 3/2 можно довести до функции 4/2 (см. раздел 4.1).

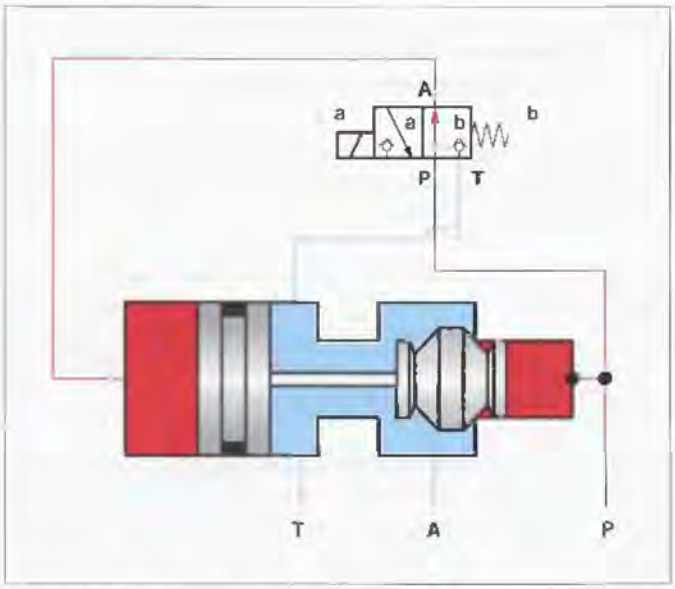



Рис. 11.43. *Принцип действия 3/2 седельного гидрораспределителя с управлением от пилота ( с электрогидравлическим управлением)*

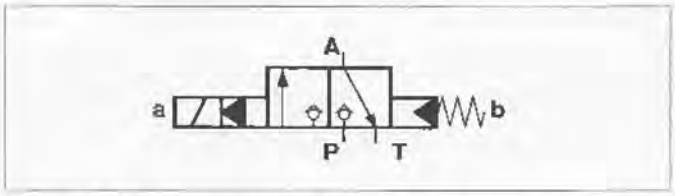



Рис. 11.44. *Условное обозначение гидрораспределителя, показанного на Рис. 11.43*

### 4.2.2. Седельные гидрораспределители 4/3 (четырехлинейные, трехпозиционные) с управлением от пилота

На Рис. 11.46 показан 4/3 седельный гидрораспределитель с управлением от пилота в начальной или нулевой позиции (действие см. также на Рис. 11.45). Двухлинейные вставные (картридж) клапаны (*1*, *2*, *3* и *4*) удерживаются пружинами в закрытом положении в результате компенсации давления.

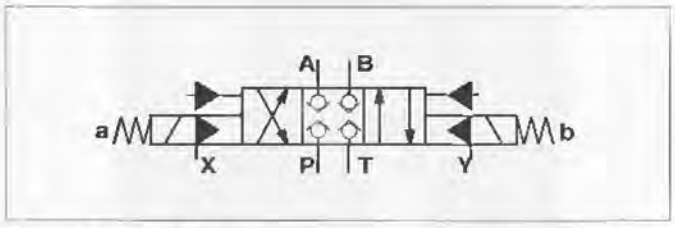



Рис. 11.45. *4/3 электрогидравлический седельный гидрораспределитель с управлением от пилота*

Позиция «*b*» (соединения *P* – *A* и *B* – *T*) достигается за счет включения электромагнита пилота I. В результате камеры управления вставных клапанов (*1*) и (*3*) разгружаются от давления и эти клапаны открываются. Остальные вставные клапаны заперты. При выключении электромагнита пилота I снова устанавливается нулевая позиция.

Аналогично устанавливается позиция «*a*» (*P* – *B* и *A* – *T*) путем включения электромагнита пилота II, вызывающего открывание вставных клапанов (*2*) и (*4*).

Давление управления подводится в пилоты I и II через гидролинию (*5*), причем возможно внутреннее или наружное питание.

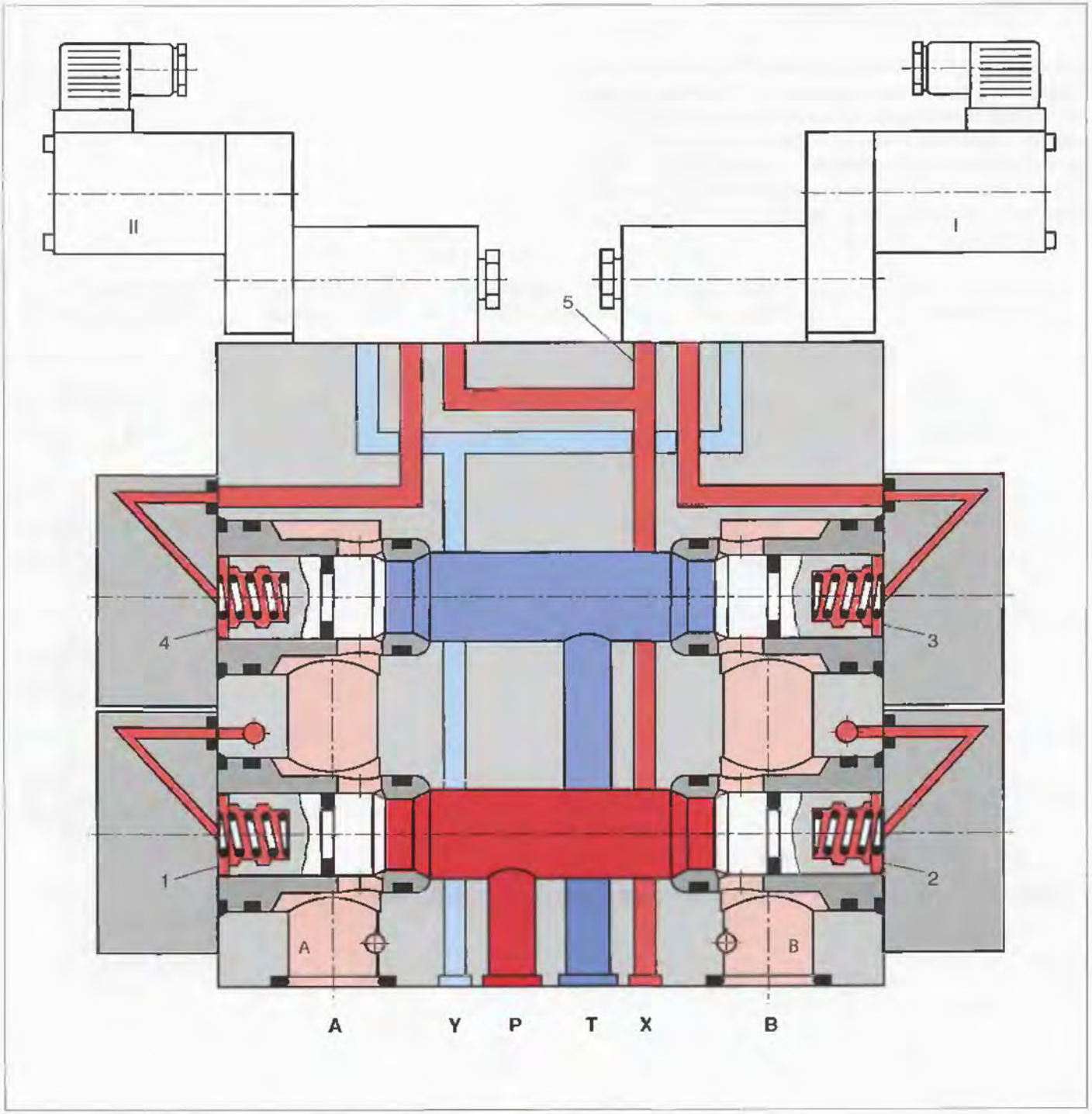



Рис. 11.46. *4/3 седельный гидрораспределитель с управлением от пилота (электрогидравлическим управлением)*

## 4.3. Условные обозначения

Условные обозначения по стандарту DIN ISO 1219 не позволяют указать существенные отличия между гидрораспределителями золотникового и седельного типов. На практике оказалось целесообразным приводить различные обозначения. Как показано в таблице 11.2, запорные элементы седельных гидрораспределителей изображаются как обратные клапаны.

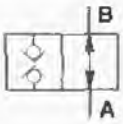
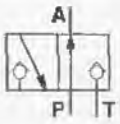
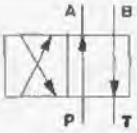
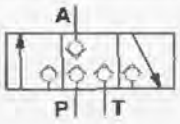
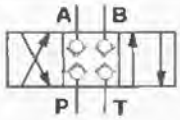
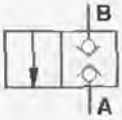
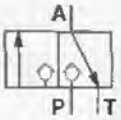
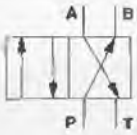
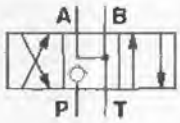
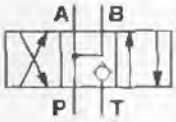
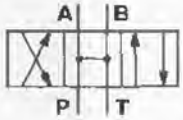
| Двухпозиционные, двухлинейные | Двухпозиционные, трехлинейные | Двухпозиционные, четырехлинейные | Трехпозиционные, трехлинейные | Трехпозиционные, четырехлинейные |
|---|---|---|---|---|
| U   | C   | D   | E   | E   |
| C   | U   | Y   | H   | J   |
| | | | | M   |
| | | | | H   |

Таблица 11.2. *Условные обозначения седельных гидрораспределителей*

## 5. Сравнение золотниковых и седельных гидрораспределителей

| | Золотниковые гидрораспределители | Седельные гидрораспределители |
|---|---|---|
| **Действие** | В корпусе с центральным осевым отверстием на определенном расстоянии выполнены радиальные каналы. Эти каналы выведены наружу и образуют гидролинии подключения. В осевом отверстии расположен золотник с кольцевыми канавками, который устанавливается в определенные позиции управляющим устройством (например, электромагнитом) таким образом, что каналы могут изолироваться или соединяться друг с другом через кольцевые канавки. | В корпусе имеет один или более запорных элементов, выполненных в виде шариков или конусов. Эти элементы автоматически прижимаются к седлам пружинами и отжимаются от седел плунжерами. Каналы для рабочей жидкости расположены перед и после запорного элемента. Поток всегда движется от запорного элемента к седлу. Это единственный путь управления потоком (прерывания или пропускания). В противоположном направлении присутствует эффект обратного клапана, и поток всегда проходит независимо от рабочей позиции. |
| **Особенности конструкции** | Очень простая конструкция. Особенно предпочтителен для сложных исполнений по гидросхемам. Четкое срабатывание. Хорошее уравновешивание давления, длительный срок службы. По отношению к размерам золотника открываются большие окна для прохода рабочей жидкости и, следовательно, имеются незначительные потери давления. Обычно направление потока переменное и нет предела схемным вариантам. | Простая и естественная конструкция для 2/2 и 3/2 исполнений. Схема 4/3 возможна лишь при усложнении конструкции, которое требует больших усилий. Направление потока определенное. Насос и гидродвигатель должны всегда быть присоединены к заранее определенным линиям во избежание нарушения условий управления. |
| **Герметичность** | Из-за наличия диаметрального зазора между корпусом и золотником всегда имеются утечки из линий высокого давления в линии низкого давления. Герметичное уплотнение перекрытия возможно только с помощью дополнительных устройств (гидрозамков) или в специальных конструкциях (см. раздел 2.3). Плохо подходит для зажимных механизмов. | Места контакта между запорным элементом и седлом герметичны, что идеально для гидравлических зажимных и фиксирующих механизмов. |
| **Чувствительность к засорению** | Не очень чувствителен к большим частицам загрязнений, благодаря большим проходным сечениям для потока. Чувствителен к микроскопическим частицам, которые вместе с утечкой проходят в диаметральный зазор и могут вызвать заклинивание золотника особенно при больших давлениях. | Не очень чувствителен к микроскопическим частицам. Однако существует опасность попадания больших частиц между запорным элементом и седлом. Такие загрязнения имеют место, когда устанавливаются недостаточно чистые трубы, или при плохой очистке гидросистемы. Поскольку зазоров не существует, жесткое заклинивание, как в золотниковых гидрораспределителях, не происходит. |
| **Допустимые рабочие давления** | В зависимости от конструкции и материала корпуса возможно давление до 350 бар. Использование гидрораспределителей с небольшими условными проходами для больших давлений и незначительных потоков в зажимных и фиксирующих механизмах не очень приемлемо, так как процент потерь из-за утечки может быть большим. | В зависимости от конструкции до 1000 бар. |

Таблица 11.3. *Сравнение золотниковых и седельных гидрораспределителей*

## 6. Рекомендации по выбору размера гидрораспределителя

Необходимые для выбора гидрораспределителя параметры проектировщик может найти в каталогах.

### 6.1. Предел динамической характеристики

Предел динамической характеристики (максимально допустимый расход при заданном рабочем давлении) гидрораспределителя определяется в зависимости от:

- Диаметра условного прохода гидрораспределителя ($D_y$)
- Типа управления (для электроуправления необходимо также принимать во внимание тип электромагнита: постоянного или переменного тока, взрывозащищенный, специальный)
- Исполнения по гидросхеме
- Направления потока в определенных гидролиниях
- Способа переключения (механизмом управления или возвратной пружиной)
- Частоты для электромагнитов переменного тока.

Предел динамической характеристики для выбираемых гидрораспределителей приводится в каталогах в виде кривых $p - Q$ в зависимости от исполнения по гидросхеме (Рис. 11.47).

Из Рис. 11.47 можно видеть, что исполнение (*1*) по гидросхеме способно пропускать расход до 95 л/мин при давлении 250 бар, а исполнение (*2*) — только 50 л/мин при давлении 200 бар.

Приведенные в каталоге пределы динамической характеристики справедливы только для двух направлений потока, например $P - A$ и одновременно $B - T$.

Реверс потока или перекрытие гидролиний могут привести к большим потерям эксплуатационного качества из-за сил потока, действующих в различных исполнениях по гидросхеме.

В подобных случаях требуется консультация у производителей.

В гидрораспределителях седельного типа изменение направления потока недопустимо.

Измерение предела динамической характеристики производится в соответствии со стандартом ISO DIN 6403.

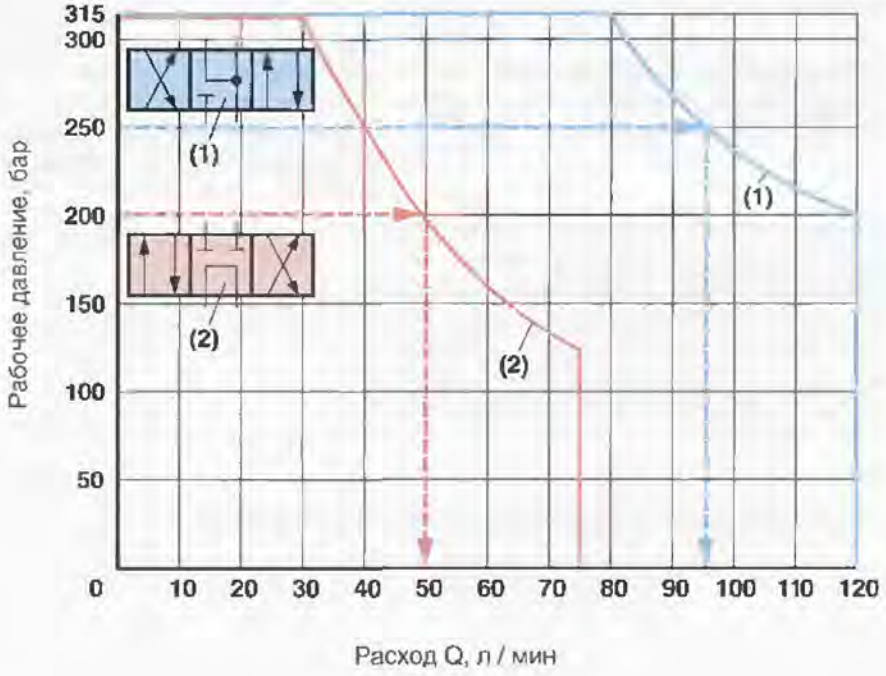
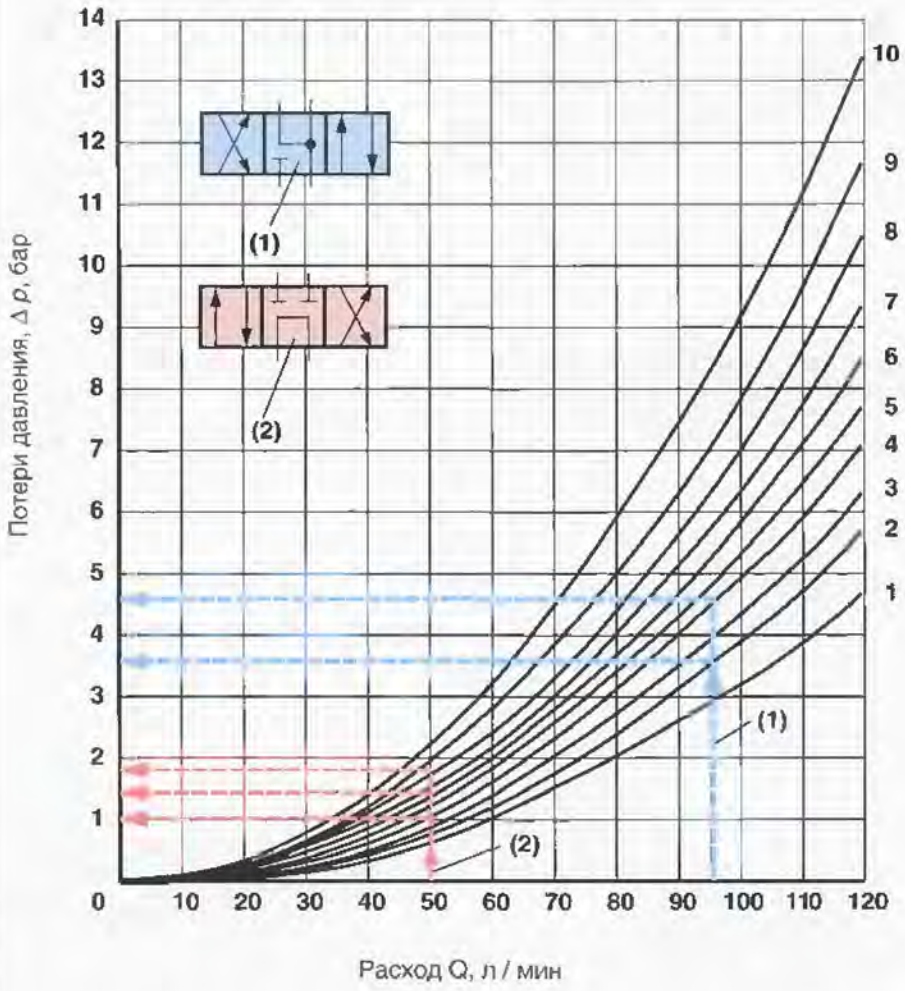



Рис. 11.47. *Пример определения предела динамической характеристики для 4/3 гидрораспределителя по каталожным данным*

## 6.2. Потери давления в гидрораспределителях

Характеристические кривые в каталогах (Рис. 11.48) учитывают только потери давления в гидрораспределителе. Потери давления в монтажной плите и соединительных линиях должны прибавляться к этим значениям.

Потери давления $\Delta p$ в гидрораспределителе для исполнения (*1*) по гидросхеме при расходе $Q$ = = 95 л/мин и направлении потока *P – A* составляют 3,8 бар, а при направлении *B – T* – 4,6 бар. Аналогичные потери имеют место также для потоков *P – B* и *A – T*. Для исполнения (*2*) по гидросхеме при расходе $Q$ = 50 л/мин и направлении потока *P – A* или *P – B* потери давления равны 1 бар, при направлении *A – T* – 1,5 бар и направлении *B – T* – 1,8 бар.




| Схема | Направление потока | | | |
|---|---|---|---|---|
| | P → A | P → B | A → T | B → T |
| (1) | 4 | 4 | – | – |
| | 4 | 4 | 5 | 6 |
| | 6 | 6 | 7 | 7 |
| | 2 | 2 | 5 | 5 |
| | 1 | 1 | 6 | 5 |
| | 4 | 4 | 7 | 8 |
| | 2 | 2 | 7 | 8 |
| | 2 | 2 | 4 | 4 |
| | 3 | 3 | 4 | 6 |
| | 2 | 2 | 5 | 6 |
| | 1 | 3 | 6 | 7 |
| (2) | 2 | 3 | 2 | 4 |
| | 4 | 7 | 5 | – |
| | 4 | 4 | 7 | 8 |
| | 3 | 3 | 4 | 4 |
| | 3 | 3 | 5 | 6 |
| Средняя позиция | | P → B | A → T | B → T |
| (2) | | 9 | 8 | 9 |
| | | – | – | 10 |
| | | – | – | 4 |

Рис. 11.48. *Пример отображения $\Delta p$ – Q характеристических кривых 4/3 гидрораспределителей в каталогах*

**Заметки**

Глава 12

# Клапаны, регулирующие давление

## 1. Введение

Клапаны, регулирующие давление, – это гидроаппараты, оказывающие заранее заданным образом влияние на рабочее давление в гидросистеме или ее части. Это достигается за счет изменения дросселирующего проходного сечения на управляющих кромках. Регулирующие давление клапаны имеют две позиции. Изменение давления происходит внезапно (путем переключения) или постепенно (управляемо) за счет воздействия одного или нескольких давлений на одну или более поверхностей запорного элемента, нагруженного одной или несколькими пружинами.

Клапаны, регулирующие давление, имеют следующие конструктивные исполнения:

1. В зависимости от уплотнения запорного элемента – золотниковое или седельное.
2. В зависимости от типа управления – прямого или непрямого действия.
3. В зависимости от способа монтажа:
   - Резьбового монтажа
   - Стыкового монтажа
   - Модульного монтажа
   - Ввертного монтажа
   - Вставного монтажа.

Клапаны, регулирующие давление, разделяются на функциональные группы, указанные на Рис. 12.1.


Рис. 12.1. *Подразделение клапанов, регулирующих давление, на группы в зависимости от выполняемых функций*

## 2. Предохранительные клапаны

### 2.1. Назначение

Предохранительные клапаны применяются в гидросистемах для ограничения рабочего давления до определенной, заранее заданной величины. Если желаемое давление достигнуто, предохранительный клапан перепускает часть потока (разность между подачей насоса и расходом, поступающим в гидродвигатель) из напорной линии гидросистемы в бак.

На Рис. 12.2 показана схема с предохранительным клапаном. Предохранительные клапаны всегда устанавливаются в ответвлении. В соответствии с выполняемой задачей предохранительные клапаны также называются клапанами безопасности.

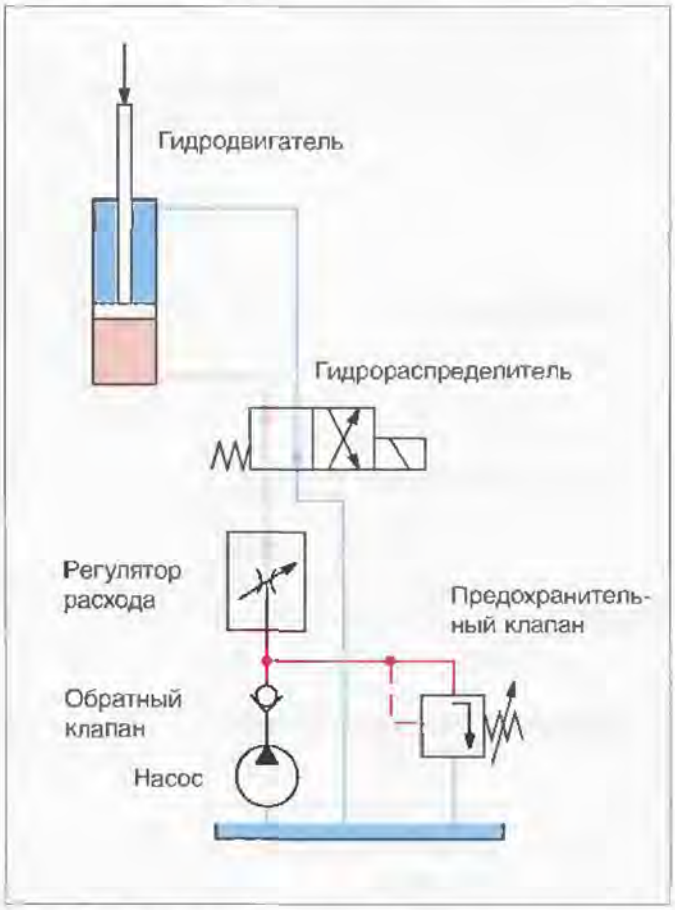



Рис. 12.2. *Типовая схема установки предохранительного клапана*

### 2.2. Принцип действия

Основным принципом работы всех предохранительных клапанов является воздействие давления на определенную поверхность запорного элемента, который нагружен противодействующим усилием (Рис. 12.3).

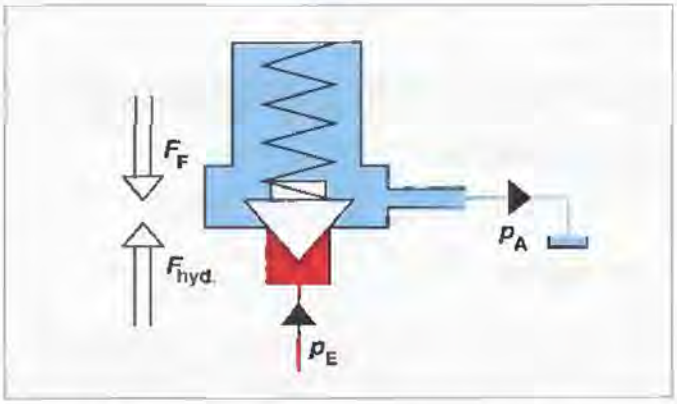



Рис. 12.3. *Принцип работы предохранительного клапана седельного типа*

Входное давление нагружает запорный элемент гидравлической силой.

$$F_{hyd} = p_E \cdot A \leq F_F + (p_A \cdot A) \quad (1)$$

$p_E$ – давление на входе
$p_A$ – выходное давление (также давление в баке в процессе разгрузки)
$A$ – площадь уплотняемой поверхности.

Усилие предварительного натяжения пружины $F_F$ действует в направлении закрытия проходного сечения. Пружинная камера соединена с баком.

Пока прижимающая сила пружины больше гидравлической силы запорный элемент прижимается к седлу. Когда гидравлическая сила превышает силу $F_F$, запорный элемент, сжимая пружину, отходит от седла и открывает проходное сечение для прохода избытка рабочей жидкости в бак. Когда жидкость проходит через предохранительный клапан, ее энергия преобразуется в тепло.

$$W = \Delta p \cdot Q \cdot t \quad (2)$$

$\Delta p$ – перепад давлений
$Q$ – расход рабочей жидкости
$t$ – время.

Если, например, гидродвигатель не потребляет рабочую жидкость, через клапан проходит вся рабочая жидкость, подаваемая насосом. Следовательно клапан открывается настолько, чтобы было обеспечено равновесие между гидравлической и пружинной силами на запорном элементе. Величина проходного сечения изменяется постоянно при изменении потока до тех пор, пока не будет достигнута соответствующая величина (предельная характеристика). При этом давление, установленное предварительным натяжением пружины, не будет превышено.

Для принципа действия несущественно, в каком варианте будет выполнен клапан: в седельном или золотниковом.

Кроме хорошей герметичности седельный клапан, показанный на Рис. 12.3, имеет высокое быстродействие. Это достигается за счет того, что уже при минимальном ходе могут проходить сравнительно большие потоки рабочей жидкости.

С другой стороны, клапан золотникового типа (Рис. 12.4) позволяет тонко регулировать малые потоки за счет специальных канавок (усиков), выполненных на золотнике.

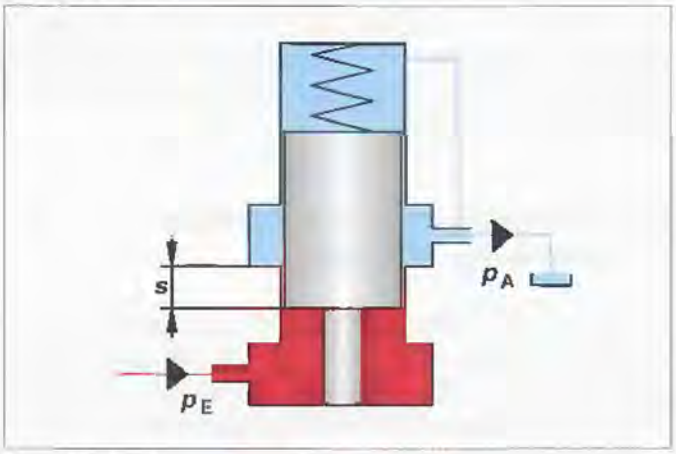



Рис. 12.4. *Принцип работы предохранительного клапана золотникового типа*

Управляющий золотник имеет измерительный элемент (торцовую поверхность) и регулирующие средства (канавки на поверхности золотника). В закрытом положении через диаметральный зазор между золотником и корпусом постоянно проходит поток утечки из напорной линии в сливную. В части быстродействия золотниковый клапан уступает седельному, поскольку при быстром увеличении давления для открывания проходного сечения требуется перемещение на определенную величину хода *s* (мертвый ход). При этом возможны пики давления. Величина мертвого хода является определенным компромиссом между герметичностью и быстродействием.

## 2.3. Предохранительные клапаны прямого действия

На Рис. 12.3 показан предохранительный клапан прямого действия. При рассмотрении выше принципа работы анализировались только статические нагрузки.

С точки зрения динамики, мы имеем подпружиненную массу, которая склонна к автоколебаниям. Эти колебания оказывают негативное влияние на давление и должны демпфироваться.

Рис. 12.5. *Предохранительные клапаны прямого действия во ввертном исполнении*

Примеры возможных способов демпфирования показаны на Рис. 12.6:

- демпфирующий поршень и демпфер (*1*) в поршневой камере
- демпфирующий поршень с одной поверхностью (*2*)
- демпфирующий поршень с лыской (*3*).

Демпфирующий поршень жестко связан с запорным элементом. Во время движения поршня жидкость должна продавливаться через малое отверстие или демпфирующую лыску. При этом возникает демпфирующее усилие, действующее против направления движения.

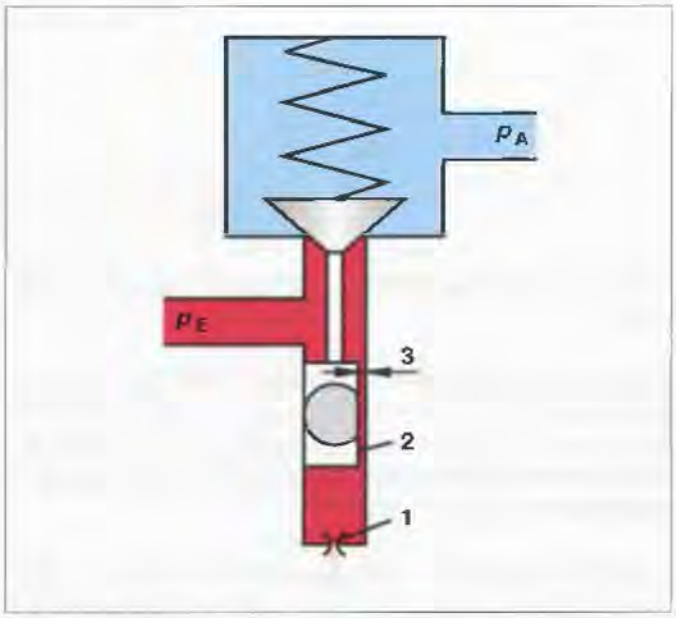



Рис. 12.6. *Возможные варианты демпфирования для предохранительных клапанов прямого действия*

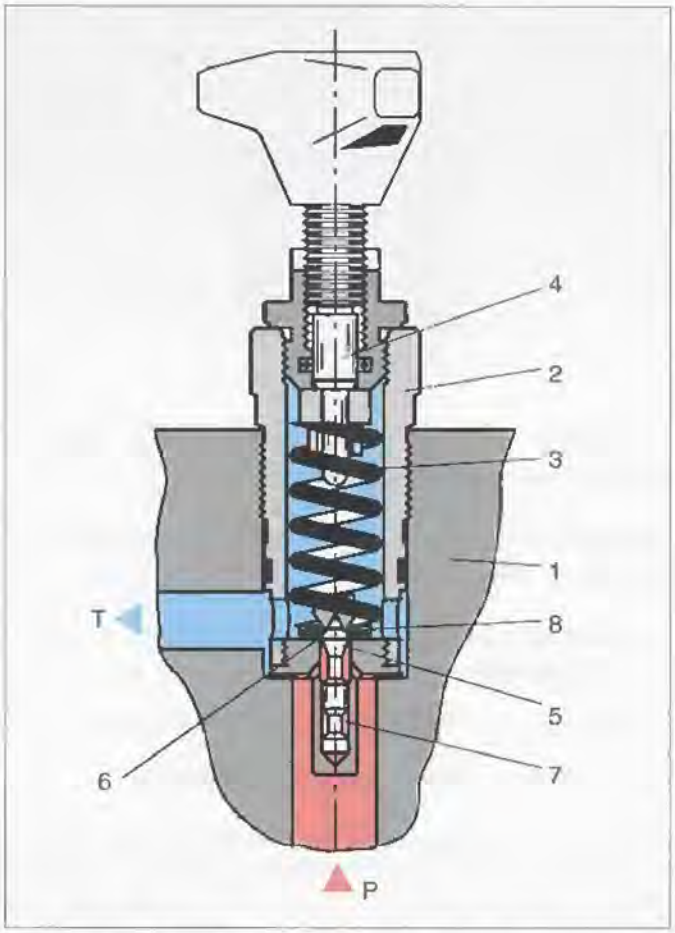



Рис. 12.7. *Предохранительный клапан ввертного монтажа*

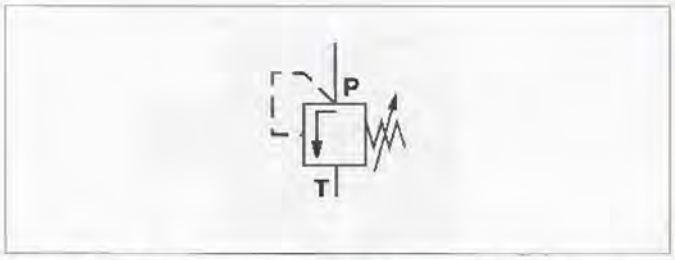



Рис. 12.8. *Предохранительный клапан прямого действия*

Клапан, который ввертывается в корпус или блок управления (*1*) (Рис. 12.7), состоит из втулки (*2*), пружины (*3*), механизма настройки (*4*), а также запорного элемента с демпфирующим поршнем (*5*) и закаленным седлом (*6*).

Пружина прижимает запорный элемент к седлу. Усилие пружины может бесступенчато настраиваться с помощью маховичка. Тем самым настраивается и величина давления. Линия *P* соединена с гидросистемой. Имеющееся в гидросистеме давление воздействует на запорный элемент, и когда он отходит от седла, открывается возможность прохода рабочей жидкости в линию *T*. Ход запорного элемента ограничен отбортовкой в демпфирующей расточке (*7*).

Поскольку при увеличении хода запорного элемента возрастает усилие пружины в соответствии с ее жесткостью, нижняя часть опорной шайбы пружины спрофилирована таким образом, что импульсная сила потока практически компенсирует указанное приращение.

Чтобы обеспечить высокую точность установки давления, его минимальную зависимость от расхода во всем диапазоне настройки и минимальное значение при возрастающем расходе, общий диапазон давлений разделен на поддиапазоны. Каждому из поддиапазонов соответствует определенная характеристика пружины.

## 2.4. Предохранительные клапаны непрямого действия

Возможности использования предохранительных клапанов прямого действия для больших расходов ограничены возрастающими размерами пружины. Площадь проходного сечения и, следовательно, требуемое усилие пружины возрастают пропорционально квадрату диаметра.

Для обеспечения приемлемых габаритных размеров в условиях больших расходов применяются клапаны непрямого действия (Рис. 12.9).

Рис. 12.9. *Предохранительный клапан непрямого действия стыкового монтажа*

## 2.4.1. Предохранительные клапаны непрямого действия стыкового монтажа

Предохранительный клапан непрямого действия стыкового монтажа (Рис. 12.11) в основном состоит из главного клапана (*1*) на основе вставного картриджа с плунжером (*3*) и вспомогательного (пилотного) клапана (*2*), имеющего элемент настройки давления. В качестве пилотного используется предохранительный клапан прямого действия.

Давление в линии *A* действует на плунжер (*3*). Одновременно рабочая жидкость под давлением через линии управления (*6*, *7*) и демпферы (*4*, *5* и *11*) поступает под шарик (*8*) и в верхнюю (пружинную) полость плунжера (*3*). Если давление в линии *A* возрастает до величины, на которую настроена пружина (*9*), шарик (*8*) отходит от седла.

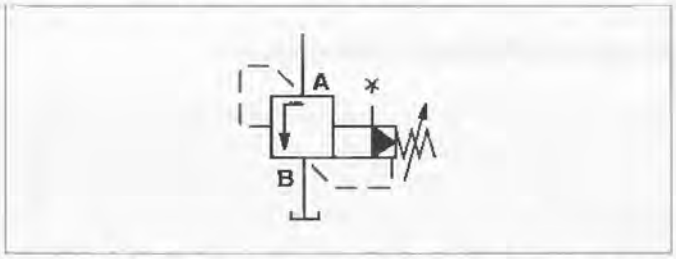



Рис. 12.10. *Предохранительный клапан непрямого действия*

Управляющий поток рабочей жидкости из пружинной полости золотника (*3*) теперь может вытекать через линию управления (*7*), демпфер (*11*) и шарик (*8*) в пружинную камеру (*12*). Отсюда поток сливается в бак через внутреннюю линию управления (*13*) или через наружное отверстие (*14*). Из-за потерь давления в демпферах (*4* и *5*) создается перепад давлений на плунжере (*3*), в результате чего открывается соединение линий *A* – *B*. Поток жидкости проходит из линии *A* в линию *B*, поддерживая в линии *A* установленное давление.

Предохранительный клапан может быть разгружен от давления через линию управления «*X*» (*15*) или переключен на более низкое давление (вторая ступень давления).

Поток управления может выводиться отдельно в бак через отверстие (*14*) при перекрытом отверстии (*16*). В этом случае влияние подпора в линии *B* на настройку давления может быть исключено.

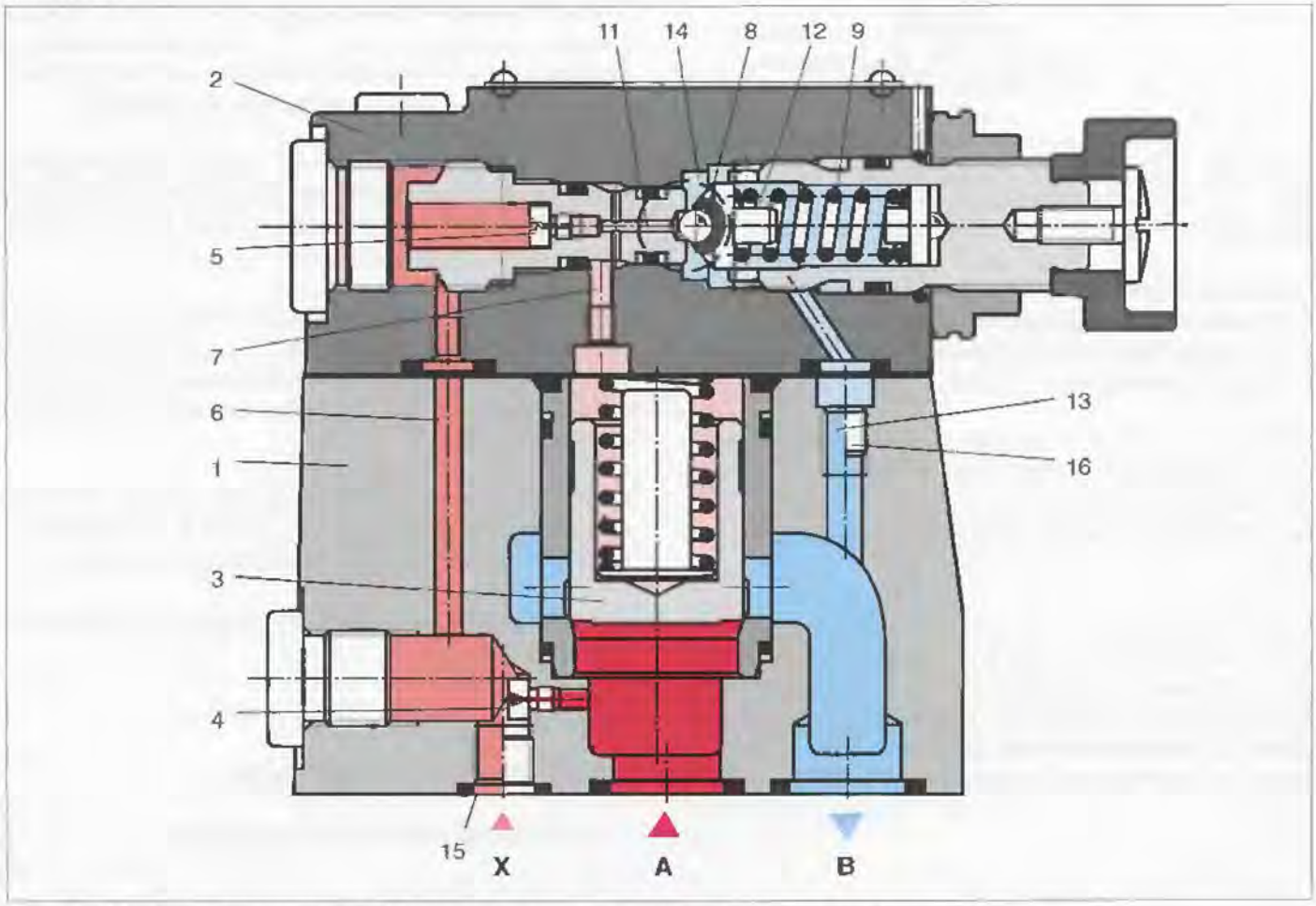



Рис. 12.11. *Предохранительный клапан непрямого действия стыкового монтажа*

## 2.4.2. Предохранительные клапаны непрямого действия с разгрузкой

Разгрузка предохранительного клапана непрямого действия означает, что функция предохранения прекращается, и поток рабочей жидкости проходит через клапан практически свободно.

Одним из типовых примеров является разгруженный запуск насоса.

Свободный проход рабочей жидкости (Рис. 12.13) обеспечивается в случае, если пружинная полость (*1*) плунжера (*5*) свободно соединена с баком (см. также формулу 1).

Работа предохранительного клапана соответствует работе описанного выше клапана непрямого действия (Рис. 12.11).

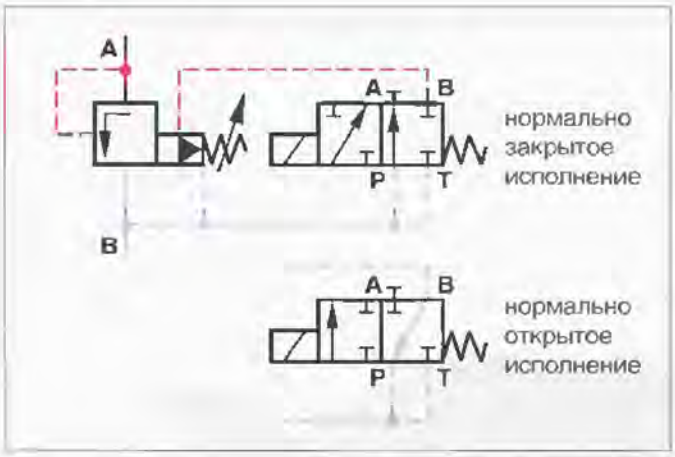



Рис. 12.12. *Предохранительный клапан непрямого действия с гидрораспределителем разгрузки*

Путем объединения предохранительного клапана и гидрораспределителя возможно сравнительно просто осуществлять разгрузку по электрическому сигналу управления (Рис. 12.13).

Когда электромагнит гидрораспределителя (*3*) выключен, отверстие *B*, связанное с пружинной полостью клапана, не соединяется с баком и, следовательно, клапан работает в качестве предохранительного.

Когда электромагнит включен, пружинная камера (*1*) соединяется с линией *T* (*2*) гидрораспределителя, и плунжер (*5*) поднимается со своего седла (*4*). Теперь рабочая жидкость проходит из линии *A* в линию *B* практически без давления (разгрузка), а сопротивление потоку определяется гидросистемой.

Поскольку процесс разгрузки протекает очень быстро, давление в системе быстро падает до минимальной величины. Это сопровождается большими пиками давления и значительными акустическими эффектами.

Для устранения этой проблемы с различным успехом на практике применяются следующие методы:

– специальное профилирование рабочей поверхности плунжера

– регулируемое пилотное управление

– ослабители (аттенюаторы)

– модули демпфирования ударов.

### Модуль демпфирования ударов

Время переключения предохранительного клапана может изменяться за счет использования модуля демпфирования ударов и, следовательно, процесс переключения может проходить более плавно. Работа этого модуля аналогична работе дросселя с отверстием на выходе.

Модуль демпфирования ударов (*6*) (Рис. 12.14) расположен между пилотом (*7*) предохранительного клапана и электроуправляемым гидрораспределителем (*3*), имеющим демпфер (*8*) в линии *B*.

Когда гидрораспределитель закрыт (предохранительная функция), золотник (*9*) рабочим давлением смещается вправо, сжимая пружину (*10*), и соединение *B2-B1* перекрывается.

Когда гидрораспределитель открывается (Рис. 12.15), поток управления из линии *B* гидрораспределителя может поступать в бак, и на дросселирующем отверстии (*8*) поддерживается постоянный перепад давлений.

После некоторой задержки за счет усилия пружины (*10*) открывается соединение *B2-B1* и, следовательно, пики давления в сливной линии устраняются.

Использование модуля демпфирования ударов позволяет:

– исключить зависимость от вязкости

– исключить акустические удары

– значительно понизить пики давления.

Рис. 12.13. *Предохранительный клапан непрямого действия с электроразгрузкой*

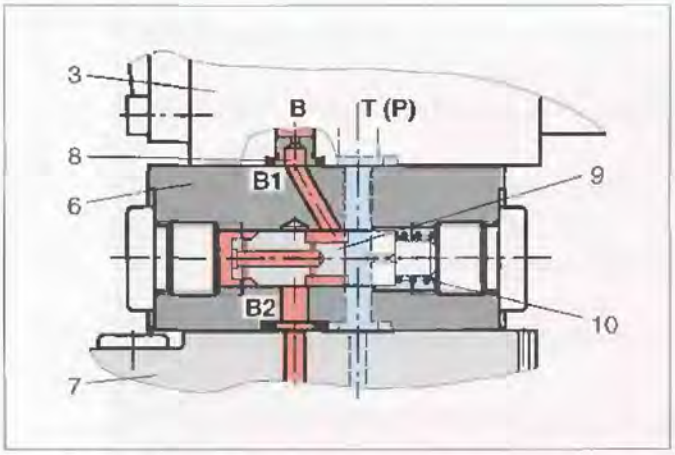



Рис. 12.14. *Модуль демпфирования ударов при закрытом гидрораспределителе*

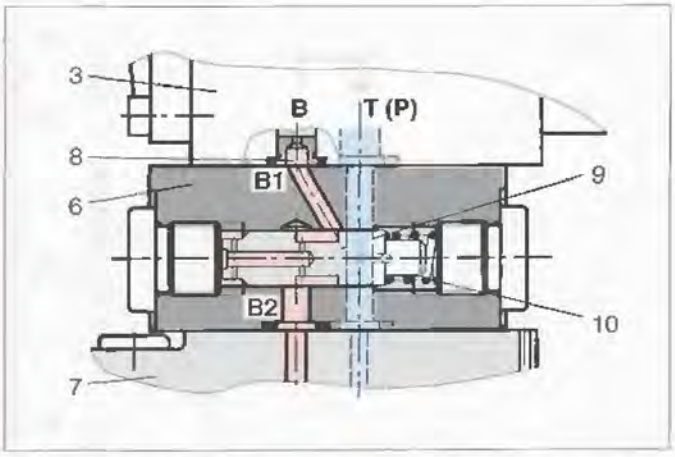



Рис. 12.15. *Модуль демпфирования ударов при открытом гидрораспределителе*

## 2.5. Характеристики клапанов

Качество предохранительных клапанов оценивается по следующим критериям:

– зависимость давления от расхода ($p - Q$ характеристика)

– предел динамической характеристики

– динамическое поведение.

### 2.5.1. Зависимость давления от расхода

Зависимость давления от расхода может быть использована для обзора целого ряда применений предохранительного клапана. Исходным параметром является давление настройки $p_E$ в начале открывания ($Q > 0$).

Характеристики $p - Q$ для предохранительных клапанов прямого и непрямого действия показаны на Рис. 12.16 и 12.17.

Контрольное отклонение $R$ клапанов представлено в виде изменения установленного давления при увеличении расхода или в виде угла наклона характеристической кривой.

$$R = \frac{\Delta p_{El}}{\Delta Q} \text{ или } R = \frac{p_{El/Q} - p_{El\,(Q=0)}}{\Delta Q} \qquad (3)$$

Характеристика с $R = 0$ является идеальной.

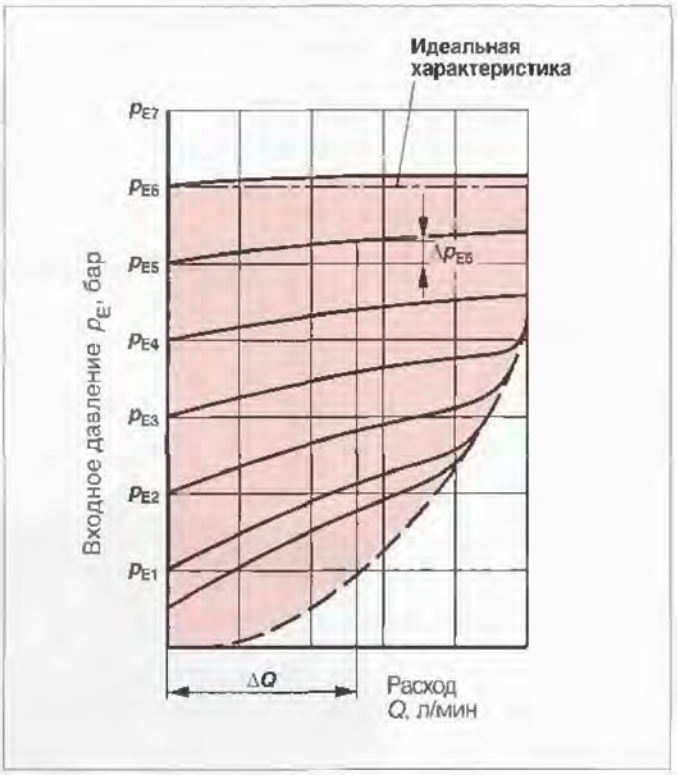



Рис. 12.16. *Характеристики $p - Q$ для предохранительных клапанов прямого действия*

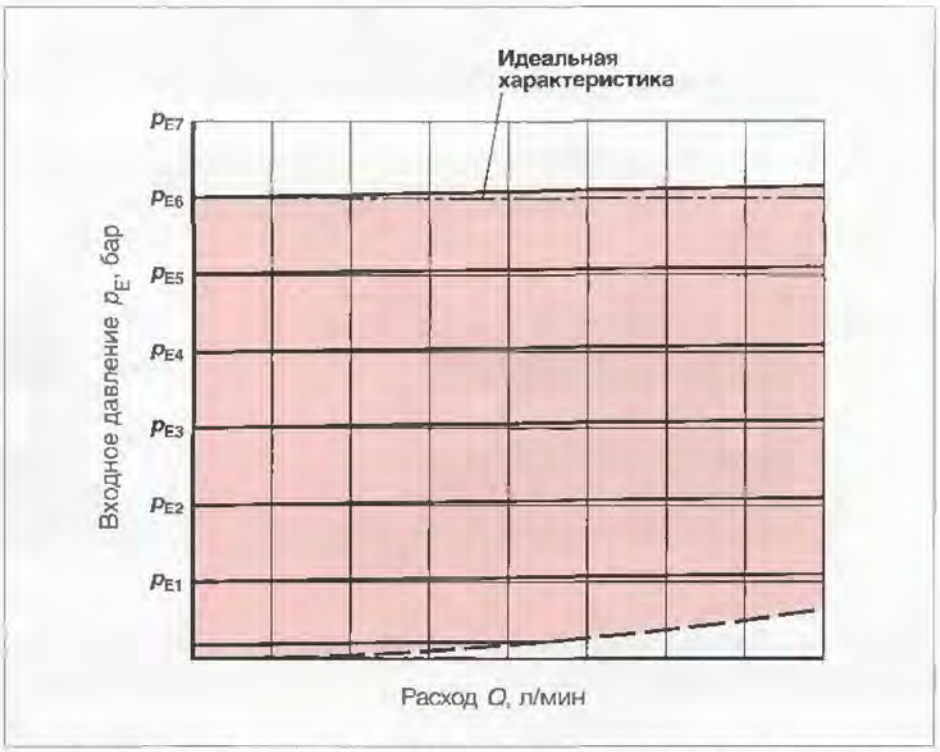



Рис. 12.17. *Характеристики $p - Q$ для предохранительных клапанов непрямого действия*

Отклонение от идеальной характеристики происходит по следующим причинам.

### 2.5.1.1. В предохранительных клапанах прямого действия (Рис. 12.7)

При увеличении расхода ход запорного элемента возрастает и, следовательно увеличивается сжатие пружины. При этом усилие пружины значительно увеличивается (Рис. 12.16). В дополнение возрастают потери давления и сила потока.

Можно выровнять характеристическую кривую предохранительных клапанов прямого действия с помощью специально спрофилированной пружинной шайбы (*8*) (Рис. 12.7), также называемой отражателем. При этом силы воздействия выходного потока используются для компенсации увеличения усилия пружины, действующего на запорный элемент. Этот эффект называется на практике «помощью хода».

Путем подгонки усилия пружины к установленному расходу (разделения на исполнения по давлению) достигаются «практические» соотношения давления и потока, показанные на Рис. 12.18 и 12.19.

По характеристическим кривым с наименьшим углом наклона подбираются исполнения по давлению.

Обозначения на Рис. **12.18** и 12.19:

- Исполнение по давлению 50 бар
- Исполнение по давлению 100 бар
- Исполнение по давлению 200 бар
- Исполнение по давлению 315 бар
- Исполнение по давлению 400 бар

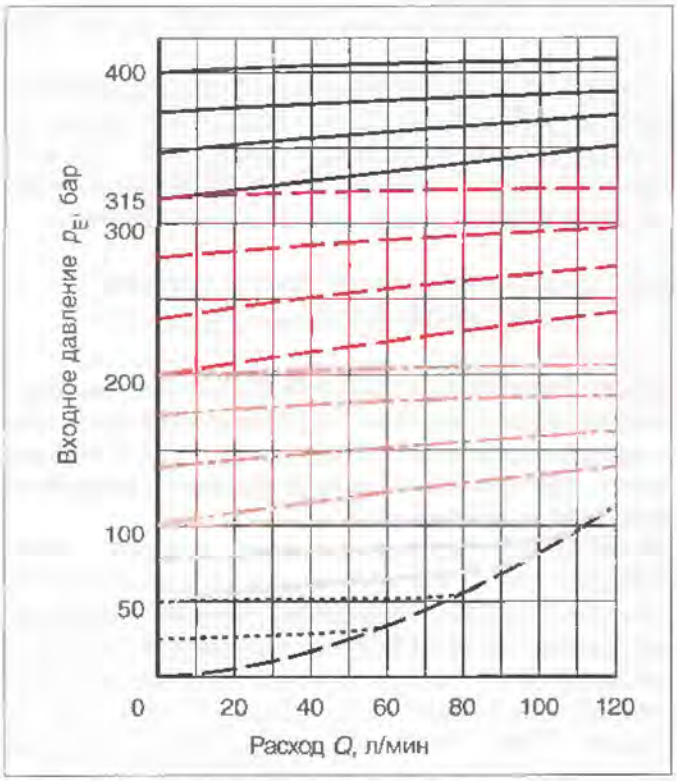



Рис. 12.18. *Характеристические кривые p – Q для предохранительных клапанов прямого действия с диаметрами условных проходов $D_y$, равными 8 и 10 мм*

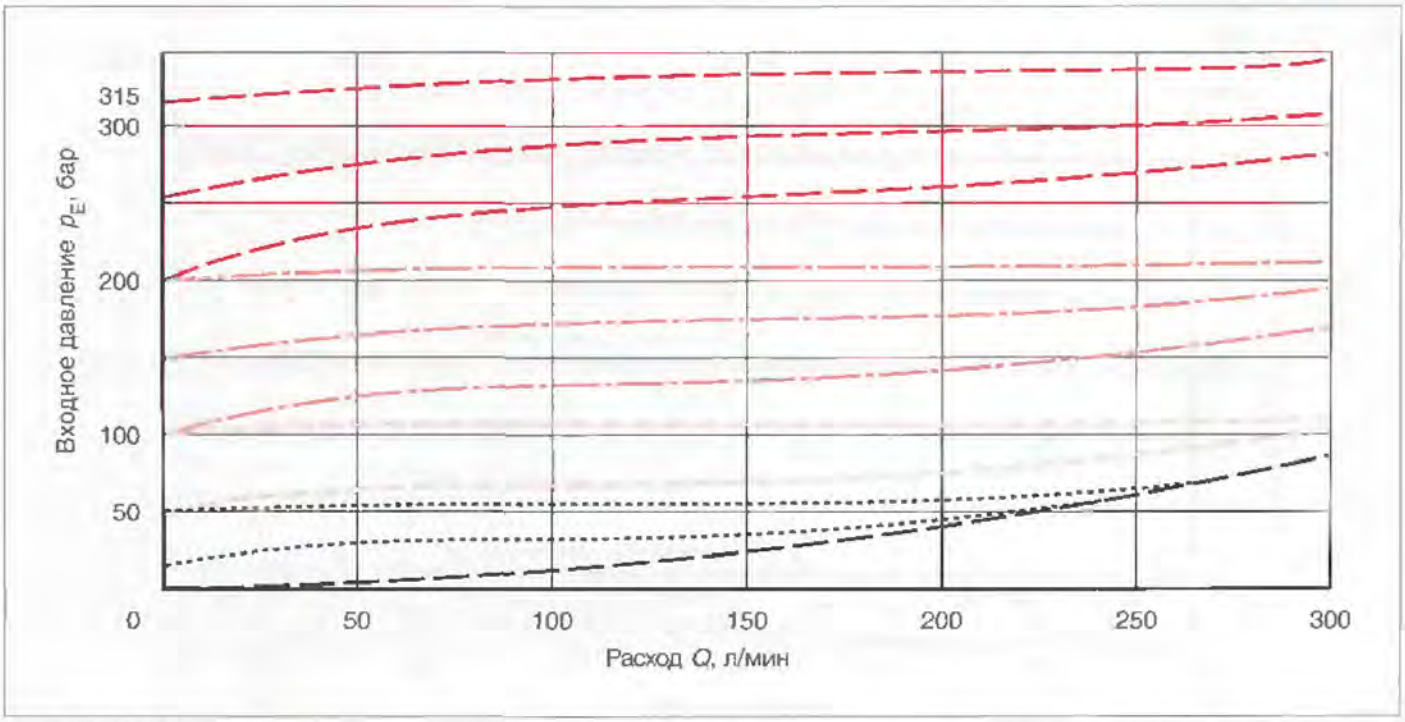



Рис. 12.19. *Характеристические кривые p – Q для предохранительных клапанов прямого действия с диаметрами условных проходов $D_y$, равными 25 и 30 мм*

Предохранительные клапаны прямого действия нормально применяются на практике только в рекомендуемых диапазонах.

Например: Исполнение по давлению 200 бар
Давление настройки от 100 до 200 бар

Исполнение по давлению 300 бар
Давление настройки от 200 до 300 бар.

Может быть установлено давление и ниже рекомендуемого давления настройки, теоретически до $p_E = 0$ (полная разгрузка пружины), однако при этом следует учитывать большие отклонения от установленной величины давления при изменении расхода.

### 2.5.1.2. В предохранительных клапанах непрямого действия (Рис. 12.11)

Наклон характеристической кривой при увеличении расхода возрастает (Рис. 12.20) из-за действия гидродинамических сил потока ($F_v \approx Q \bullet \sqrt{\Delta p}$) в направлении закрытия дросселирующей щели между плунжером (*3*) и седлом.

Пружина, нагружающая плунжер (*3*) сверху, обеспечивает только его установку в определенное положение, поэтому она развивает сравнительно малое усилие. Следовательно, воздействие пружины на характеристическую кривую здесь значительно меньше, чем у клапанов прямого действия. Как показано на Рис. 12.20, характеристические кривые имеют незначительный угол наклона.

Увеличение «чувствительности» установки давления достигается за счет наличия нескольких исполнений по давлению.

Для очень малых расходов ($Q < 0{,}5 \ldots 1$ л/мин) зависимость давления от расхода имеет определенный гистерезис. Это значит, что когда клапан закрывается (уменьшение расхода) получается более низкое давления $p_S$ по сравнению с давлением $p_o$ при открывании (увеличении расхода) (Рис. 12.21).

Указанное различие между характеристиками закрывания и открывания имеет место из-за механических и гидравлических сил трения, действующих на плунжер (*3*) и шарик (*8*), а также из-за загрязнений в рабочей жидкости.

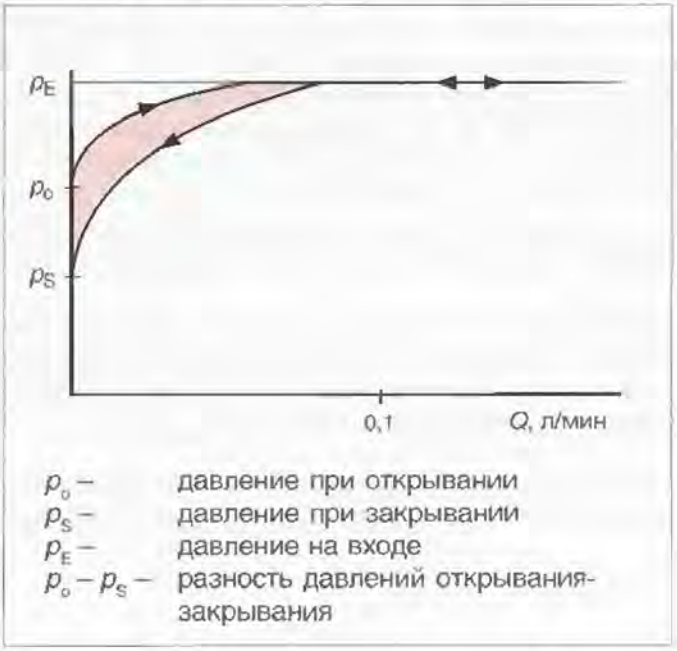



Рис. 12.21. *Характеристики открывания и закрывания при очень малых расходах*

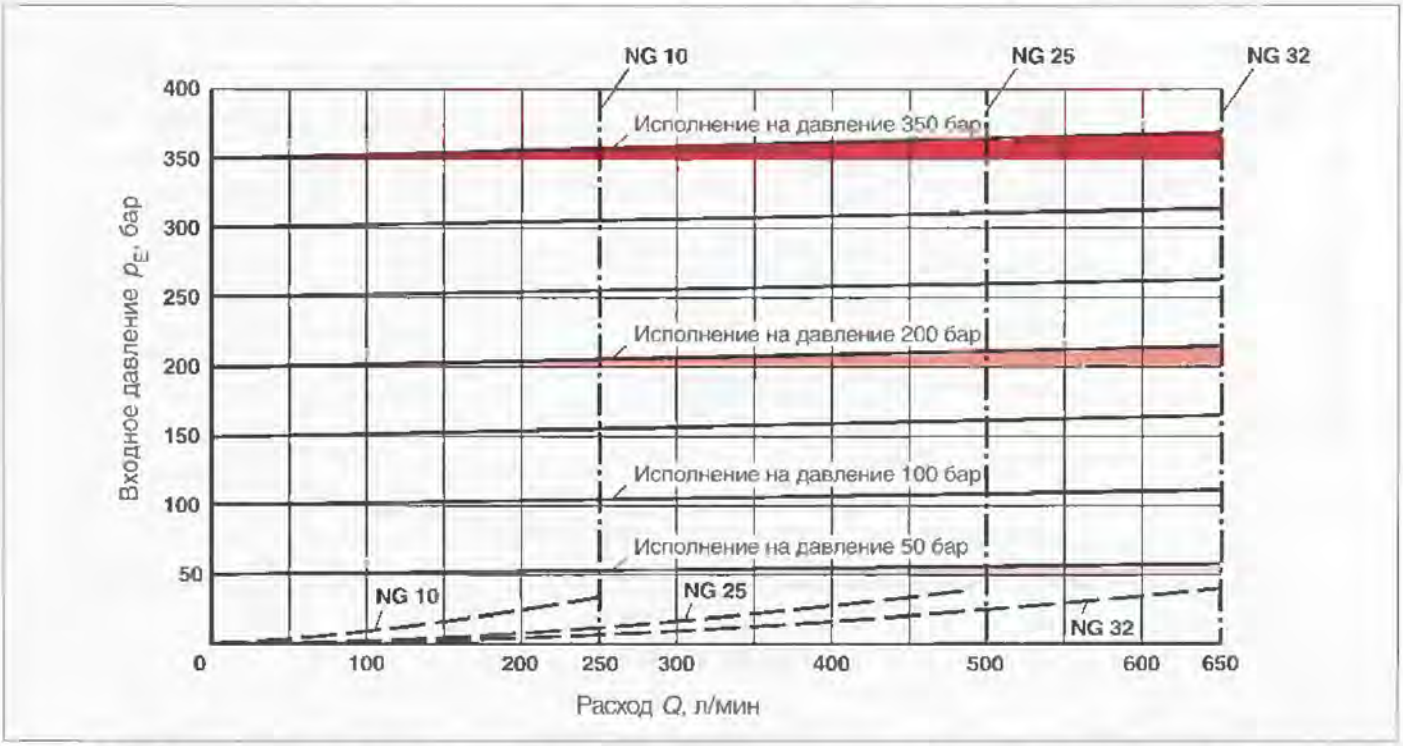



Рис. 12.20. *Характеристические кривые $p_E - Q$ для предохранительных клапанов непрямого действия*

## 2.5.2. Предельные характеристики

В предохранительных клапанах имеется различие между верхней и нижней предельными характеристиками (Рис. 12.22 и 12.23).

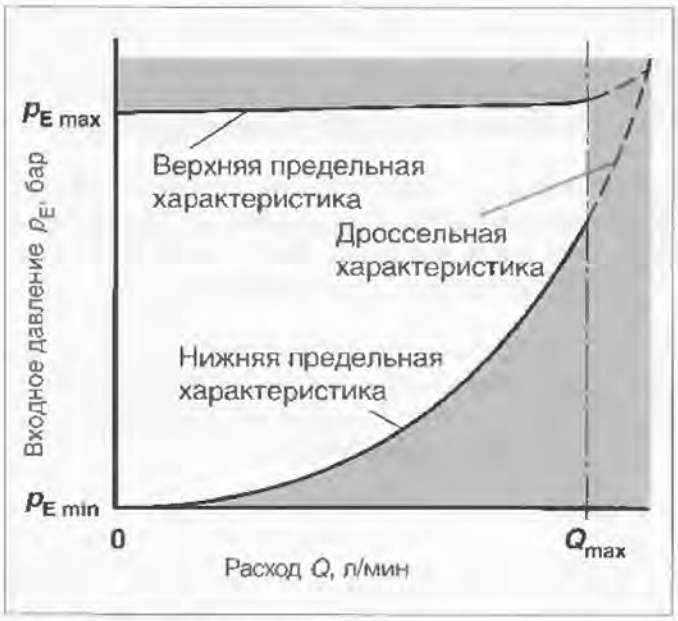



Рис. 12.22. *Рабочий диапазон предохранительного клапана прямого действия*


Рис. 12.23. *Рабочий диапазон предохранительного клапана непрямого действия*

### 2.5.2.1. Верхняя предельная характеристика (максимальное давление настройки и максимальный расход)

Установленное давление $p_E$ ограничивает верхний диапазон предохранительного клапана. Этот диапазон определяется максимальным усилием пружины $F_F$ и соответствующей уплотняющей площадью $A_V$ запорного элемента пилотного клапана (Рис. 12.24).

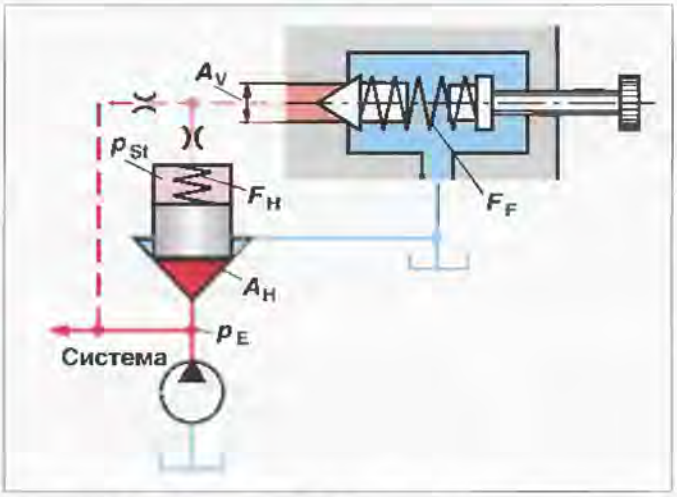



Рис. 12.24. *Принцип работы предохранительного клапана непрямого действия*

Повышенные расходы требуют большего проходного сечения и, следовательно, — больших усилий пружины в соответствии с уравнением $p_E = F_F / A$ (см. формулу 1). Следовательно, предохранительные клапаны прямого управления могут применяться в диапазоне, где возможна ручная настройка давления $p_E$.

Предохранительные клапаны непрямого действия подходят для высоких давлений, где большие площади $A_H$ основного плунжера легко достижимы. Небольшое усилие пружины $F_H$ многократно усиливается давлением управления $p_{St}$. Из-за малых расходов через пилот давление управления может легко устанавливаться (низкие настроечные силы).

### 2.5.2.2. Нижняя предельная характеристика

а) Предохранительные клапаны прямого действия

В клапанах прямого действия нижняя предельная характеристика достигается, когда запорный элемент максимально открыт и усилие пружины $F_F$ равно нулю. Следовательно, имеющееся давление соответствует дроссельной характеристике при постоянной площади проходного сечения (см. Рис. 12.22).

Характеристическая кривая $p - Q$ пересекает дроссельную характеристику при любой настройке, и достигается предельная характеристика клапана (управление при полном открытии). Это означает, что если расход повышается дальше, клапан начинает работать в соответствии с дроссельной характеристикой.

б) Предохранительный клапан непрямого действия

В клапанах непрямого действия нижняя предельная характеристика соответствует началу открывания при определенном усилии пружины, нагружающей основной плунжер, и минимальной величине давления управления. Это значение для стандартных клапанов находится между 1,5 и 4,5 бар.

Если основной плунжер достигает положения максимального открытия в результате увеличения расхода, характеристическая кривая пересекает дроссельную характеристику при минимальном давлении настройки (пунктирная линия на Рис. 12.23).

В зависимости от максимального проходного сечения основного клапана нижняя предельная характеристика для клапанов непрямого действия достигается только при низких давлениях настройки.

Для уменьшения скорости потока и, следовательно, снижения потерь давления в гидросистемах максимальный расход ограничивается в зависимости от условного прохода клапана (Рис. 12.23, $Q_{max}$).

В клапанах непрямого действия с электроразгрузкой с помощью гидрораспределителя нижняя предельная характеристика соответствует «давлению перепуска». Оно определяется силой предварительного натяжения пружины основного плунжера и минимальным давлением управления, зависящим от сопротивления сливной линии пилота.

## 2.5.3. Динамическое поведение

Динамическое поведение предохранительных клапанов характеризуется их реакцией на внезапное изменение расхода или давления.

Клапан должен реагировать быстро, то есть с минимально возможной задержкой компенсировать любые пики давления и в течение короткого времени устанавливать требуемое давление настройки.

Для исключения пиков давления должны быть предусмотрены демпфирующие средства. Однако вместе с трением и инерцией движущихся частей они стремятся уменьшить быстродействие клапана.

Динамическое поведение клапана зависит от его конструкции, положения основного плунжера и от самой гидросистемы. Статическое поведение зависит только от конструкции клапана.

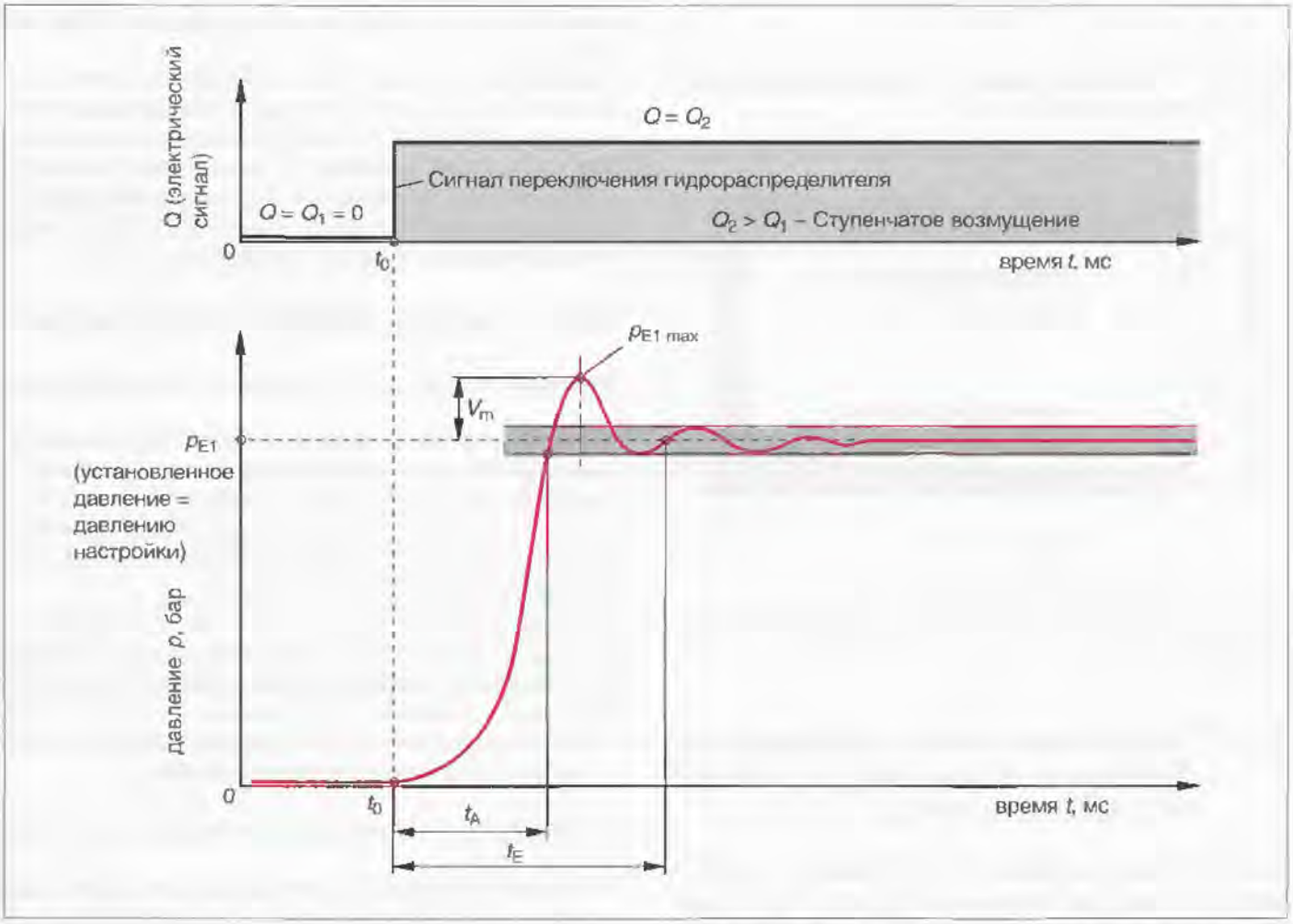



Рис. 12.25. *Динамическое поведение предохранительного клапана непрямого действия при открывании*

Имеется два различных состояния (две фазы движения) основного плунжера:

### 2.5.3.1. Перемещение основного плунжера в другую позицию (открывание)

Изменить позицию основного плунжера заставляют следующие причины:

а) Внезапный скачок или провал давления в гидросистеме в результате внезапного изменения расхода.

б) Внезапное изменение давления управления в результате срабатывания гидрораспределителя (в предохранительных клапанах с электроразгрузкой).

Динамическое поведение может анализироваться по переходному процессу при ступенчатом воздействии (Рис. 12.25).

Кривая переходного процесса практически не зависит от типа возбуждения.
При оценке быстродействия используются следующие параметры:

– Постоянная времени $t_A$ – время, необходимое для повышения давления до нижнего предела допуска

– Время переходного процесса $t_E$ — время, в течение которого давление входит в полосу допуска и в дальнейшем не выходит за ее пределы.

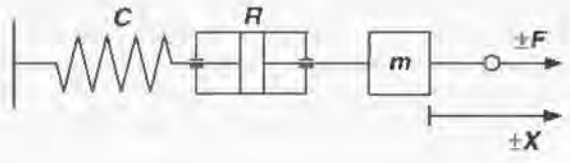
– Пик давления
$p_{E1\,max} = V_m / p_{E1} \cdot 100$ в %

Максимальное перерегулирование $V_m$ — это наибольшее отклонение давления в переходном процессе от установленной величины давления после того, как полоса допуска была пересечена в первый раз.

### 2.5.3.2. Движение основного плунжера вблизи рабочего положения при колебаниях

На практике потоки в гидросистемах носят колебательный характер в зависимости от пульсации подачи насоса и других причин.

Эти пульсации могут привести к колебаниям предохранительных клапанов, в процессе которых генерируется шум. В зависимости от частоты этого шума он известен как «дребезжание, жужжание, свист или крик» клапана.
Причина этого явления заключается в колебаниях подпружиненной массы, которая состоит из подвижных деталей клапана и механических пружин, а также в колебаниях столба масла, действующего подобно пружине.




$m$ – масса
$R$ – коэффициент вязкого трения
$C$ – жесткость пружины

Рис. 12.26. *Принцип подпружиненной массы*

Соотношение между силой $F$ и перемещением $x$ механической системы описывается уравнением (4):

$$m \cdot \ddot{x} = F - R \cdot \dot{x} - C \cdot x \qquad (4)$$

Возникающие колебания могут быть погашены демпфирующими средствами (см., например, Рис. 12.6 – демпфирование запорного элемента предохранительного клапана прямого действия).

Клапаны непрямого действия гидравлически амортизированы (Рис. 12.11). Демпферы между основной и пилотной ступенями ограничивают поток управления и, следовательно, движение основного плунжера.

Для действия невозмущенных гидросистем очень важно, чтобы предохранительный клапан компенсировал любые возникающие колебания, с целью устойчивой работы.

Если это не обеспечивается, высокочастотные колебания и шум инициируют износ (кавитационная эрозия).

Результат — снижение долговечности клапана и пониженная работоспособность гидросистемы.

### 2.5.3.3. Влияние конструкции клапана

В предохранительных клапанах золотникового типа всегда должно быть определенное перекрытие для уменьшения неизбежных внутренних утечек. Этот мертвый ход создает задержку срабатывания, в течение которой давление продолжает расти. В результате возможны большие пики давления.

В клапанах седельного типа наоборот — запорный элемент открывается немедленно, как только входное давление достигает установленной величины. При этом пики давления существенно уменьшаются.

## 3. Гидроклапаны последовательности

Гидроклапаны последовательности, известные также как перепускные, предварительно нагружающие или тормозные клапаны (в русской версии ранее назывались напорными золотниками), конструктивно подобны предохранительным клапанам.

Гидроклапаны последовательности располагаются в линии главного потока гидросистемы и включают / отключают дальнейшие участки в зависимости от установленного давления.

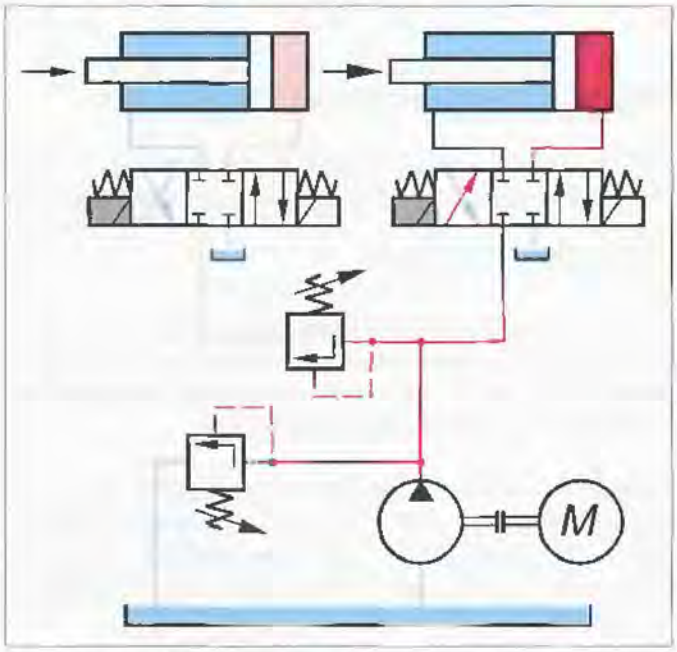



Рис. 12.27. *Управление с помощью гидроклапана последовательности*

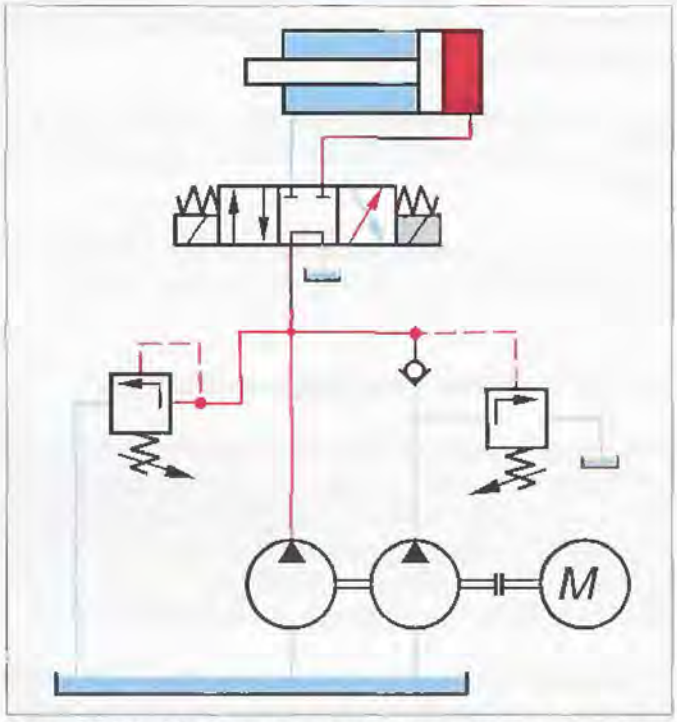



Рис. 12.28. *Управление с возможностью отключения насоса быстрого хода (по типу разделительной панели)*

### 3.1. Гидроклапаны последовательности

В принципе, предохранительные клапаны могут использоваться в функции гидроклапанов последовательности. Предварительным условием для этого является отсутствие влияния на давление настройки подпора в линии *T* (для предохранительных клапанов прямого действия) или в линии *B* (для клапанов непрямого действия). Это достигается путем внешнего отвода утечки в бак в предохранительных клапанах прямого и непрямого действия.

Рис. 12.29. *Гидроклапан последовательности непрямого действия*

#### 3.1.1. Гидроклапаны последовательности прямого действия (Рис. 12.31)

Для установки давления последовательности используется элемент настройки (*4*). Сжимаемая пружина (*3*) устанавливает управляющий золотник (*2*) в исходное положение. Клапан закрыт.

Через канал (*6*) давление в линии *P* воздействует на правую торцовую поверхность золотника (*2*) и создает усилие, противодействующее усилию пружины (*3*). Если усилие от давления превышает усилие пружины, золотник смещается влево и открывает соединение линий *P*–*A*. Участок гидросистемы, подключенный к линии *A*, свободно (без потерь давления) соединяется с линией *P*.

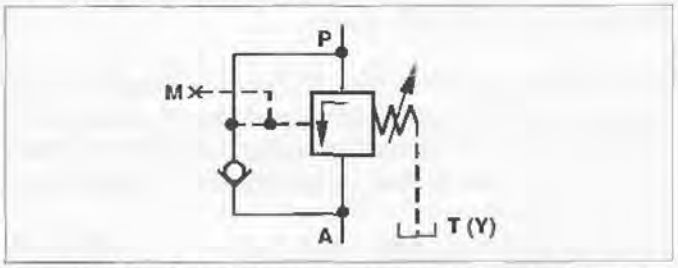



Рис. 12.30. *Гидроклапан последовательности прямого действия с внутренним подводом и внешним сливом управления*

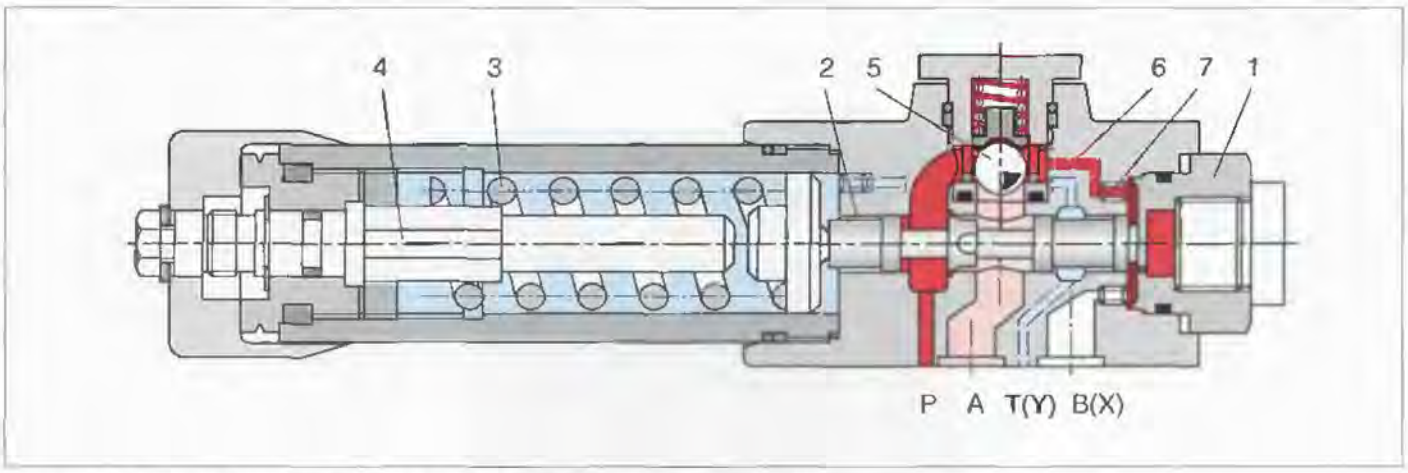



Рис. 12.31. *Гидроклапан последовательности прямого действия*

Различают внутренний подвод управления через канал (*6*) и отверстие (демпфер) (*7*) или внешний через линию *B* (*X*).

В зависимости от назначения аппарата слив утечки реализуется через внешнюю линию *T* (*Y*) или через внутренний канал в линию *A*.

В аппарат может дополнительно встраиваться обратный клапан, свободно пропускающий поток рабочей жидкости из линии *A* в линию *P*. Отверстие (*1*) позволяет подключить манометр для контроля давления настройки.

### 3.1.2. Гидроклапаны последовательности непрямого действия (Рис. 12.36)

Гидроклапаны последовательности непрямого действия обычно содержат клапан (*1*) с основным плунжером (*2*) и вспомогательный (пилотный) клапан (*3*) с элементом настройки (*11*).

В аппарат может быть дополнительно встроен обратный клапан (*4*), свободно пропускающий поток рабочей жидкости из линии *B* в линию *A*.

В зависимости от назначения (предварительно нагружающий, последовательности или перепускной клапан) линии управления подводятся / отводятся через внутренние или внешние каналы (Рис. 12.32 – 12.35).

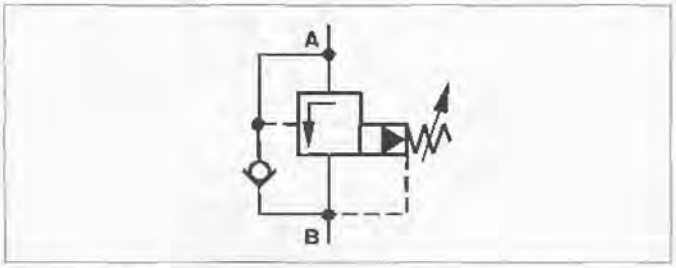



Рис. 12.32. *Гидроклапан последовательности непрямого действия с внутренними подводом и сливом управления*

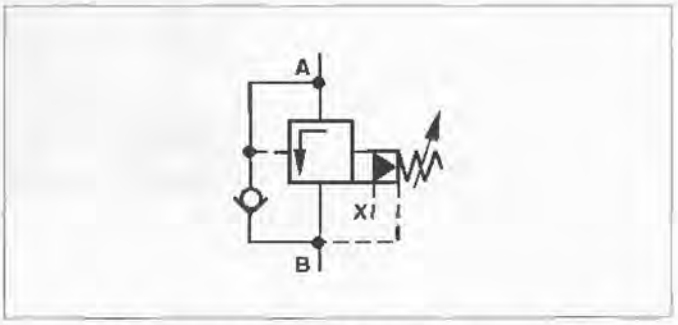



Рис. 12.33. *Гидроклапан последовательности непрямого действия с внешним подводом и внутренним сливом управления*

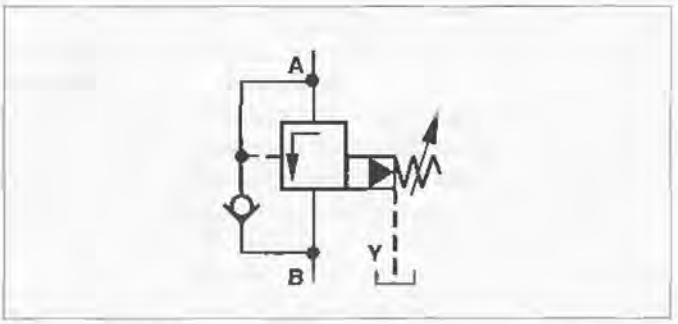



Рис. 12.34. *Гидроклапан последовательности непрямого действия с внутренним подводом и внешним сливом управления*

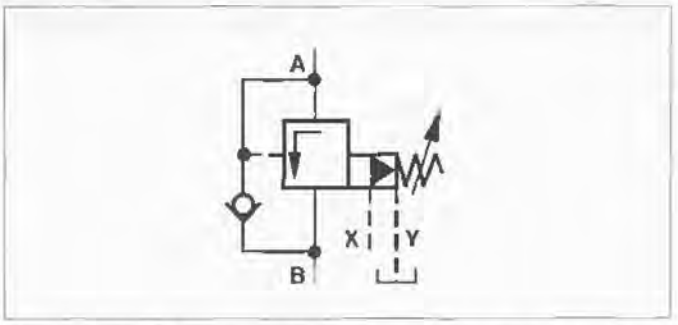



Рис. 12.35. *Гидроклапан последовательности непрямого действия с внешними подводом и сливом управления*

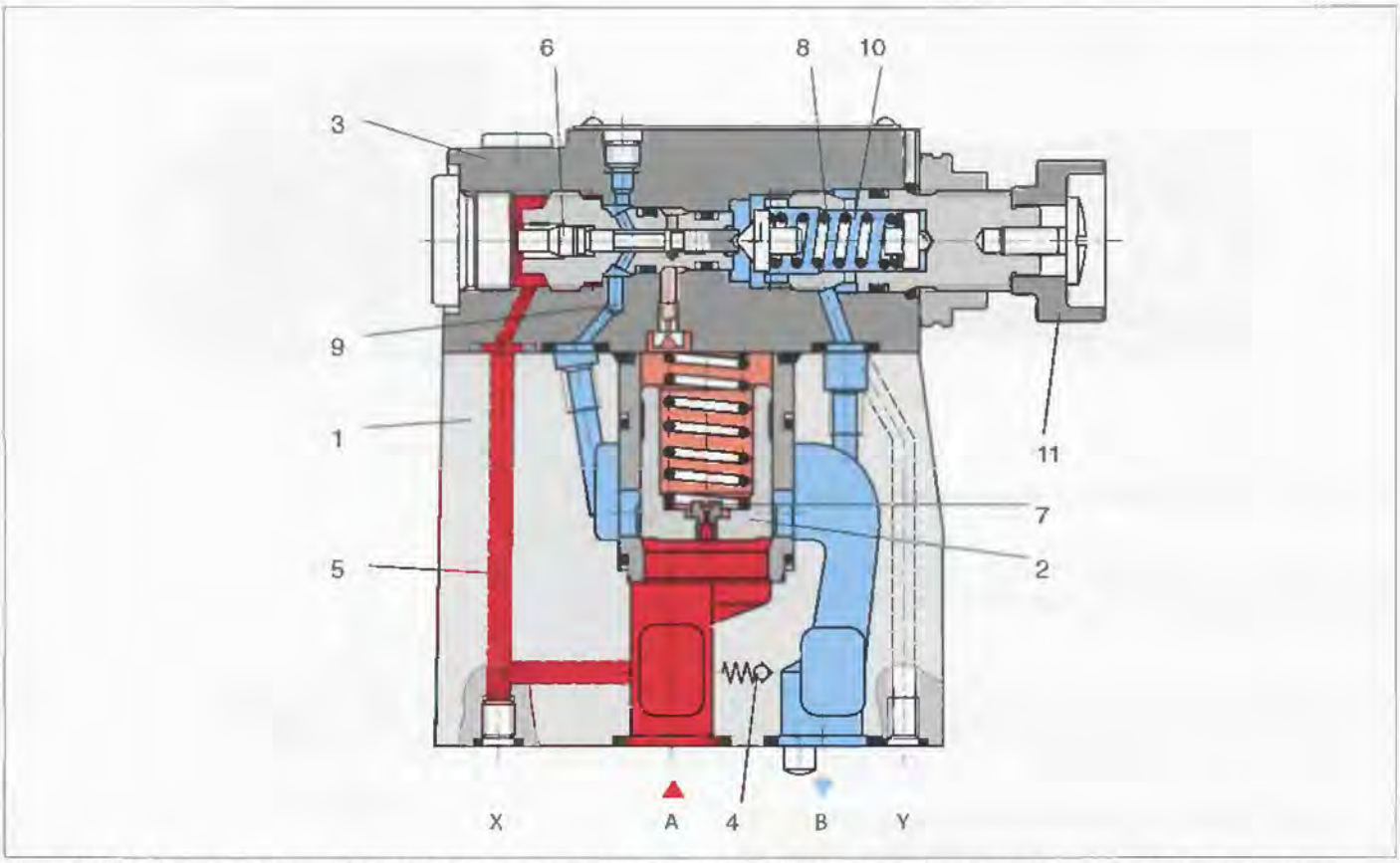



Рис. 12.36. *Гидроклапан последовательности непрямого действия с внутренними линиями управления*

### 3.1.3. Гидроклапаны последовательности с внутренним дренажом (Рис. 12.36)

Давление из линии *A* через канал (*5*) подводится к торцу золотника (*6*) вспомогательного клапана (*3*). Одновременно через демпфер (*7*) давление подводится в пружинную полость основного плунжера (*2*). Если усилие от давления на золотник (*6*) преодолевает усилие пружины (*8*), золотник смещается вправо, соединяя пружинную полость основного плунжера (*2*) через канал (*9*) с линией *B*. В результате потерь давления в демпфере (*7*) в торцовых камерах основного плунжера (*2*) возникает перепад давлений, и он отходит от седла. Теперь поток рабочей жидкости проходит из линии *A* в линию *B* с перепадом давлений, определяемом настройкой пружины (*8*). Утечки из вспомогательного клапана через внутренние каналы отводятся из полости (*10*) в линию *B*.

### 3.1.4. Гидроклапаны последовательности с внешним дренажом

По сравнению с клапанами, имеющими внутренний дренаж, здесь утечки масла из вспомогательного клапана свободно отводятся в бак через линию управления *Y* (правая торцовая полость золотника *6* соединена с баком).

Слив рабочей жидкости из системы управления выводится в линию *B* через внутренний канал (*9*).

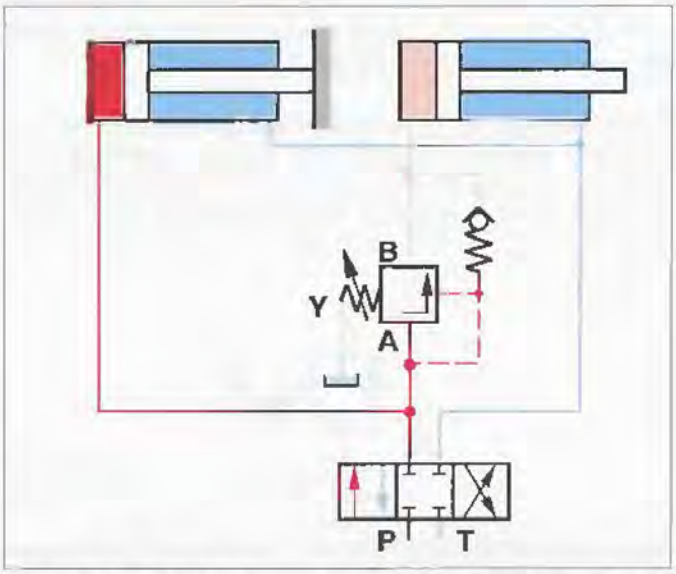



Рис. 12.37. *Гидроклапан последовательности с внешним дренажом*

### 3.1.4.1. Использование в качестве перепускного клапана (bypass)

(Рис. 12.38)

Давление в линии управления *X* через канал (*5*) воздействует на золотник (*6*) вспомогательного клапана (*3*). Одновременно через демпфер (*7*) давление из линии *A* подводится в пружинную полость основного плунжера (*2*). Если давление в линии *X* превосходит давление настройки, определяемое пружиной (*8*), золотник (*6*) смещается вправо. В результате рабочая жидкость из пружинной полости основного плунжера (*2*) сливается в пружинную полость (*10*) вспомогательного клапана через отверстие в золотнике. Давление в пружинной полости основного плунжера (*2*) падает, в результате чего плунжер отходит от седла и соединяет линии *A-B*. Рабочая жидкость практически свободно проходит из линии *A* в линию *B*.

В этой модели управляющий поток из пружинной полости (*10*) через линию *Y* отводится в дренаж.

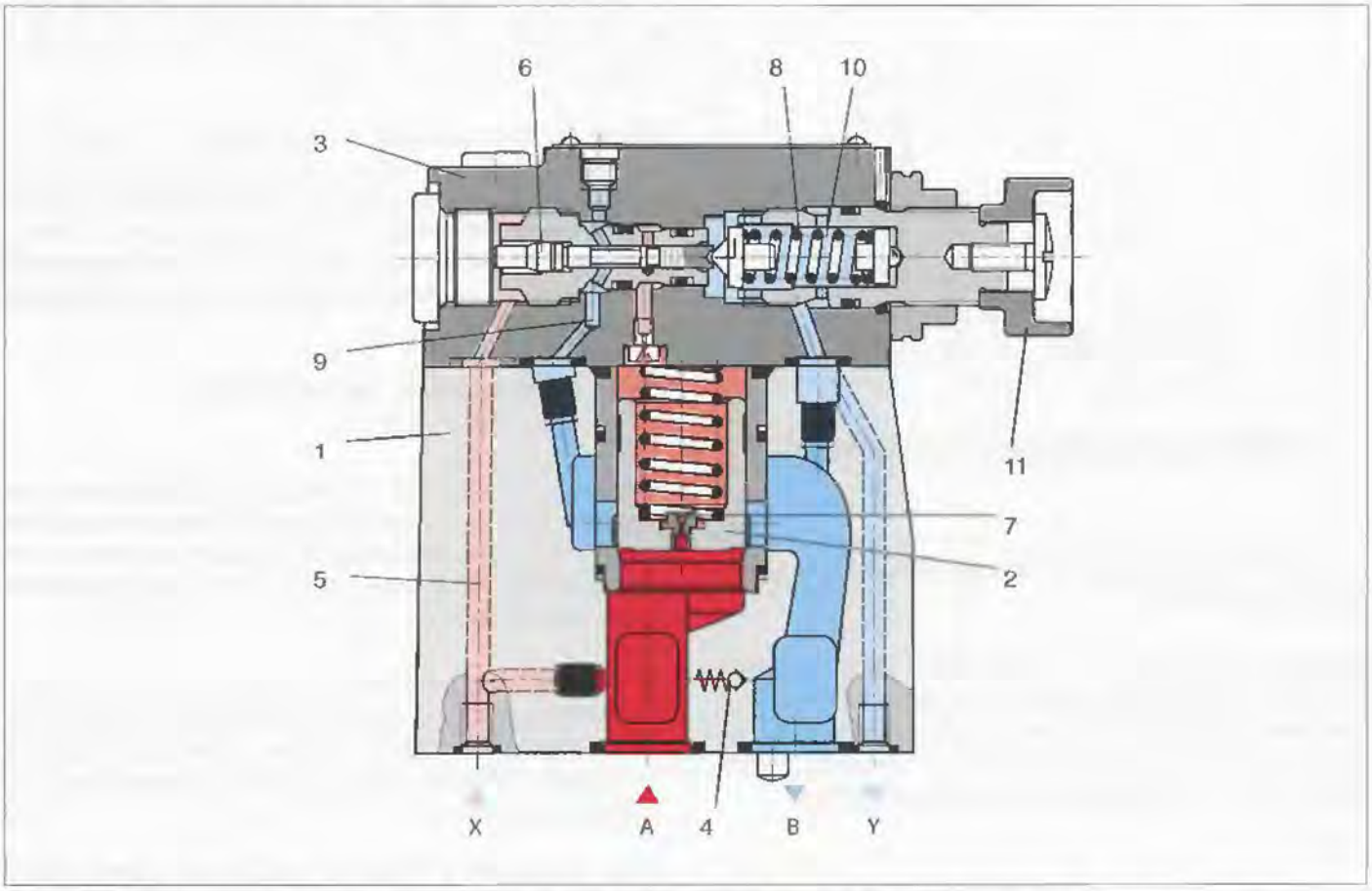



Рис. 12.38. *Гидроклапан последовательности непрямого действия с внешними линиями управления*

## 3.2. Разгрузочные клапаны

Разгрузочные клапаны, известные также как клапаны зарядки аккумуляторов, главным образом используются в гидросистемах с аккумуляторами. Их основной задачей является разгрузка насоса от давления после того, как аккумулятор полностью заряжен.

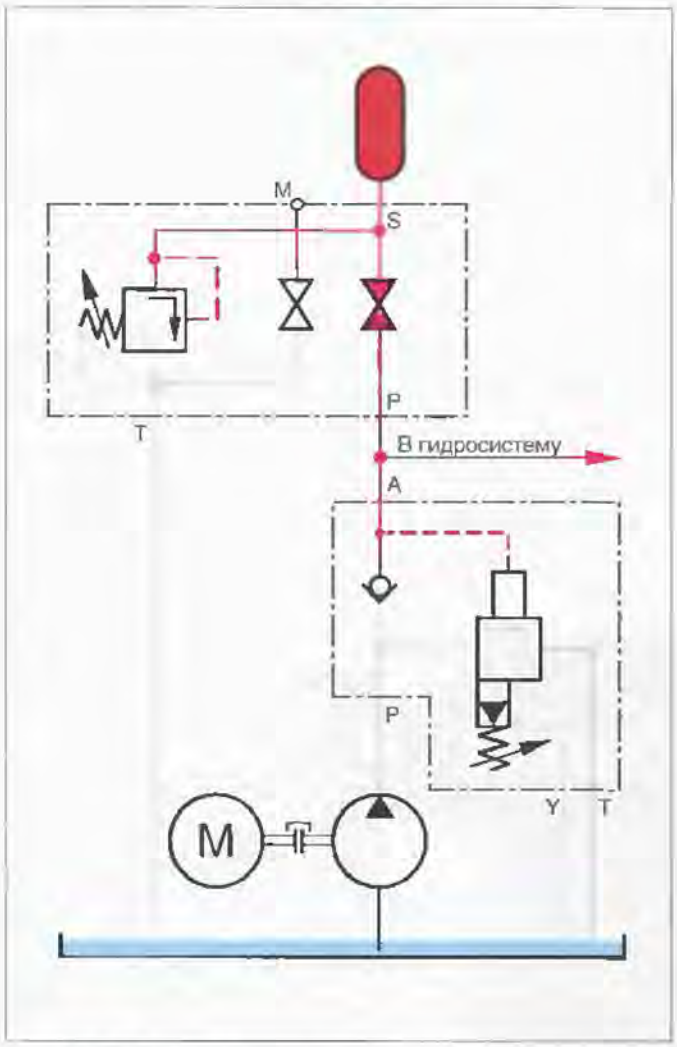



Рис. 12.39. *Гидросистема с аккумулятором и разгрузочным клапаном*

Разгрузочные клапаны применяются также в гидросистемах с насосами высокого и низкого давлений (системы двойной циркуляции). В этих случаях насос низкого давления разгружается после того, как достигнуто установленное высокое давление.

### 3.2.1. Разгрузочные клапаны непрямого действия (Рис. 12.40)

Разгрузочные клапаны непрямого действия состоят из клапана (*1*) с основным патроном (*3*), вспомогательного клапана (*2*) с элементом установки давления (*16*) и обратного клапана (*4*).

#### 3.2.1.1. Изменение потока насоса из *P→A* в *P→T*

Насос подает рабочую жидкость в гидросистему через обратный клапан (*4*). Через канал управления (*5*) линия *A* соединена с торцовой поверхностью золотника управления (*6*). Одновременно давление из линии *P* через демпферы (*7* и *8*) подводится в пружинную полость основного патрона (*3*) и под шарик (*9*). Когда желаемое давление разгрузки гидросистемы, установленное вспомогательным клапаном (*2*), достигнуто, шарик (*9*) отходит от седла, сжимая пружину (*10*). Жидкость получает возможность течения через демпферы (*7* и *8*) в пружинную полость (*11*), откуда она сливается через канал (*12*) и линию *T* в бак.

Из-за потерь давления в демпферах (*7* и *8*) на основном плунжере патрона (*3*) возникает перепад давлений, в результате чего плунжер поднимается и соединяет линии *P–T*. Обратный клапан (*4*) запирается и исключает возможность соединения линий *A–P*. Шарик (*9*) удерживается на месте давлением в линии *A*.

#### 3.2.1.2. Изменение потока насоса из *P→T* в *P→A*

Торцовая поверхность золотника управления (*6*) примерно на 10 % больше, чем рабочая поверхность шарика (*9*). Следовательно, усилие на золотнике управления (*6*) на 10 % больше, чем эффективная сила на шарике (*9*).

Управляющий золотник уравновешен до тех пор, пока не достигнуто требуемое давление разгрузки. Если шарик отходит от седла, давление в правой торцовой полости золотника (6) уменьшается и он переключается.

Если давление в линии *A*, действующее на золотник управления (*6*), уменьшается на 10 %, пружина (*10*) прижимает шарик (*9*) к седлу, и вновь появляется полное давление в пружинной полости основного плунжера патрона (*3*). Вместе с усилием пружины (*14*) это давление прижимает плунжер к седлу, разъединяя линии *P* и *T*. Насос снова подает рабочую жидкость из линии *P* в линию *A* через обратный клапан (*4*).

### 3.2.2. Разгрузочные клапаны непрямого действия с разгрузкой (Рис. 12.42)

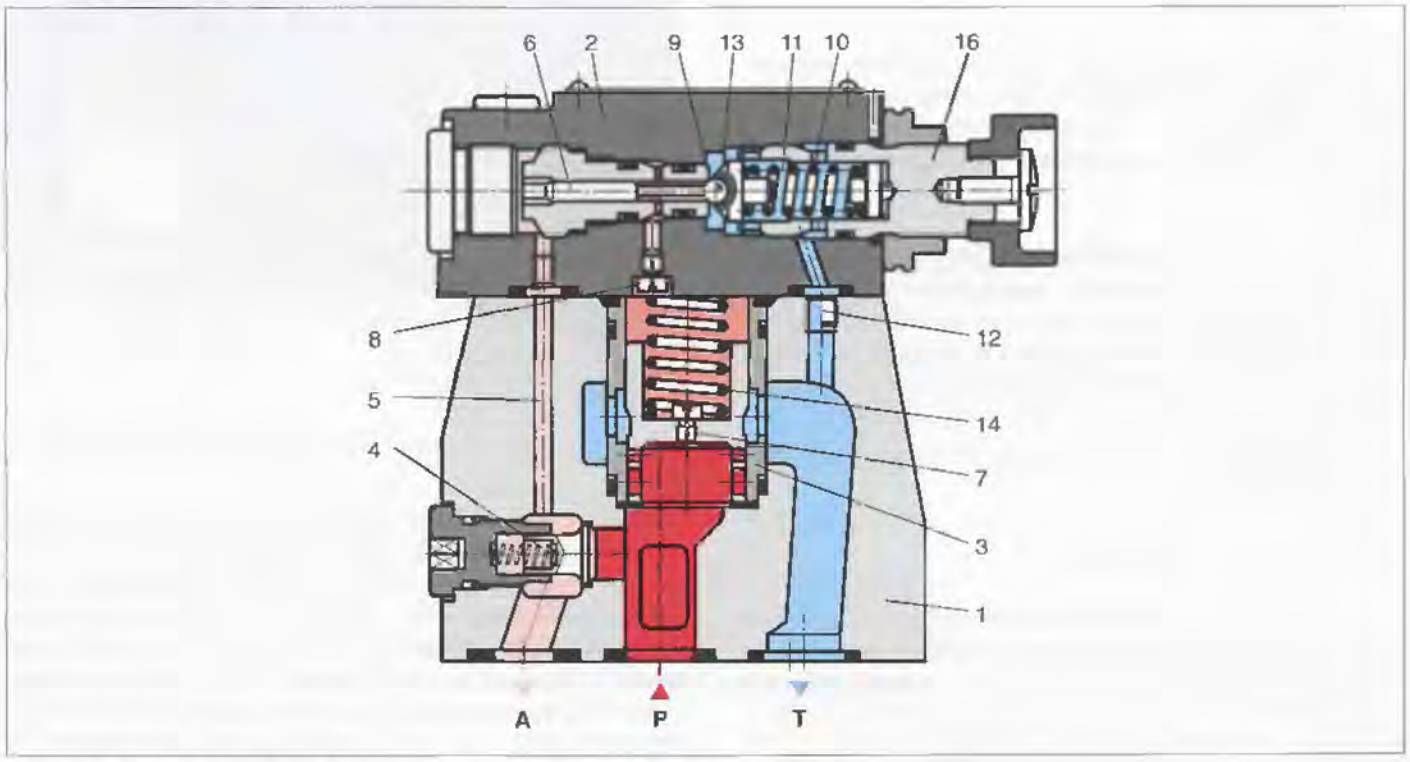



Рис. 12.40. *Разгрузочный клапан непрямого действия*

Принцип работы этого клапана аналогичен клапану на Рис. 12.40. Однако за счет установки сверху гидрораспределителя (*15*) появляется возможность переключения давления *P→T* и *P→A* даже в моменты, когда оно меньше значения, определяемого настройкой вспомогательного клапана (*2*).

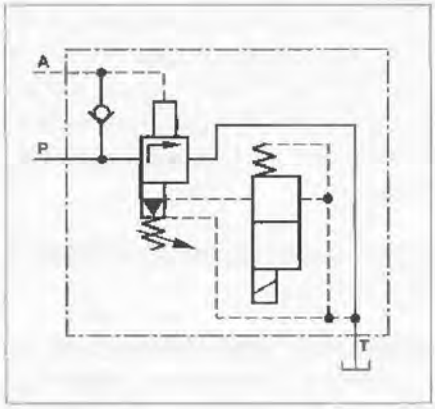



Рис. 12.41. *Разгрузочный клапан непрямого действия с электроразгрузкой*

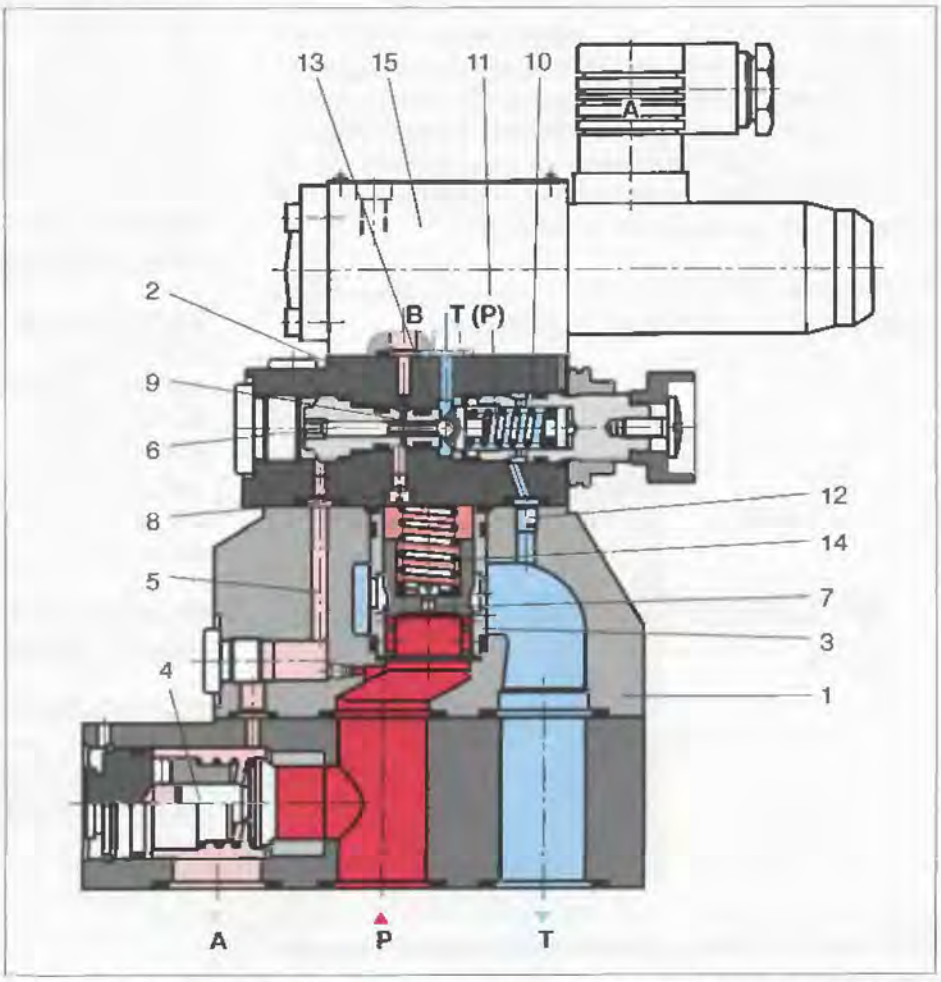



Рис. 12.42. *Разгрузочный клапан непрямого действия с электроразгрузкой*

## 4. Редукционные клапаны

### 4.1. Назначение

В отличие от предохранительных клапанов, ограничивающих уровень входного давления (давления насоса), редукционные клапаны используются для изменения выходного давления (давления гидродвигателя).

Редуцирование (снижение) входного (первичного) давления или поддержание выходного (вторичного) давления достигается настройкой клапана, которая ниже, чем возможные изменения давления в главной системе циркуляции. Таким образом, появляется возможность снизить давление в одной из частей гидросистемы до уровня, который ниже системного давления.

### 4.2. Принцип действия

В соответствии с назначением редукционные клапаны не позволяют выходному давлению повышаться сверх определенного уровня. Выходное давление воздействует на торец запорного элемента (золотникового или седельного) и создает усилие, которое сравнивается с заранее установленным усилием регулировочной пружины (Рис. 12.43). Если гидравлическая сила $p_A \bullet A_K$ превосходит усилие пружины, золотник перемещается вверх в направлении закрытия дросселирующей щели. В установившейся позиции усилия на золотнике уравновешены ($F_F = p_A \bullet A_K$). Дросселирующая щель независимо от расхода $Q$ и входного давления $p_E$ обеспечивает стабилизацию выходного давления $p_A$.

В основном известны два типа редукционных клапанов: прямого и непрямого действия.

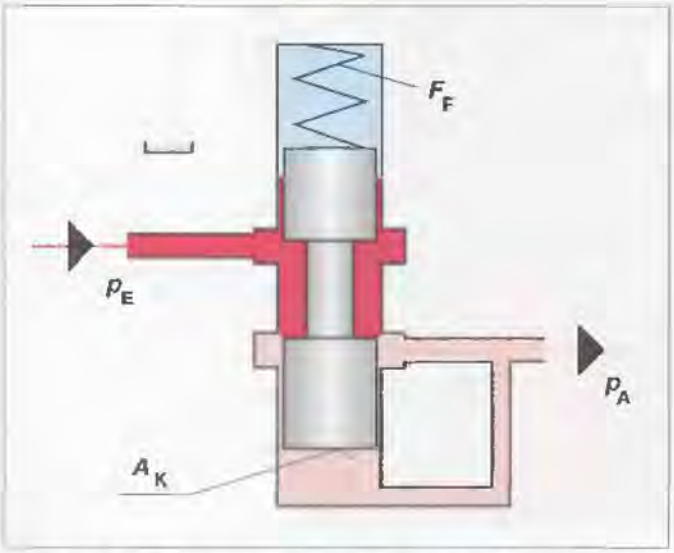



Рис. 12.43. *Принцип работы двухлинейного редукционного клапана*

### 4.3. Редукционные клапаны прямого действия

Рис. 12.44. *Редукционный клапан прямого действия*

Редукционные клапаны прямого действия в основном изготовляются в трехлинейном исполнении, т.е. элемент настройки обеспечивает безопасность во вторичной цепи (Рис. 12.45). Выбор элемента настройки (вращающийся маховичок, установочный винт с шестигранной головкой, защитный колпачок или запираемый лимб) зависит только от индивидуальных обстоятельств и требований заказчика.

В исходной позиции клапаны нормально открыты, т.е. возможен свободный проход рабочей жидкости из линии *P* в линию *A*. В то же время давление из линии *A* через канал (*2*) подводится в торцовую полость золотника (*4*) и действует в направлении, противоположном пружине (*3*). Если усилие от давления в линии *A* превосходит усилие пружины (*3*), золотник смещается в рабочую позицию и поддерживает постоянство давления в линии *A*.

Если давление в линии *A* увеличивается из-за сил, действующих в гидродвигателе, золотник (*4*) смещается дальше в направлении сжатия пружины (*3*). В результате линия *A* соединяется с баком через дросселирующую щель (*5*) золотника (*4*). В бак начинает сливаться такое количество рабочей жидкости, которое необходимо для исключения дальнейшего повышения давления.

Утечки из пружинной полости (*6*) всегда отводятся наружу через линии *T* (*Y*).

Для свободного пропускания рабочей жидкости из канала *A* в канал *P* может встраиваться обратный клапан (*7*). Отверстие для подключения манометра (*8*) служит для контроля редуцированного давления.

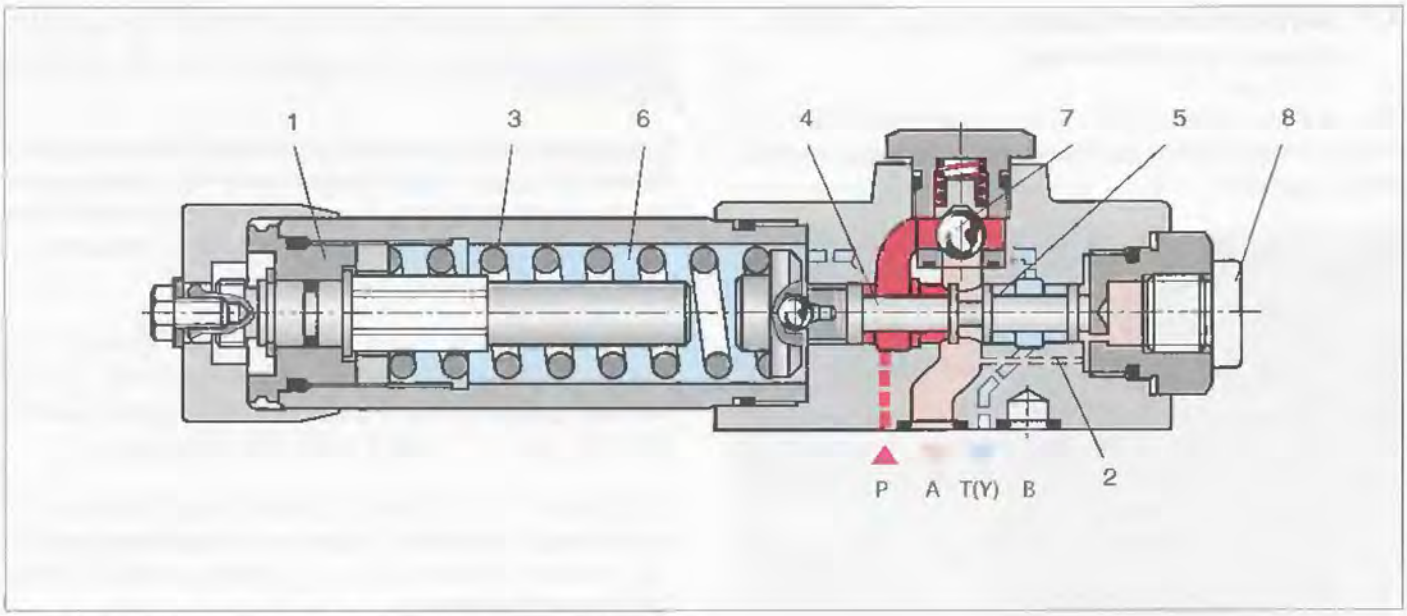



Рис. 12.45. *Редукционный клапан прямого действия*

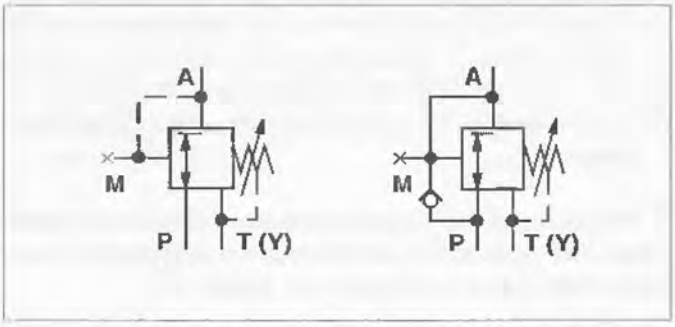



Рис. 12.46. *Редукционный клапан прямого действия: слева — без обратного клапана, справа — с обратным клапаном*

## 4.4. Двухлинейные редукционные клапаны непрямого действия

Для редуцирования больших потоков рабочей жидкости применяются редукционные клапаны непрямого действия

Рис. 12.47. *Редукционный клапан непрямого действия стыкового монтажа*

Как и в предохранительных клапанах непрямого действия, к пружинной полости основного плунжера подключается предохранительный клапан прямого действия (Рис. 12.49).

Вспомогательный клапан (пилот) является измерительным элементом в этой системе.

Желаемое выходное давление устанавливается пружиной (*1*) пилота.

В исходном положении клапан открыт, т.е. жидкость может свободно проходить из линии *B* главного патрона (*2*) в линию *A*. Редуцированное давление в линии *A* воздействует на дно основного плунжера (*4*), через демпфер (*3*) подается в пружинную камеру (*12*) и далее через канал (*5*) — к шарику (*6*) пилота (*7*). Давление к шарику (*6*) подводится также через демпфер (*8*) канал (*9*), обратный клапан (*10*) и отверстие (*11*). В зависимости от настройки пружины (*1*) поддерживается определенное давление в канале (*5*) и пружинной камере (*12*). Это давление удерживает плунжер (*4*) в открытом положении. Если давление $p_A$ достигает установленной пружиной (*1*) величины, шарик (*6*) отходит от своего седла.

Поток управления из линии *A* (выходного отверстия) через демпфер (*8*) и канал (*5*) поступает в пилот. За счет падения давления в отверстиях создается перепад давлений на основном плунжере, и он поднимается, сжимая пружину. Требуемое редуцированное давление достигается в результате равновесия между давлением в линии *A* и давлением настройки пружины (*1*).

Слив потока управления из пружинной полости (*14*) всегда отводится в бак через канал (*15*) и линию управления *Y*.

В редукционном клапане существуют две цепи управления: цепь 1 для компенсации нестабильности из-за малых расходов и цепь 2 для исключения эффекта запирания основного плунжера в случае больших расходов.

Начинающаяся в линии *A* цепь 1 обеспечивает питание системы управления через демпфер (*8*), канал (*9*), шарик (*10*) и отверстие (*11*); начинающаяся там же цепь 2 — через демпфер (*3*) и канал (*5*).

Которая из этих цепей эффективна, зависит от местных соотношений давления в демпферах (*3*) и (*8*), впрочем в большинстве случаев обе цепи работают одновременно.

При очень больших скоростях потока имеется более высокое падение давления вблизи отверстия (*8*) по сравнению с отверстием (*3*). Для исключения потока из отверстия (*3*) в отверстие (*8*) служит обратный клапан (*10*), изолирующий цепь управления 1 от цепи 2.

В случае встройки дополнительного обратного клапана (*16*) появляется возможность свободного пропускания потока из линии *A* в линию *B*.

Отверстие (*13*) для подключения манометра применяется для контроля редуцированного давления в линии *A*.

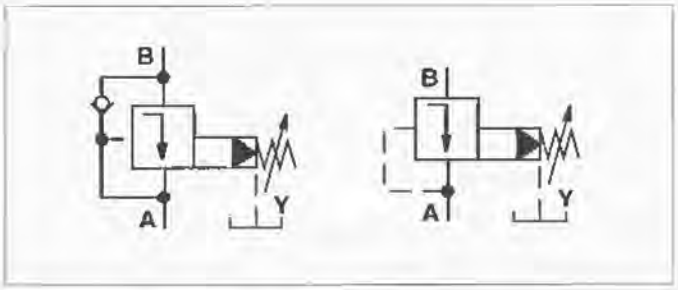



Рис. 12.48. *Редукционный клапан непрямого действия: слева — с обратным клапаном, справа — без обратного клапана*

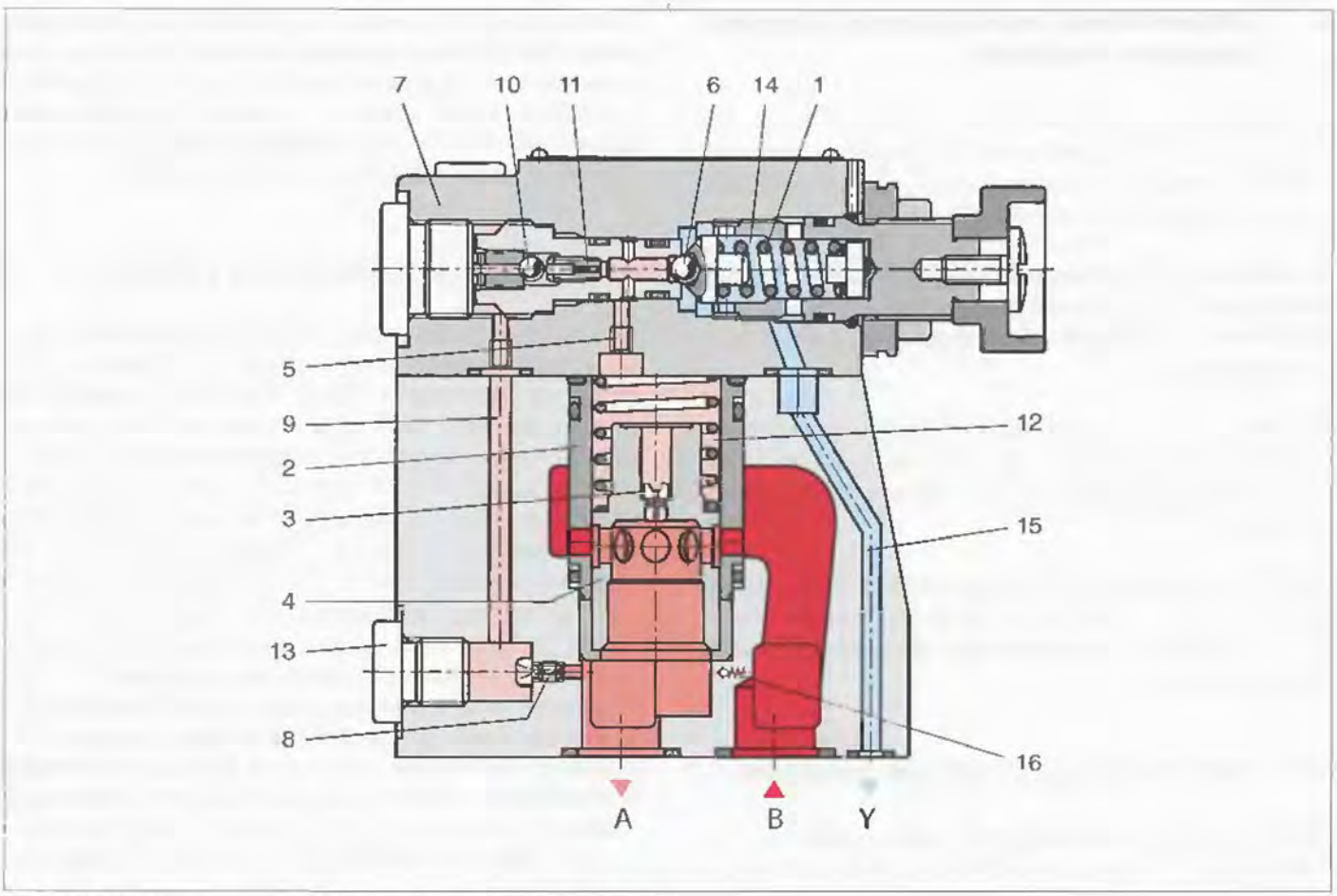



Рис. 12.49. *Редукционный клапан непрямого действия*

## 4.5. Трехлинейные редукционные клапаны непрямого действия

Трехлинейные редукционные клапаны (Рис. 12.50) состоят из главного клапана (*1*) с главным золотником (*2*) и редукционного клапана (*3*) прямого действия, выполняющего роль пилота.

В начальном положении главный золотник (*2*) устанавливается в среднюю позицию с помощью пружин (*5* и *6*) и шайбы (*4*). Соединения линий *P-A* и *A-T* перекрыты.

Пружина (*5*) имеет несколько больший преднатяг по сравнению с пружиной (*6*), поэтому средняя позиция главного золотника точно определяется упором шайбы (*4*) в корпус (*1*).

Золотник управления (*7*) устанавливается пружиной (*8*) в открытую начальную позицию. Клапан способен обеспечить три различных функции регулирования давления.

### 4.5.1. Функция редуцирования давления

Поток управления подводится через канал (*9*) к пилоту. Через открытый проход в пилоте жидкость поступает в канал (*10*) и далее через пружинные полости (*11* и *12*) главного золотника и канал (*13*) — в линию *A*. Если поток рабочей жидкости, поступающей в линию *P*, достаточен, уровень повышения давления в линии *A* определяется сопротивлением гидродвигателя. Это давление через канал (*13*), демпферы (*14* и *15*) главного золотника, каналы (*10* и *16*) воздействует на торец золотника управления (*7*) в направлении сжатия пружины (*8*). В результате изменения проходного сечения между расточкой (*17*) и дросселирующей кромкой (*18*) золотника управления (*7*) входное давление (линия *P*) редуцируется до величины, определяемой настройкой пружины (*8*). Поток управления проходит из выходного отверстия пилота через канал (*10*), пружинную полость(*11*) и отсюда через демпферы (*14* и *15*) главного золотника, пружинную полость (*12*) и линию (*13*) — в линию *A*. На демпферах (*14* и *15*) возникает перепад давлений. Когда потребляемый гидродвигателем расход из линии *A* превышает поток управления, перепад давлений на демпферах (*14* и *15*) возрастает и смещает главный золотник влево, преодолевая усилие пружины (*5*). В результате открывается соединение *P-A*, и в гидродвигатель поступает требуемый расход рабочей жидкости.

Новая позиция главного золотника соответствует равновесию между силами давления и пружин (перепад давлений в демпферах (*14* и *15*) и пружины *5* и *6*). Давление в линии *A* стабилизируется на уровне, определяемом настройкой пружины (*8*) пилота и расходными характеристиками клапана.

### 4.5.2. Функция поддержания давления

Если поток через линию *A* отсутствует (неподвижные гидроцилиндр или гидромотор), перепад давлений на демпферах (*14* и *15*) падает. Главный золотник пружиной (*5*) смещается вправо, сжимая пружину (*6*) и закрывая проходное сечение. Поскольку давление в линии *P* больше, чем в линии *A*, поток утечки движется из линии *P* в линию *A*, через канал (*13*), демпферы (*14* и *15*) и канал (*10*) к пилоту (*3*). Увеличение давления, действующее через канал (*16*) на золотник управления (*7*), смещает его вправо до тех пор, пока дросселирующая щель (*19*) не откроет соединение с баком через линию *Y* (бак). Давление в линии *A* все еще поддерживается постоянным в соответствии с настройкой пружины (*8*). В результате небольших утечек перепада давления в демпферах (*14* и *15*) недостаточно для смещения главного золотника в направлении сжатия пружины (*6*). Главный золотник (*2*) остается в закрытом положении.

### 4.5.3. Функция ограничения давления

Если под влиянием внешних сил давление в линии *A* превышает настроенное давление, увеличивается поток управления через канал (*13*), демпферы (*14* и *15*), канал (*10*) и дросселирующую щель (*19*) золотника управления (*7*) и линию *Y* в бак. Поток управления движется теперь в противоположном направлении по отношению к потоку при реализации функции редуцирования. Если перепад давлений в демпферах (*14* и *15*) превосходит значение, необходимое для деформации пружины (*6*), главный золотник смещается вправо и соединяет линию *A* с линией *T*. Новая позиция главного золотника соответствует равновесию давлений и усилий пружин (перепад давлений на демпферах (*14* и *15*), пружина *6*). Давление в линии *A* поддерживается постоянным в соответствии с настройкой пружины (*8*) пилота и расходными характеристиками клапана.

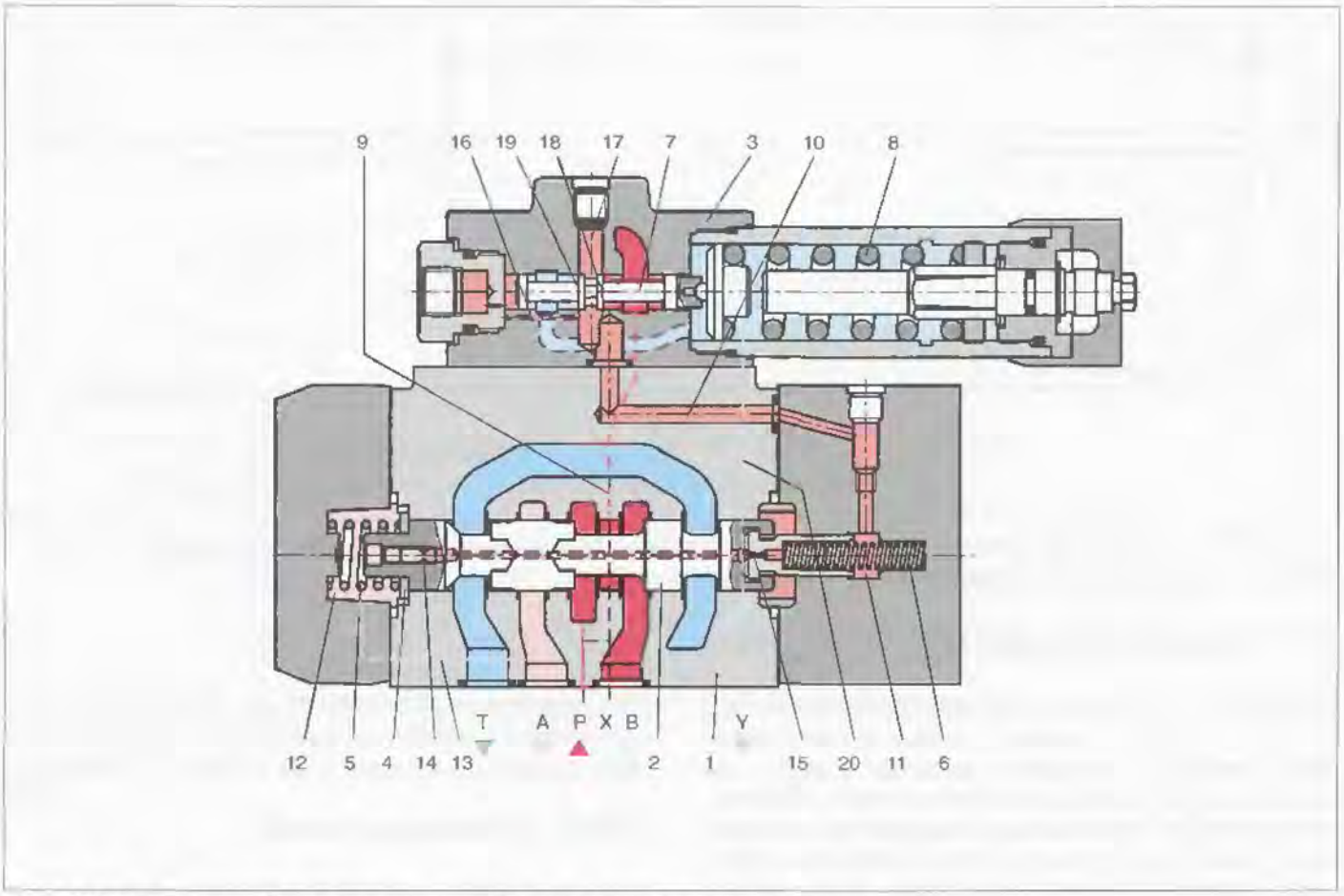



Рис. 12.50. *Трехлинейный редукционный клапан непрямого действия*

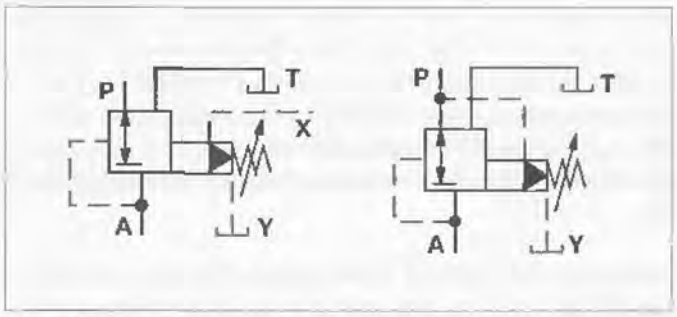



Рис. 12.51. *Трехлинейный редукционный клапан: слева — внешний подвод управления, справа — внутренний подвод управления*

## 4.6. Характеристики клапанов

### 4.6.1. Статические характеристики

Для редукционных и предохранительных клапанов применяются одни и те же характеристики, хотя имеются и некоторые отличия. Представляемый расход является расходом, поступающим к гидродвигателю, и установленное давление — выходное давление $p_A$.

Поле рабочих характеристик (Рис. 12.52) показывает изменение выходного давления $p_A$ в функции расхода при постоянном входном давлении $p_E$. В функциях редуцирования давления пунктирные линии представляют наименьшее сопротивление гидродвигателя в зависимости от расхода. Они характеризуют предельный уровень применения клапана в гидросистеме.

При рассмотрении предохранительной функции (только в трехлинейных аппаратах) характеристика сопротивления сливной линии (линии бака) также показана пунктиром. Она характеризует предел применения для функций контролируемого ограничения давления и зависит от используемой гидросистемы.

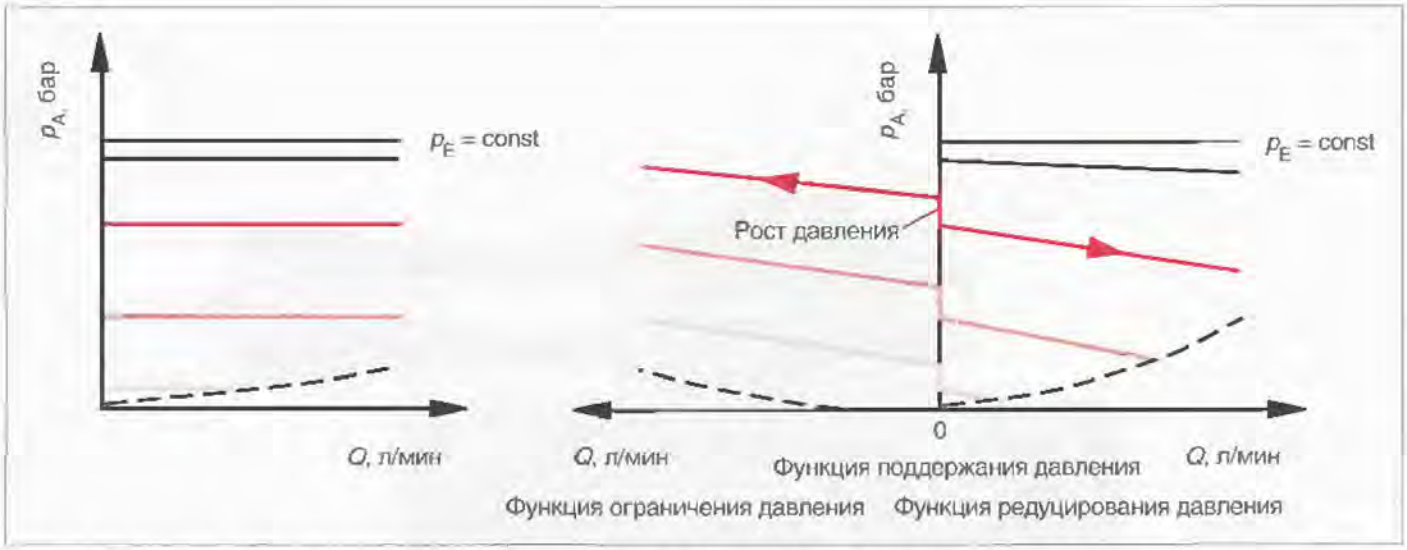



Рис. 12.52. *$p_A$ – Q характеристические кривые для редукционных клапанов непрямого действия: слева – двухлинейная модель, справа – трехлинейная модель*

### 4.6.1.1. Зависимость давления от расхода

Значительная разница в наклоне характеристических кривых имеется между редукционными клапанами непрямого и прямого действия. Наклон для клапанов прямого действия существенно больше, чем для клапанов непрямого действия, из-за изменения усилия пружины при увеличении хода запорного элемента. В характеристиках трехлинейных моделей (Рис. 12.52) имеются зоны скачкообразного увеличения давления при выполнении функции поддержания давления в зоне перехода от функции редуцирования к функции ограничения давления. Эти зоны образуются из-за положительного перекрытия между дросселирующими кромками золотника управления (*7*) и главного золотника (*2*). При переходе через среднее положение золотник (*7*) совершает «мертвый ход», при котором обе линии пилота закрыты. Таким образом, усилие пружины возрастает и, следовательно, увеличивается давление в линии *A*.

Это увеличение давления можно исключить за счет применения управляющего золотника с отрицательным перекрытием, однако при этом возрастают утечки.

### 4.6.1.2. Поток через пилот

В трехлинейных редукционных клапанах поток управления всегда течет к гидродвигателю при реализации функции редуцирования. В функции поддержания давления утечки отводятся в линию управления *Y*. В двухлинейных редукционных клапанах непрямого действия весь поток управления всегда отводится через линию *Y*. Он зависит от расхода, потребляемого гидродвигателем, разности давлений между входом и выходом и давления настройки.

Зависимость потока управления от разности давлений $\Delta p = p_E - p_A$ для двухлинейного редукционного клапана с условным проходом $D_y$ = 10 мм показана на Рис. 12.53.

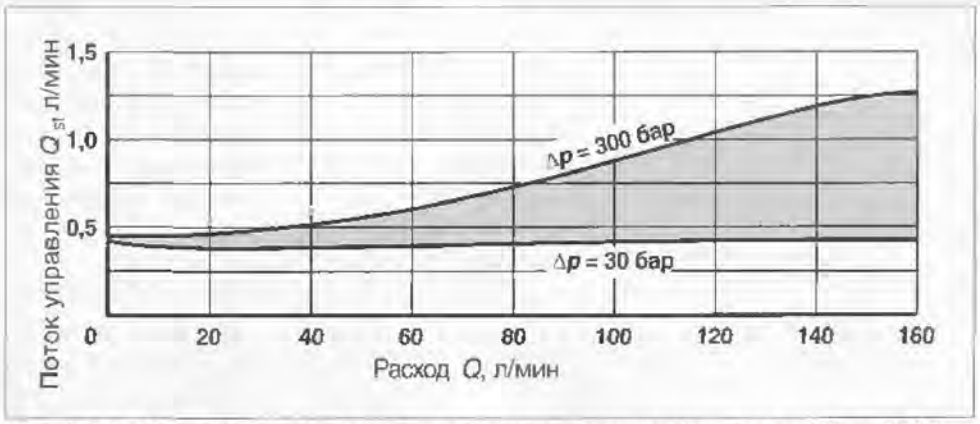



Рис. 12.53. *$Q_{st}$ – Q характеристические кривые при $\Delta p$ ($p_E - p_A$) от 30 до 300 бар*

### 4.6.1.3. Минимальное давление настройки и максимальный расход

Оба эти параметра могут рассматриваться только вместе. Обычно клапан настраивается при нулевом расходе. Пунктирные кривые на Рис. 12.52, характеризующие сопротивление гидродвигателя в зависимости от расхода, показывают минимальное давление на выходе клапана. Каждая точка этих кривых представляет различную настройку клапана. В то же время необходимо рассмотреть это минимальное давление, которое может быть установлено для частных случаев применения.

Если установлено минимальное значение, нельзя получить желаемый расход. Теоретически в редукционных клапанах прямого действия можно установить минимальное давление $p_A = 0$. Однако при этом не будет расхода к гидродвигателю, поскольку начало кривой сопротивления гидродвигателя также находится в нулевой точке (Рис. 12.52). В редукционном клапане непрямого действия минимальное давление настройки определяется усилием пружины основного запорного элемента и действующим на него давлением подпора потока управления. Это давление, как правило, находится в пределах от 3 до 7 бар при нулевом расходе.
Исключением являются трехлинейные редукционные клапаны, поскольку в них поток управления поступает в гидродвигатель.

Дальнейший анализ возможностей применения редукционных клапанов заключается в определении допустимой разности давлений между входом и выходом. Если эта разность слишком мала, запорный элемент максимально открывается для того, чтобы пропустить желаемый расход к гидродвигателю. Дальнейшее редуцирование давления невозможно в этом случае.
По этой причине необходимо принимать во внимание характеристики производителя в части минимальной разности давлений в функции расхода (Рис. 12.54).

В заключение необходимо отметить, что минимальное давление настройки достижимо в том случае, когда соответствующая характеристическая кривая пересекает кривую сопротивления гидродвигателя при желаемой величине расхода.

### 4.6.2. Динамические характеристики

На практике требуются хорошие динамические характеристики редукционных клапанов. Пики давления при резкой остановке гидродвигателя (гидроцилиндра или гидромотора) должны быть минимальными. Аналогичные явления могут происходить, когда машина запускается вновь или в период после остановки.

За исключением трехлинейных редукционных клапанов непрямого действия, основной запорный элемент редукционных клапанов является нормально открытым. Если поток, поступающий в гидродвигатель, внезапно уменьшается, запорный элемент должен максимально быстро закрыться, преодолевая усилие пружины. Запаздывание из-за сил трения и потока приводит к нежелательному увеличению давления (пику давления) в цепи гидродвигателя.

С другой стороны, если поток неожиданно возрастает, основной запорный элемент должен максимально быстро открыться, чтобы избежать провала давления. Величина пиков и провалов зависит от динамических характеристик клапана (типа, схемы пилота), гидродвигателя (гидроцилиндр или гидромотор), параметров ($p_E$, $p_A$, $Q$), а также от объема гидроцилиндра и соединительных линий.

### 4.6.3. Рекомендации по применению

Клапаны могут применяться и в случаях, когда поток к гидродвигателю отсутствует. Запорные элементы работают с перекрытием и склонны к засорению, когда частицы загрязнений попадают в зазор при постоянном потоке управления. Это вызывает колебания давления в линии подключения гидродвигателя.

С целью повышения надежности рекомендуется добавить линию перепуска для малых расходов (0,5 до 1,5 л/мин). Особенно важно улучшить фильтрацию рабочей жидкости.

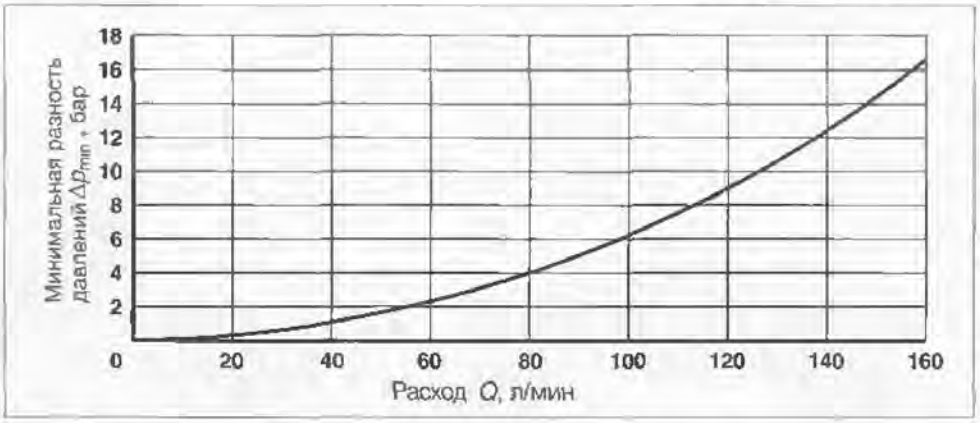



Рис. 12.54. *Характеристика* $\Delta p_{min} - Q$

**Заметки**

Глава 13

# Дроссели и регуляторы расхода

## 1. Общие положения

Дроссели и регуляторы расхода используются для изменения скорости движения гидродвигателей путем изменения открытия (увеличения или уменьшения) дроссельного проходного сечения.

Делители расхода реализуют специальную функцию: они разделяют входной поток на две или более частей.

В зависимости от свойств дроссели и регуляторы расхода могут быть подразделены на 4 группы (Рис. 13.1).

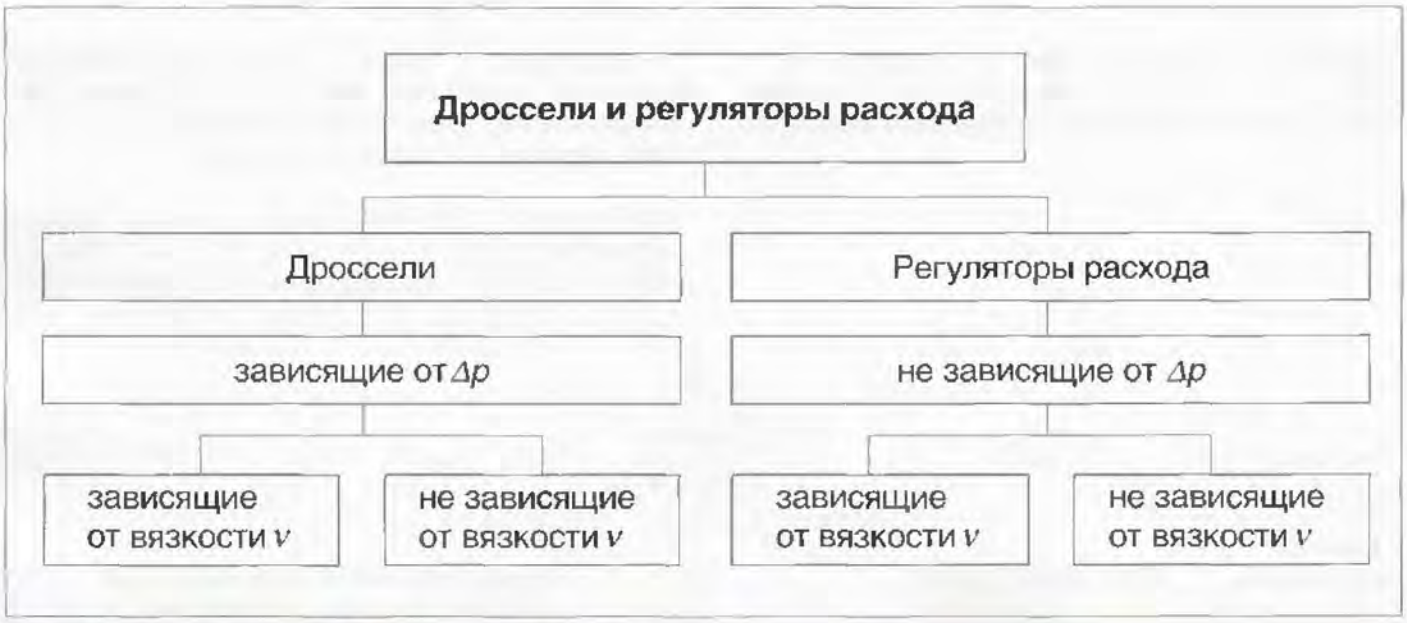



Рис. 13.1. *Типы дросселей и регуляторов расхода*


Рис. 13.2. *Дроссель или дроссель с обратным клапаном стыкового монтажа*

Рис. 13.3. *Двухлинейные регуляторы расхода стыкового монтажа*

Величина расхода рабочей жидкости в дросселях и регуляторах расхода настраивается с помощью дросселирующих щелей, для которых справедливо уравнение:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2}{\rho}} \qquad (1)$$

где

$Q$ – расход, м³/с

$A$ – площадь проходного сечения дросселирующей щели, м²

$\Delta p$ – перепад давлений, Н/м²

$\rho$ – плотность, Нс²/м⁴

$\alpha$ – коэффициент расхода, зависящий от дросселя $\alpha$ = 0,6...0,9

Коэффициент расхода зависит от ряда параметров, таких, как сжатие струи, трение, вязкость и тип дросселирующего отверстия, причем для сопел и отверстий:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{\xi}} \qquad (2)$$

Коэффициент сопротивления для ламинарного потока:

$$\xi = \frac{l \cdot 64 \cdot \nu}{v \cdot d_H^2} \qquad (3)$$

$l$ – длина дросселя, м

$\nu$ – кинематическая вязкость, м²/с

$v$ – скорость потока, м/с

$d_H$ – гидравлический диаметр, м

$$d_H = \frac{4 \cdot A}{U} \qquad (4)$$

$A$ – площадь проходного сечения
$U$ – смоченный периметр

Из уравнения (1) следует, что при постоянном расходе чем больше площадь проходного сечения, тем меньше может быть перепад давлений. Это позволяет исключить засорение дросселя.

Дросселирование сильно зависит от типа дросселирующей щели (см. таблицы 13.1 и 13.2). Изменение открытия дросселирующей щели позволяет изменять пропускную способность аппаратов.

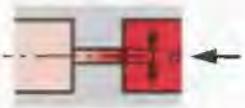
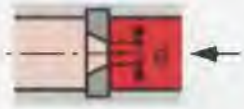
| Наименование/ форма | Рисунок | Площадь проходного сечения A, м² | Примечание |
|---|---|---|---|
| Отверстие сравнительно большой длины |  | $\frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ | Хорошее проходное сечение благодаря малому смоченному периметру, однако зависит от вязкости из-за большой длины |
| Диафрагма |  | $\frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ | Хорошее проходное сечение благодаря малому смоченному периметру. Поскольку дросселирующие кромки острые (длина приближается к нулю), практически не зависит от вязкости |

Таблица 13.1. *Проходные сечения для нерегулируемых дросселей*

| Наименование/ форма | Рисунок | Площадь проходного сечения A, м² | Примечание |
|---|---|---|---|
| Игольчатый дроссель | | $(d - h \cdot \mathrm{tg}\alpha) \cdot \pi \cdot h \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$ | Дроссельная щель короткая, смоченный периметр небольшой и незначительное влияние вязкости. Опасно засорение при малых расходах из-за малого кольцеобразного зазора. Низкое разрешение. |
| Продольная канавка треугольной формы | | $\frac{h^2}{\sin^2\alpha} \cdot \mathrm{tg}\beta / 2$ | Дросселирующая щель сравнительно короткая и смоченный периметр небольшой. Влияние вязкости незначительное и небольшая опасность засорения. Хорошее разрешение при изменении расхода. Хорошо приспособлен для малых расходов. |
| Продольная канавка прямоугольной формы | | $\mathrm{tg}\,\alpha \cdot h \cdot b$ | Дросселирующая щель сравнительно короткая и смоченный периметр небольшой. Влияние вязкости незначительное и небольшая опасность засорения. Хорошее разрешение при изменении расхода. Хорошо приспособлен для малых расходов. |
| Щелевой дроссель | | | Короткая дросселирующая щель, но большой смоченный периметр. Влияние вязкости все еще сравнительно небольшое. Не очень приспособлен для малых расходов, поскольку дросселирующая щель имеет малый зазор и, следовательно, велика опасность засорения. Низкое разрешение. |
| Кольцевой дроссель треугольной формы | | $\frac{\mathrm{tg}\,\beta}{2} \cdot a^2$ (кольцевым сегментом пренебрегаем) | Дроссельная щель длинная и, следовательно, велика зависимость от вязкости. Разрешение (ход настройки по отношению к изменению расхода) не очень хорошее. В основном применяются углы поворота от 90 до 180 °. |

Таблица 13.2. *Проходные сечения для регулируемых дросселей*

Из Рис. 13.4 ясно, что треугольная канавка является лучшей с точки зрения разрешения при настройке.

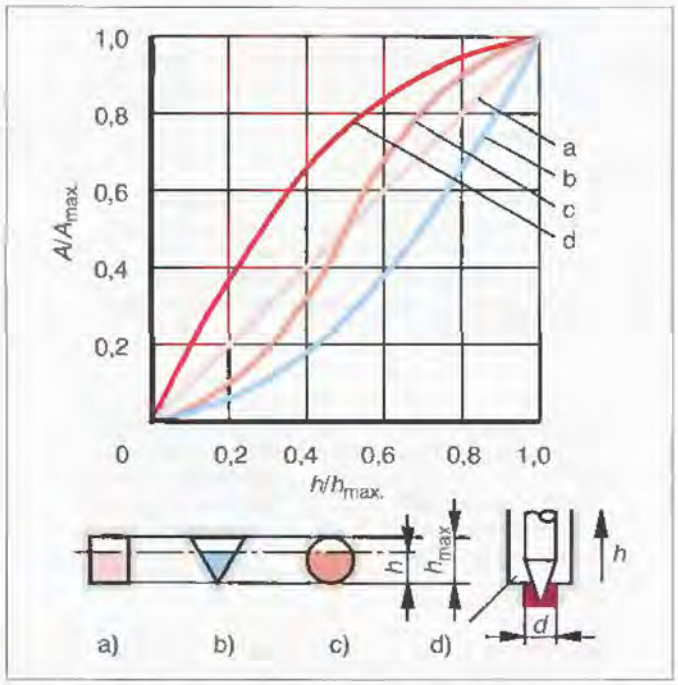



Рис. 13.4. *Свойства разрешения для различных типов дросселей*

## 2. Дроссели

Расход рабочей жидкости через дроссели зависит от разности давлений и позиции дросселя, т.е. при большей разности давлений проходит больший расход.

Во многих случаях управления, где постоянство расхода (® скорости) несущественно, используют только дроссели, поскольку регуляторы расхода слишком сложны для этих целей.

Дроссели используются в случаях:

– где имеется постоянное рабочее сопротивление

– где изменение скорости допустимо или даже желаемо при изменении нагрузки.

Уравнение (3) для коэффициента сопротивления показывает влияние вязкости. Чем меньше длина дросселирующей щели, тем менее заметно влияние изменения вязкости. Необходимо также отметить, что поток увеличивается, когда среда становится более жидкой.

Зависит или практически не зависит расход от вязкости, определяется типом дросселя.

### 2.1. Дроссели, зависимые от вязкости рабочей жидкости

#### 2.1.1. Дроссели резьбового монтажа

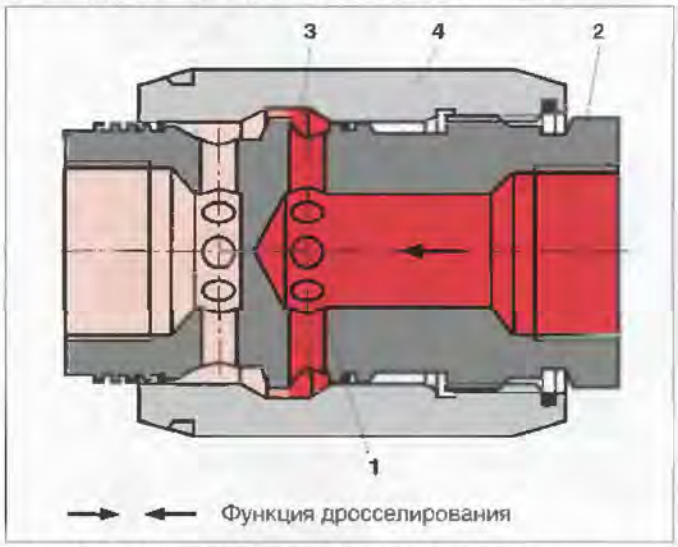



Рис. 13.5. *Дроссель резьбового монтажа*

Через радиальные отверстия (*1*) в корпусе (*2*) рабочая жидкость поступает к дросселирующей щели (*3*) между корпусом и дросселирующей втулкой (*4*). Путем поворота втулки может бесступенчато регулироваться кольцевое проходное сечение дросселирующей щели. Дросселирование имеет место в обоих направлениях (Рис. 13.5).
Если требуется дросселировать поток только в одном направлении, необходим дополнительный обратный клапан.

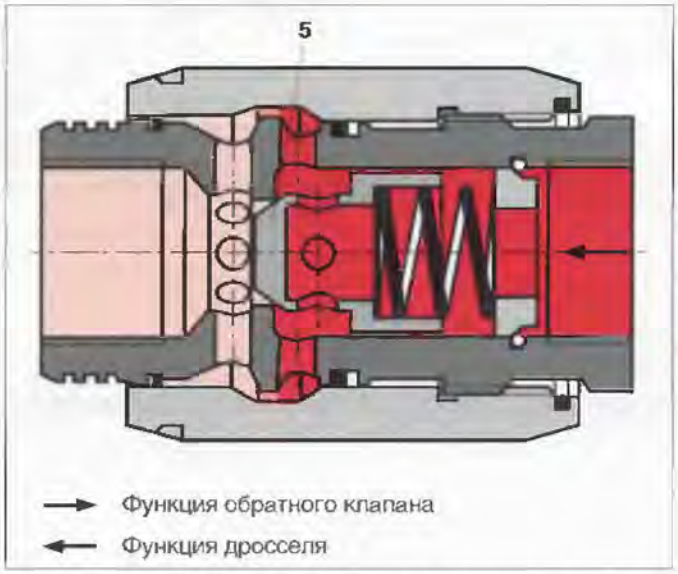



Рис. 13.6. *Дроссель с обратным клапаном резьбового монтажа*

В направлении дросселирования жидкость подводится справа к обратному клапану (*5*) и прижимает его к седлу. Процесс дросселирования происходит, как в дросселе (см. Рис. 13.5).

В противоположном направлении (слева направо) поток воздействует на переднюю поверхность обратного клапана, заставляя его отойти от седла. Рабочая жидкость свободно проходит через аппарат. Одновременно часть жидкости проходит через кольцевую щель, обеспечивая эффект самоочистки.

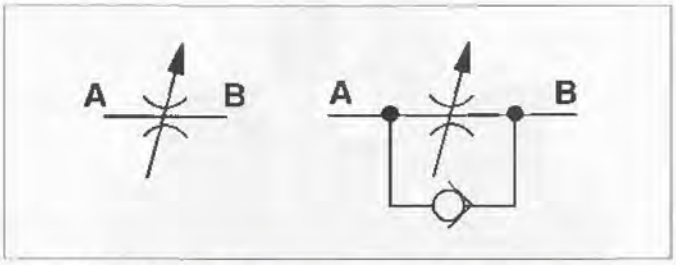



Рис. 13.7. *Слева: дроссель; справа: дроссель с обратным клапаном*

Рис. 13.8. *Дроссели и дроссели с обратным клапаном, встраиваемые в трубопроводы*

## 2.1.2. Дроссели стыкового и фланцевого монтажа

Для больших расходов (приблизительно 3000 л/мин при давлении $p$ = 315 бар) дроссели и дроссели с обратным клапаном изготовляются со стыковым или фланцевым монтажом. Значительные перестановочные усилия обеспечиваются выходящим наружу винтом с квадратом под ключ.

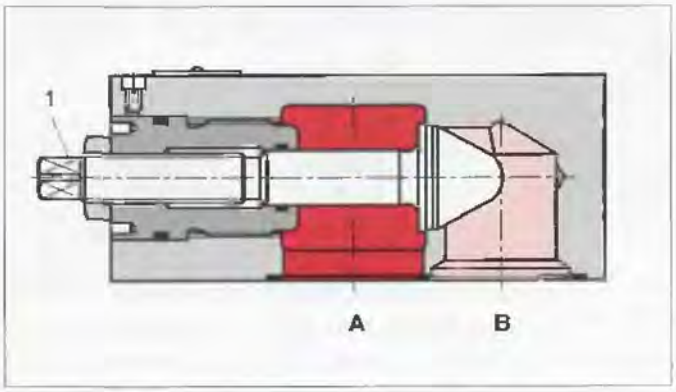



Рис. 13.9. *Дроссель стыкового монтажа*

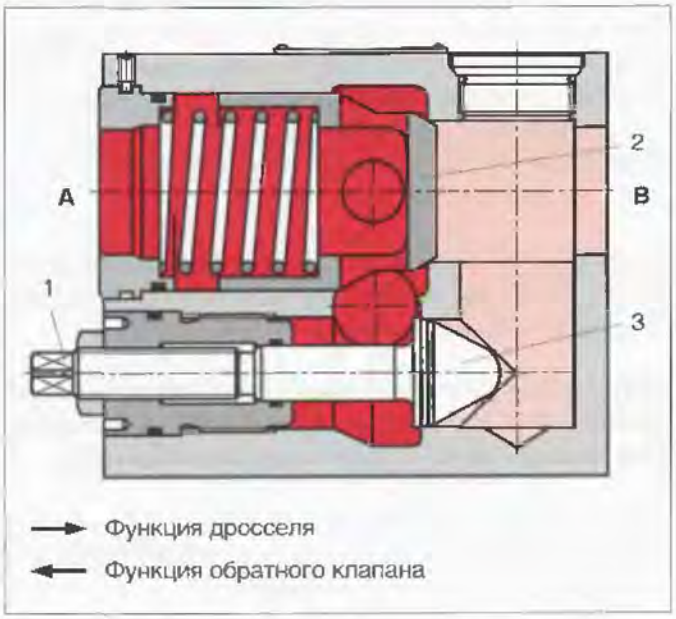



Рис. 13.10. *Дроссель с обратным клапаном фланцевого монтажа*

## 2.1.3. Дроссели и дроссели с обратными клапанами ввертного и вставного монтажа

Рис. 13.11. *Дроссели и дроссели с обратным клапаном патронного исполнения (картридж), слева и в центре: ввертного монтажа, справа: вставного монтажа*

Дроссели и дроссели с обратным клапаном патронного исполнения в стандартной версии не имеют собственного корпуса с присоединительными линиями. Эти аппараты ввинчиваются или вставляются в соответствующие расточки монтажных плит или гидроблоков, в которых выполнены соответствующие соединения.

В случае размещения в монтажной плите эти аппараты могут соединяться с другими с помощью каналов (например, сверлений).

Если они ввернуты или вставлены в соответствующий корпус, могут быть получены аппараты резьбового, фланцевого, стыкового или модульного монтажа.

Таким образом, патронные аппараты могут использоваться в самых разнообразных случаях без какого-либо конструктивного изменения.

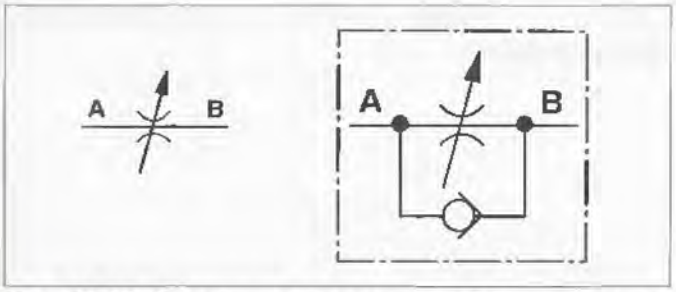



Рис. 13.12. *Дроссель и дроссель с обратным клапаном патронного исполнения*

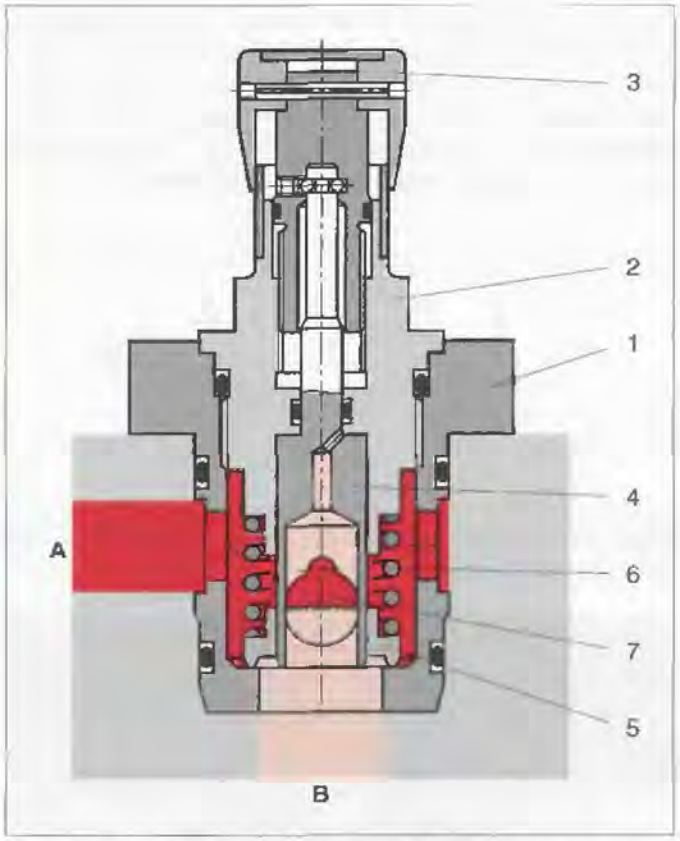



Рис. 13.13. *Дроссель с обратным клапаном вставного монтажа*

Дроссель с обратным клапаном (Рис. 13.13) содержит вставной патрон (*1*), корпус (*2*) с маховичком настройки (*3*), дросселирующую втулку (*4*) и обратный клапан (*5*) с пружиной (*6*).

Направление дросселирования *A® B*. Дроселирующая щель образуется втулкой (*4*) с фасонным отверстием (*7*) и кромкой обратного клапана (*5*). При повороте маховичка настройки дросселирующая втулка перемещается вертикально и изменяет величину проходного сечения.

Поток рабочей жидкости *B® A* проходит свободно (без дросселирования) через обратный клапан.

## 2.1.4. Дроссели с обратными клапанами модульного монтажа

Рис. 13.14. *Сдвоенные дроссели с обратными клапанами модульного монтажа*

Дроссели и дроссели с обратными клапанами модульного монтажа размещаются в каналах *A*, *B*, *P* или *T*. Для дросселей с обратными клапанами различают установку на входе в гидродвигатель или на выходе из него.

Монтаж одного или двух аппаратов в общей модульной плите легко достижим.

Основные исполнения:
- Линия *P* : дросселирование на входе
- Линия *A* : дросселирование на входе или выходе
- Линия *B* : дросселирование на входе или выходе
- Линии *A* и *B* : дросселирование на входе или выходе

Если в общей модульной плите расположены обычные дроссели, поток дросселируется в обоих направлениях.

На Рис. 13.15 два симметрично расположенных дросселя с обратными клапанами, смонтированные в модульной плите, ограничивают поток рабочей жидкости в одном направлении и свободно пропускают возвращающийся поток — в противоположном.

Рабочая жидкость из линии *A1* проходит к линии *A2* подключения гидродвигателя через дросселирующую щель (*1*), между клапаном (*2*) и дросселирующей оправкой (*3*). Последняя может перемещаться в осевом направлении установочным винтом (*4*) и, следовательно, изменять проходное сечение дросселирующей щели (*1*).

Рабочая жидкость, возвращающаяся из гидродвигателя через отверстие *B2*, смещает клапан (*2*) в направлении оправки (*3*), сжимая слабую пружину (*5*), и, следовательно, проходит практически свободно. В зависимости от установки дросселирование может быть в линии подвода или в линии слива.

Для регулирования скорости гидродвигателя (ограничения основного потока) сдвоенный дроссель с обратными клапанами размещается между гидрораспределителем и монтажной плитой.

Сдвоенный дроссель с обратными клапанами может использоваться также для регулирования времени переключения (ограничения потока управления) в гидрораспределителях с электрогидравлическим управлением. В этом случае он устанавливается между основным гидрораспределителем и пилотом (см. Рис. 11.25).

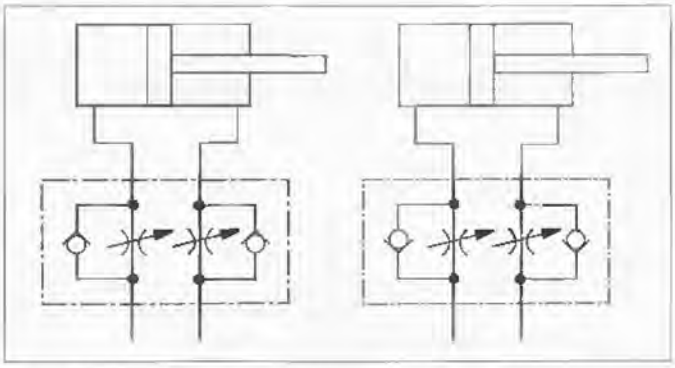


Рис. 13.16. *Примеры схем: слева: дросселирование на входе, справа: дросселирование на выходе*

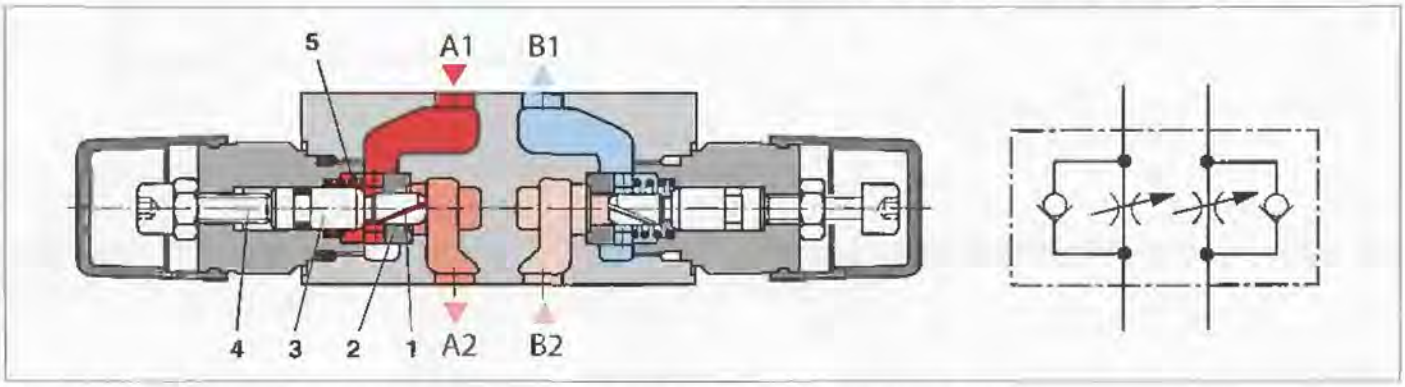



Рис. 13.15. *Сдвоенный дроссель с обратными клапанами модульного монтажа*

## 2.1.5. Путевые (тормозные) дроссели

Дроссели с механическим приводом (рычаг с роликом, плунжер, толкатель с роликом) применяются для путевого регулирования движения, мягкого торможения или ускорения гидравлически приводимых узлов.

Путевой дроссель (Рис. 13.17) имеет нормально открытый основной дроссель (*2*), вспомогательный дроссель с фиксированной настройкой (*7*) и обратный клапан (*6*).

В корпусе (*1*) основной дроссель (*2*) смещается в исходное положение пружиной (*3*).

В исходном положении в зависимости от исполнения по гидросхеме соединение линий *A-B* открыто (как показано на Рис. 13.18) или закрыто.

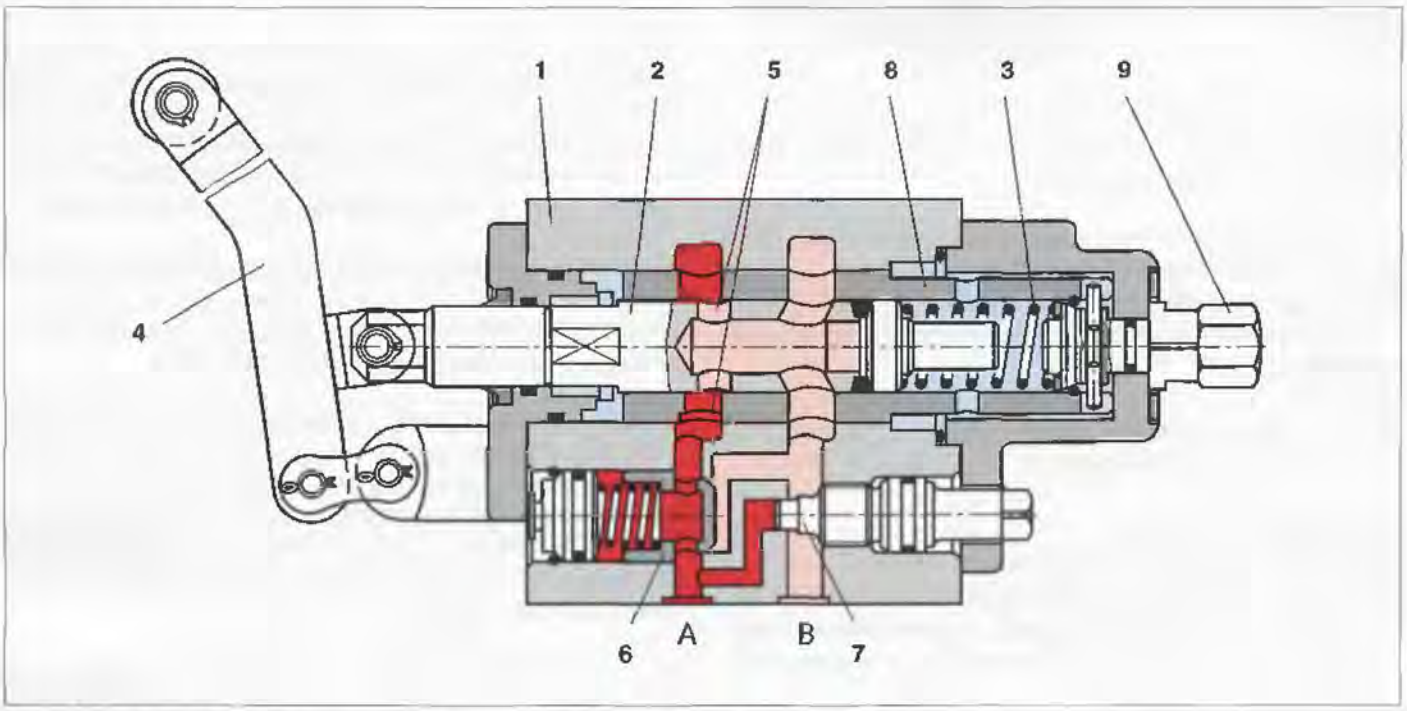



Рис. 13.17. *Путевой дроссель с управлением от рычага с роликом*

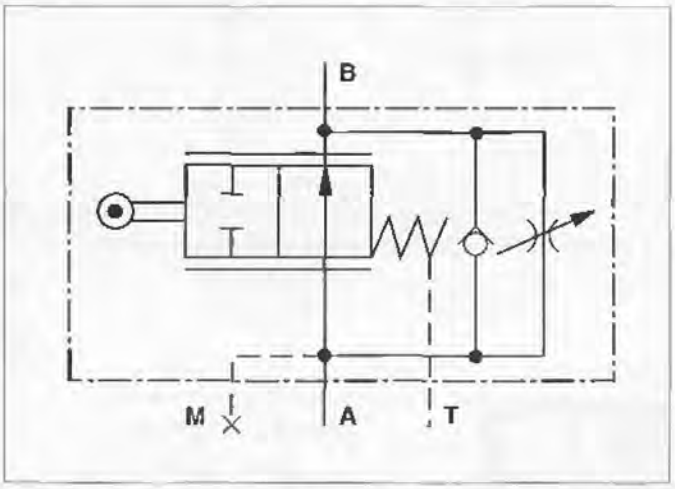



Рис. 13.18. *Условное обозначение путевого дросселя*

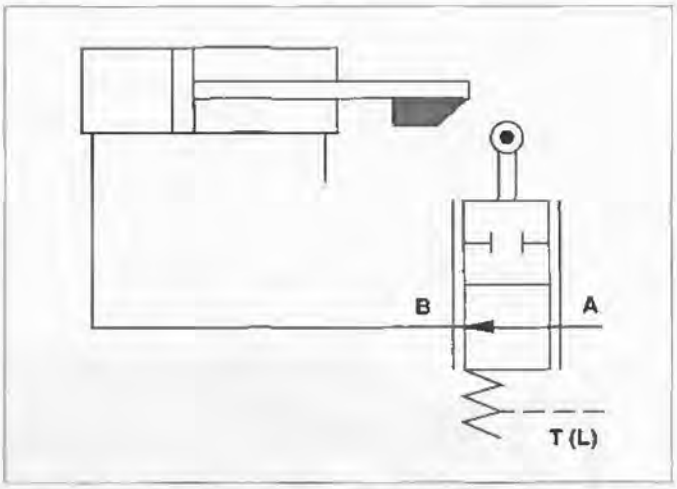



Рис. 13.19. *Пример гидросистемы с использованием путевого дросселя*

Гидроцилиндр, в котором регулируется скорость движения, воздействует на роликовый рычаг путевого дросселя, например с помощью кулачка, установленного на штоке.

Основной дроссель перемещается внутрь корпуса, сжимая пружину. В результате дросселирующая щель (*5*) уменьшается в соответствии с движением штока, и скорость движения гидроцилиндра снижается.

Если соединение линий *A-B* полностью перекрыто, гидроцилиндр останавливается, т.к. прекращается подача рабочей жидкости (если пренебречь утечками).

Требуемый закон торможения достигается за счет подбора профиля кулачка.

Для обеспечения возможности обратного движения из позиции остановки предусмотрен обратный клапан (*6*), подключенный параллельно дроссельной щели и свободно пропускающий поток *B-A*. Гидроцилиндр движется в обратном направлении без сопротивления. Если обратный клапан отсутствует, обратное движение происходит с ускорением.

Малые потоки могут устанавливаться с помощью вспомогательного дросселя (*7*), когда основной дроссель уже полностью перекрыт (гидроцилиндр движется с ползучей скоростью).

## 2.2. Дроссели, независимые от вязкости рабочей жидкости

Дроссели тонкой настройки имеют обычно дросселирующие щели, подобные отверстию с минимальным периметром, что обеспечивает их малую зависимость от вязкости. Эти аппараты обычно состоят из корпуса (*1*), настроечного устройства (*2*) и дросселирующего элемента (*3*) (Рис. 13.20).

Поток *A-B* дросселируется отверстием (*4*). Размер проходного сечения устанавливается путем поворота торцового кулачка (*5*). Наличие острых кромок в дросселирующем отверстии обеспечивает малую зависимость установленного расхода от температуры. Предпочтительное направление потока *A-B*. Гильза с дросселирующей щелью может перемещаться в вертикальном направлении относительно торцового кулачка с помощью установочного винта (*6*). Это позволяет настраивать лимб аппарата на заводе-изготовителе. Стопор (*7*) исключает возможность поворота гильзы.

В зависимости от формы дросселирующего отверстия может быть обеспечен линейный или прогрессивный закон изменения потока при угле поворота 300° (см. Рис. 13.4).

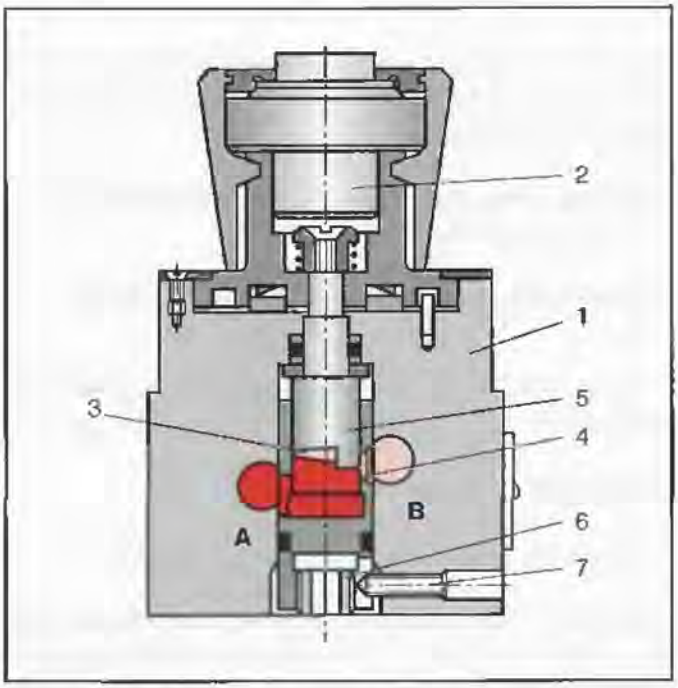



Рис. 13.20. *Дроссель тонкой настройки*

## 3. Регуляторы расхода

Рис. 13.21. *Двухлинейный регулятор расхода стыкового монтажа*

### 3.1. Общие положения

Регуляторы расхода применяются для поддержания постоянства установленного расхода независимо от изменения давления. В дополнение к настраиваемому дросселю (*1*) (дозирующему дросселю) имеется встроенный в аппарат дросселирующий золотник (*2*), который действует как управляющий дроссель (компенсатор давления) и одновременно как элемент сравнения в замкнутой системе обратной связи (Рис. 13.22).

Благодаря взаимодействию двух дросселей, разность давлений $p_1 - p_3$, определяемая нагрузкой, делится на две части:

– **внутренняя (постоянная)** разность давлений $p_1 - p_2$ на дозирующем дросселе

– **внешняя (переменная)** разность давлений $p_2 - p_3$.

Регулятор расхода содержит следующие основные элементы (Рис. 13.22):

– дозирующий дроссель (*1*)

– компенсатор давления (*2*) с пружиной (*3*).

Изменение температуры или вязкости рабочей жидкости может привести к изменению перепада давлений $p_1 - p_2$. Для устранения этого применяется специальная форма дросселирующей щели.

Тип регулятора расхода зависит от конструкции компенсатора давления.

Если компенсатор расположен последовательно с дозирующим дросселем, аппарат является двухлинейным регулятором расхода, если параллельно — трехлинейным регулятором расхода.

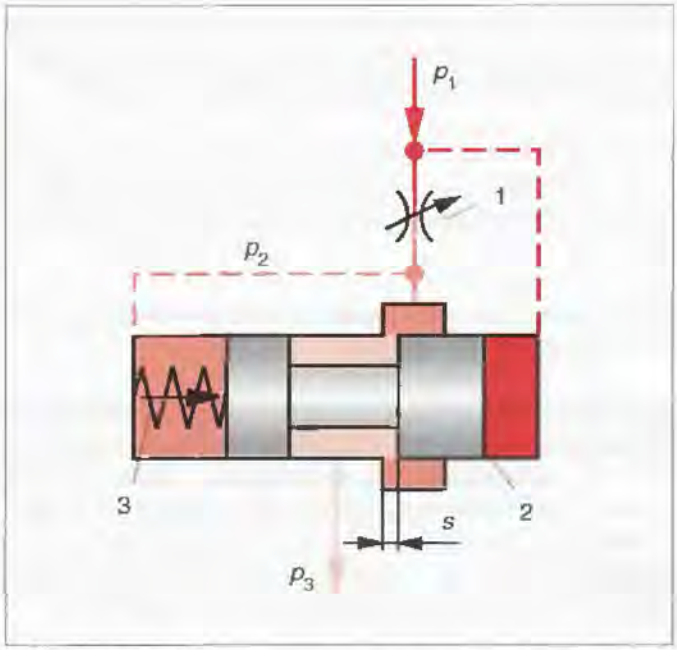



Рис. 13.22. *Принцип работы регулятора расхода*

## 3.2. Двухлинейные регуляторы расхода

В двухлинейных регуляторах расхода дозирующий дроссель и компенсатор давления расположены последовательно, причем компенсатор может располагаться перед дросселем (на входе) или после него (на выходе).

### 3.2.1. Компенсатор давления на входе

На Рис. 13.24 показан регулятор расхода с компенсатором давления на входе.

Управляющая ($A_1$) и дозирующая ($A_2$) дросселирующие щели расположены последовательно. Золотник компенсатора нагружен справа давлением $p_2$ и слева – давлением $p_3$ и усилием пружины $F_F$.

Если пренебречь силами потока, уравнение равновесия сил на золотнике:

$$p_2 \bullet A_k = (p_3 \bullet A_k) + F_F \qquad (5)$$

Перепад давлений на дозирующем дросселе:

$$Dp = p_2 - p_3 = F_F / A_k = \text{const} \qquad (6)$$

Поскольку ход золотника компенсатора $s \leq 1$ мм и пружина имеет небольшую жесткость, влиянием изменения усилия пружины на постоянство $Dp$ или $Q$ можно пренебречь. Из-за наличия некоторого преднатяга пружины золотник не может начать движение до тех пор, пока разность давлений $p_1 - p_3$ не станет больше, чем $Dp = F_F / A_k$ (приблизительно < 8 бар).

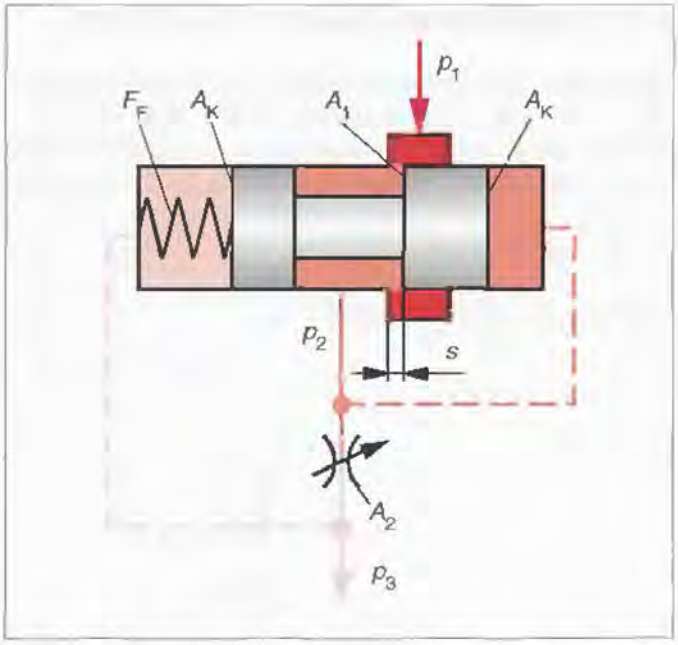



Рис. 13.24. *Принцип работы двухлинейного регулятора расхода с компенсатором давления на входе*

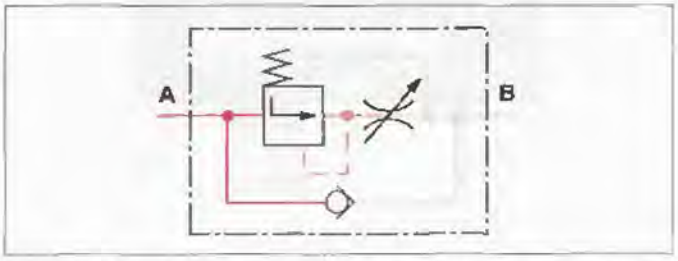



Рис. 13.25. *Условное обозначение двухлинейного регулятора расхода с компенсатором давления на входе*

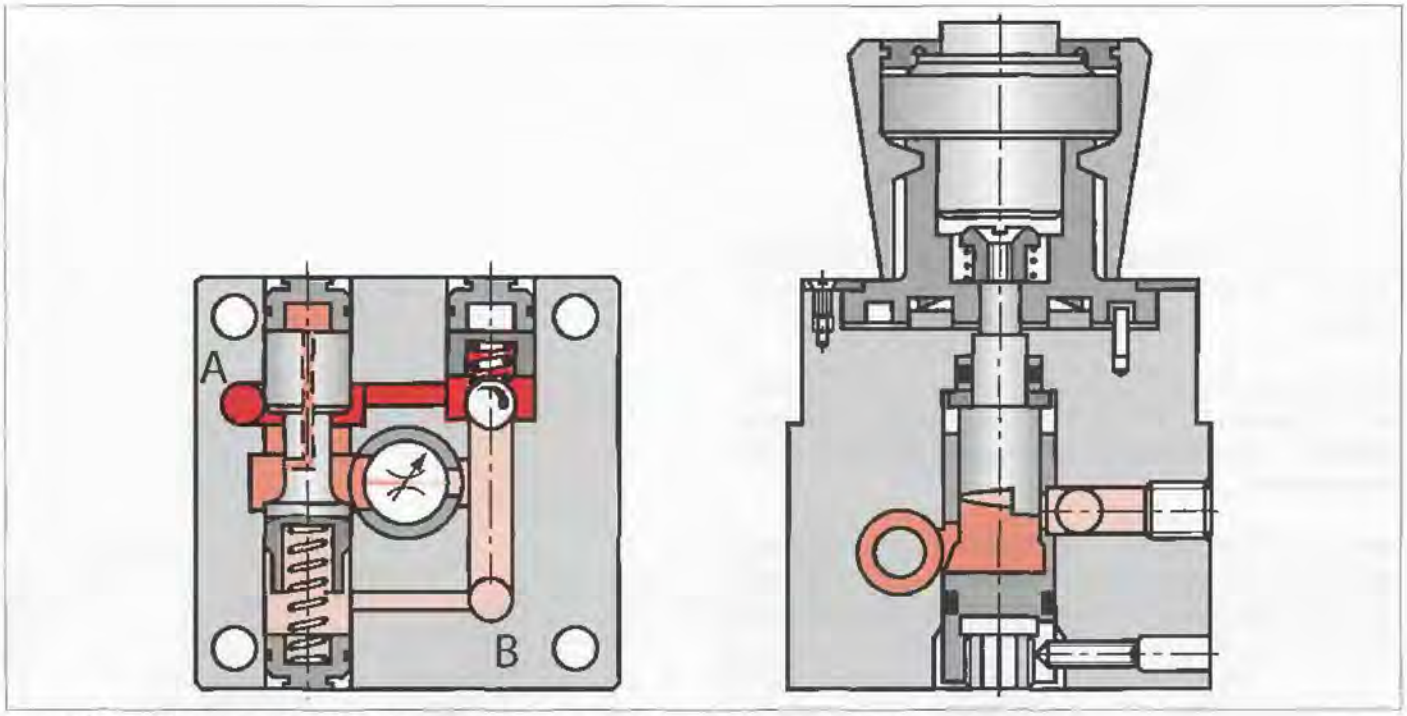



Рис. 13.23. *Двухлинейный регулятор расхода с компенсатором давление на входе*

### 3.2.2. Компенсатор давления на выходе

Двухлинейный регулятор расхода с компенсатором давления на выходе показан на Рис. 13.26. Пренебрегая силами потока и трения, можно записать уравнение равновесия сил на золотнике компенсатора:

$$p_1 \bullet A_k = (p_2 \bullet A_k) + F_F \quad (7)$$

$$Dp = p_1 - p_2 = F_F / A_k = \text{const} \quad (8)$$

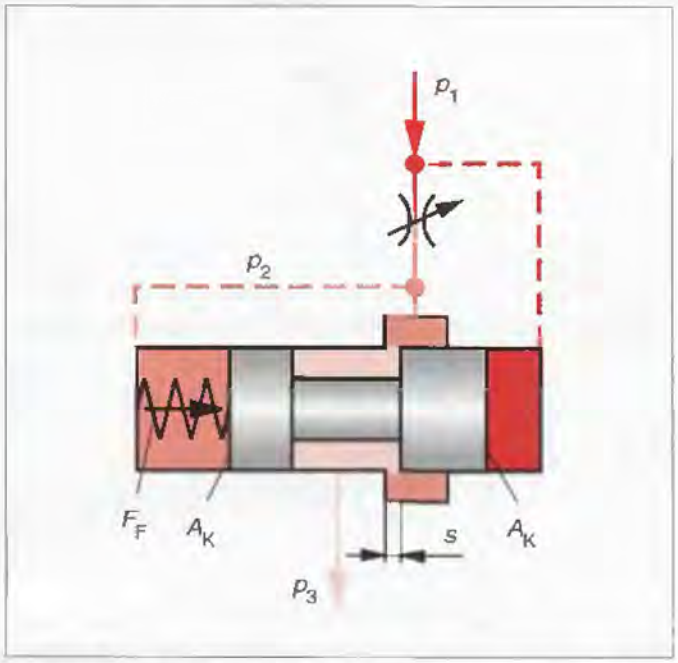



Рис. 13.26. *Принцип работы двухлинейного регулятора расхода с компенсатором давления на выходе*

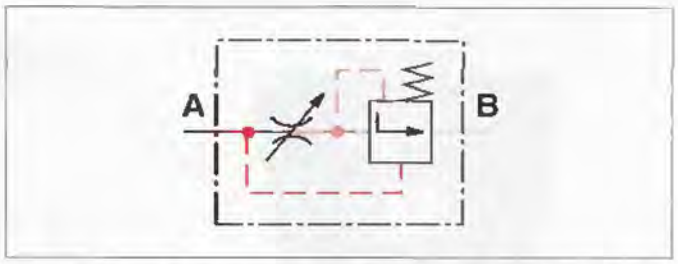



Рис. 13.27. *Условное обозначение двухлинейного регулятора расхода с компенсатором давления на выходе*

На разрезе (Рис. 13.28) ясно видно, что дозирующий дроссель (*1*) и компенсатор давления (*2*) двухлинейного регулятора расхода расположены последовательно.

Место расположения компенсатора давления (на входе или на выходе) в двухлинейных регуляторах расхода определяется чисто конструктивными соображениями.

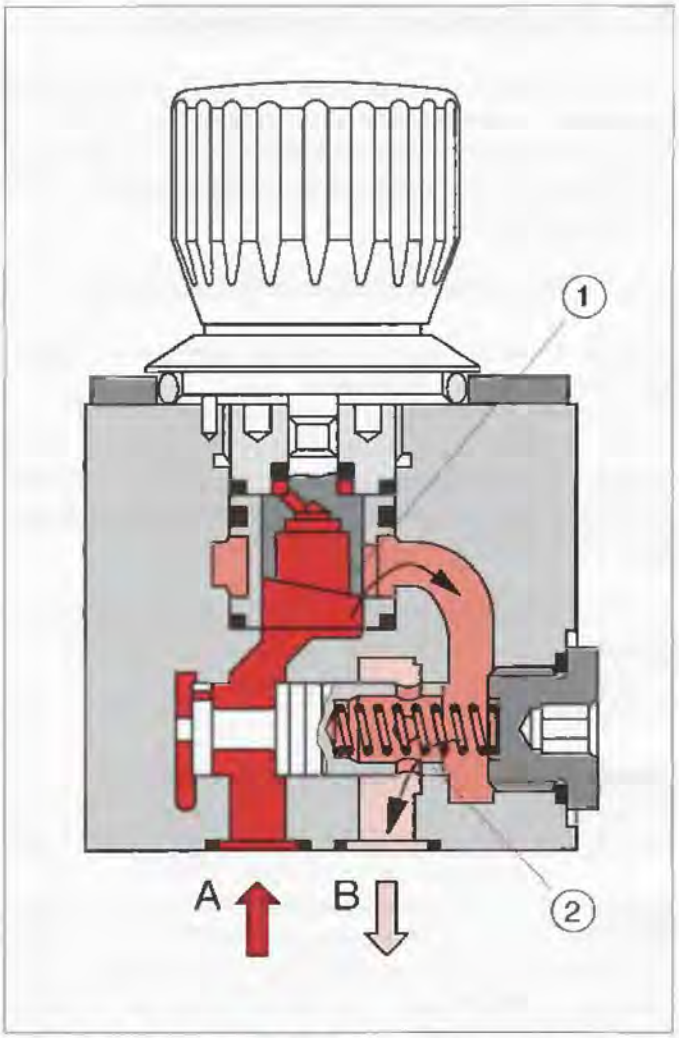



Рис. 13.28. *Двухлинейный регулятор расхода с компенсатором давления на выходе*

### 3.2.3. Применение двухлинейных регуляторов расхода

Известны три основных области применения:

– Дросселирование на входе (первичное управление)

– Дросселирование на выходе (вторичное управление)

– Дросселирование в ответвлении.

#### 3.2.3.1. Дросселирование на входе

В этом случае регулятор расхода устанавливается в напорной линии между насосом и гидродвигателем (Рис. 13.29).

Этот тип управления рекомендуется для гидросистем, в которых регулируется скорость движения гидродвигателя, преодолевающего противодействующее усилие (положительное сопротивление).

Преимуществом такого включения является наличие между регулятором расхода (*1*) и гидроцилиндром (*2*) давления, которое определяется действующей нагрузкой. В результате снижается давление, действующее на уплотнения гидроцилиндра, и, соответственно, – уровень трения.

Недостаток заключается в том, что предохранительный клапан (*3*), включенный перед регулятором расхода, должен быть настроен на максимально возможное давление в гидродвигателе. В результате насос постоянно работает под максимальным давлением, даже когда гидродвигатель преодолевает небольшую нагрузку.

Кроме того, выделяющееся при дросселировании тепло поступает в гидродвигатель.

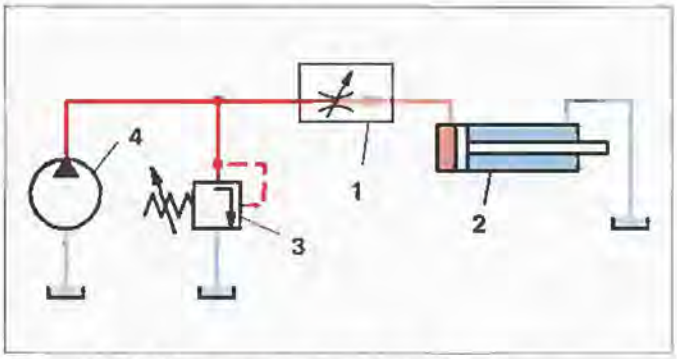



Рис. 13.29. *Дросселирование на входе*

#### 3.2.3.2. Дросселирование на выходе

Здесь регулятор расхода (*1*) установлен в линии между гидродвигателем (*2*) и баком (Рис. 13.30).

Эта схема дросселирования рекомендуется для гидросистем с отрицательной (тянущей) рабочей нагрузкой, которая стремится заставить поршень гидроцилиндра (*2*) двигаться быстрее по сравнению со скоростью, соответствующей подаче насоса (*4*).

Преимуществами схемы являются возможность исключения клапана противодавления и отвод выделяющегося при дросселировании тепла в бак.

К недостаткам относится необходимость настройки предохранительного клапана на максимально возможное давление нагрузки (повышенное тепловыделение). Все элементы гидроцилиндра постоянно находятся под действием максимального рабочего давления даже при холостом ходе (повышенное трение).

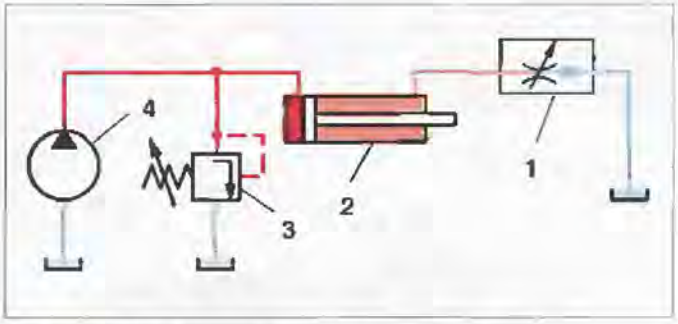



Рис. 13.30. *Дросселирование на выходе*

#### 3.2.3.3. Дросселирование в ответвлении

В этом случае регулятор расхода (*1*) установлен параллельно гидродвигателю (*2*) (Рис. 13.31).

Регулятор расхода ограничивает поток рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, за счет перепуска части подачи насоса в бак.

Преимуществом этой схемы установки является ограниченное рабочее давление, которое определяется нагрузкой при рабочем ходе.

Следовательно, меньше мощности преобразуется в тепло. Когда гидроцилиндр доходит до упора, давление в гидросистеме возрастает до величины, определяемой настройкой предохранительного клапана (*3*), и мощность вновь преобразуется в тепло.

Выделяемое при дросселировании тепло также отводится в бак.

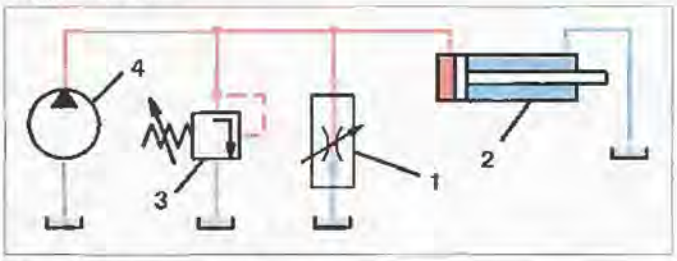



Рис. 13.31. *Дросселирование в ответвлении*

### 3.2.3.4. Исключение начальных рывков

В исходном положении отсутствует поток через регулятор расхода, и компенсатор давления полностью открыт.

Когда начинает проходить поток, компенсатор давления перемещается в свое рабочее положение. Однако во время этого движения через дросселирующее отверстие кратковременно может проходить повышенный расход жидкости (при увеличенном перепаде давлений на дросселирующем отверстии).

На практике это явление называется начальным рывком гидроцилиндра.

Для исключения дефекта золотник компенсатора давления может быть установлен ближе к рабочему положению механически с помощью упора (*1*) ограничения хода (Рис. 13.32).

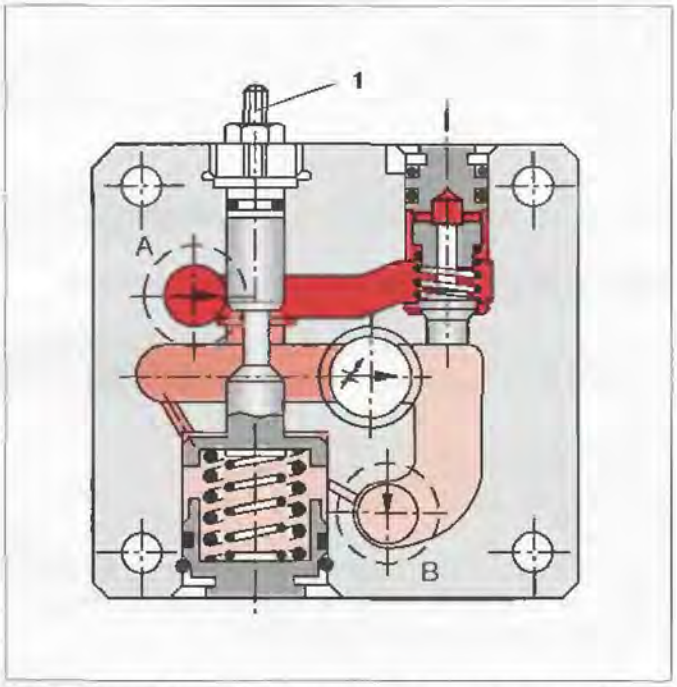



Рис. 13.32. *Регулятор расхода с механическим упором, ограничивающим начальный рывок*

Другим решением является использование специальной схемы, обеспечивающей гидравлическое удержание золотника компенсатора давления в закрытой начальной позиции (Рис. 13.33).

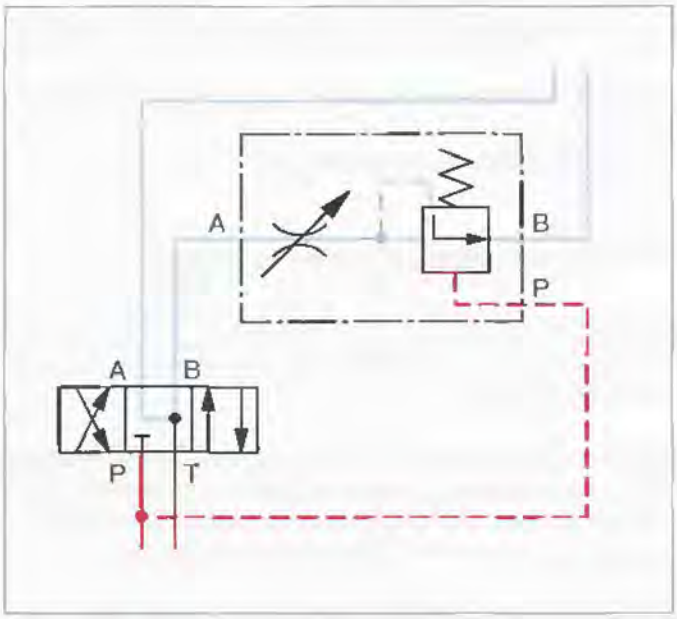



Рис. 13.33. *Схема удержания компенсатора давления в закрытой начальной позиции гидравлическими средствами*

## 3.3. Трехлинейные регуляторы расхода

В отличие от двухлинейных регуляторов расхода, дозирующее ($A_2$) и управляющее ($A_1$) отверстия в трехлинейных регуляторах расхода включены не последовательно, а параллельно.

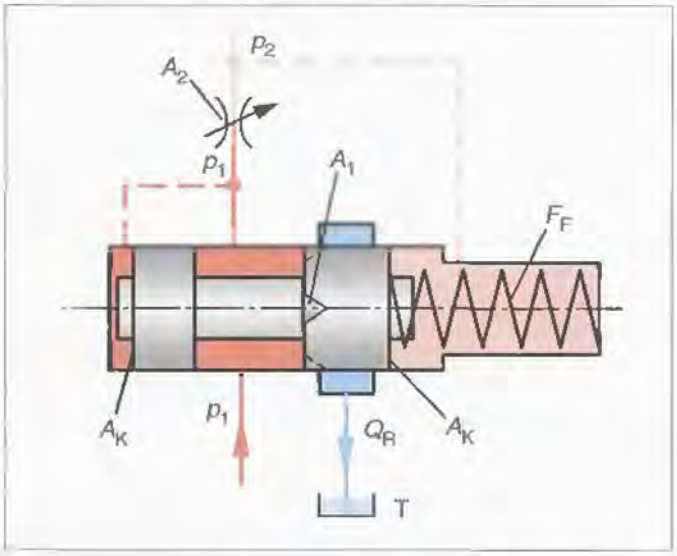



Рис. 13.34. *Трехлинейный регулятор расхода*

Компенсатор давления регулирует здесь излишний поток рабочей жидкости, который через специальную линию сливается в бак. Как правило, в трехлинейный регулятор расхода встроен предохранительный клапан, ограничивающий максимальное давление.

Поскольку излишек потока $Q_R$ возвращается в бак, трехлинейный регулятор расхода может устанавливаться только в напорной линии.

При соединении отверстия управления *X* с баком, возможна разгрузка гидросистемы от давления.

Давление на выходе из насоса превышает давление в гидродвигателе только на величину потерь давления в дозирующем дросселе, в то время как в двухлинейном регуляторе расхода насос постоянно работает под максимальным давлением настройки предохранительного клапана.

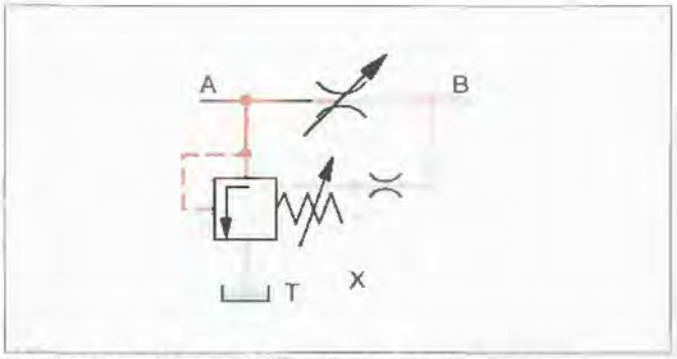



Рис. 13.35. *Трехлинейный регулятор расхода*

Следовательно, при использовании трехлинейного регулятора расхода уменьшаются потери мощности, повышается КПД системы и снижается тепловыделение.

Уравнение равновесия сил на компенсаторе давления:

$$p_1 \bullet A_k = (p_2 \bullet A_k) + F_F \qquad (9)$$

Следовательно

$$Dp = p_1 - p_2 = F_F / A_k = \text{const} \qquad (10)$$

Если $Dp$ = const, то и $Q$ = const.

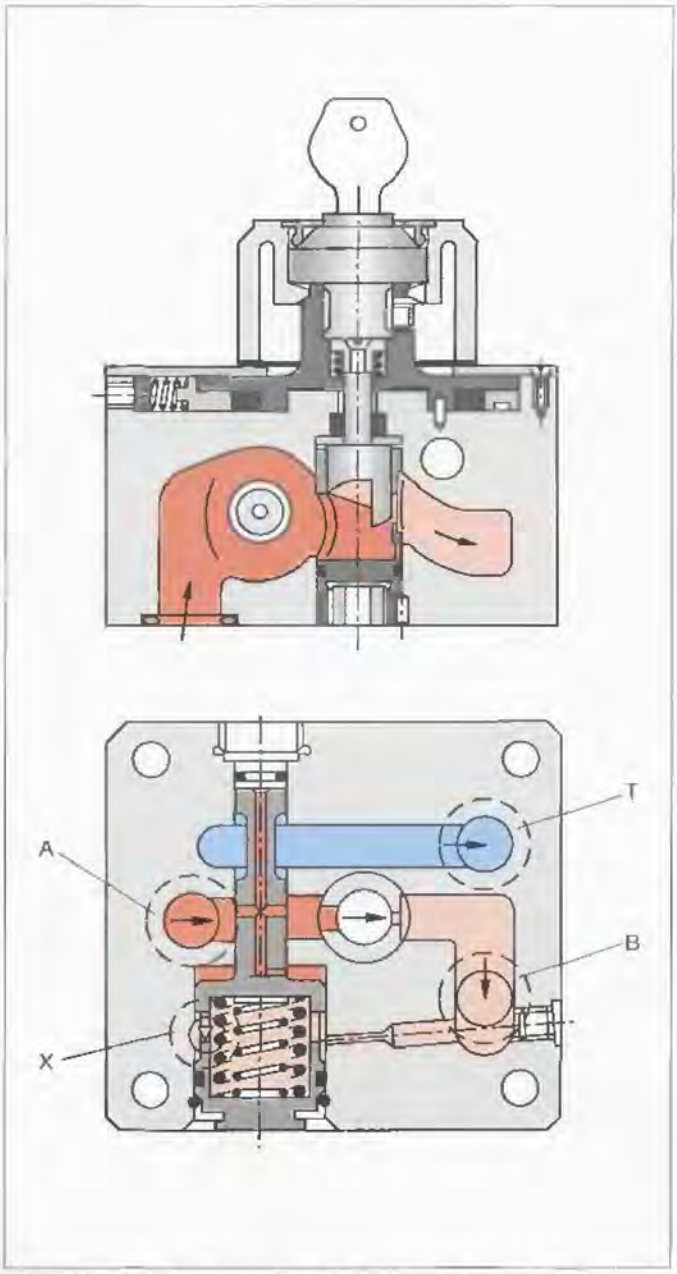



Рис. 13.36. *Трехлинейный регулятор расхода*

## Заметки

Глава 14

# Фильтры и технология фильтрации

## 1. Основные положения

Фильтры — это устройства, которые удаляют твердые частицы из рабочей жидкости. Фильтры используются для отделения твердых частиц от жидкости или пыли от газа и изготовляются из фибры или гранул.

Отфильтрованная жидкость известна также как фильтрат (это выражение не используется в гидравлике).

Материал, удаляемый при фильтрации, называют осадком.

Размеры частиц, присутствующих в жидкостях или воздухе, показаны в таблице 14.1.

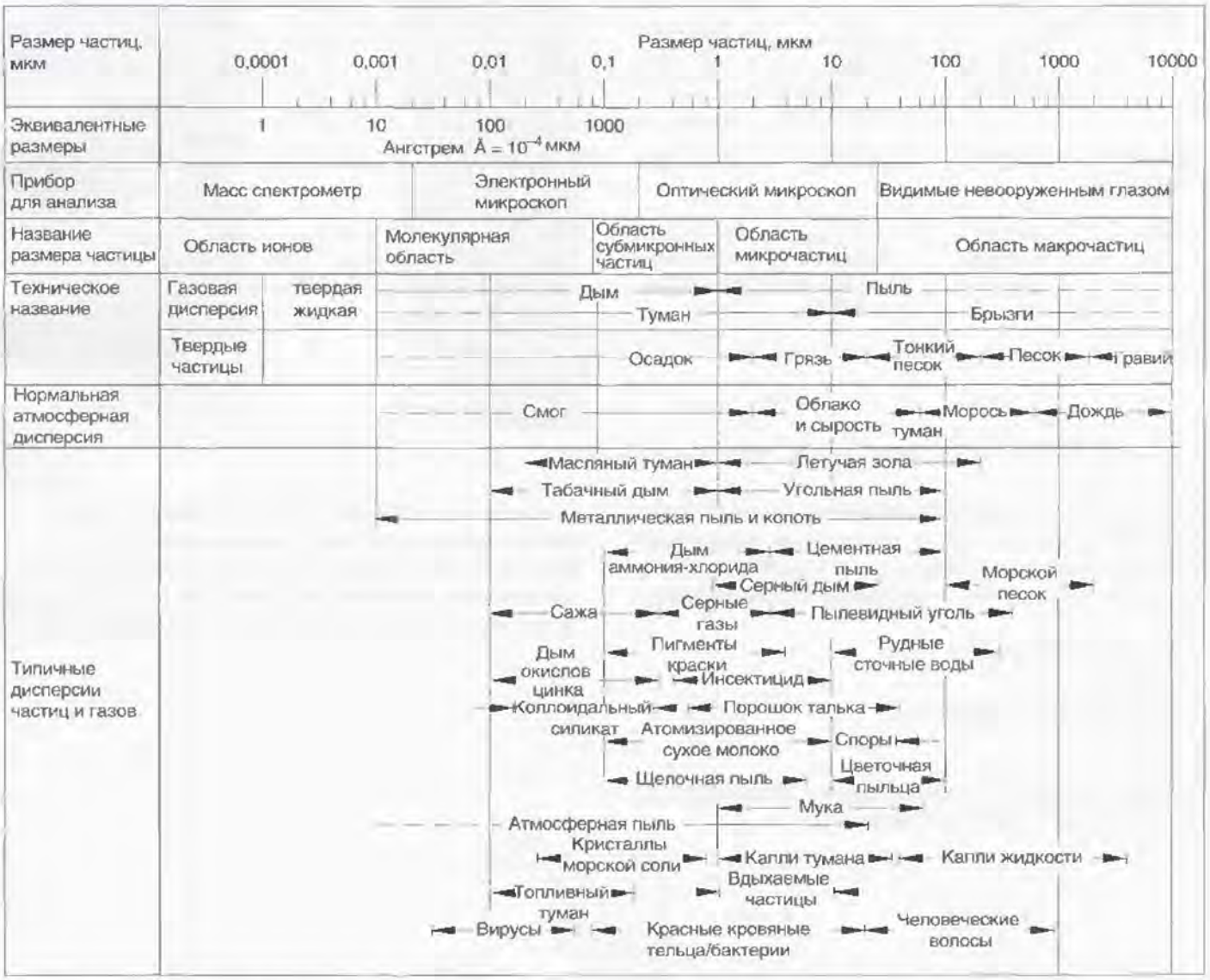



Таблица 14.1. *Размеры частиц различных веществ*

На практике используются различные процессы фильтрации. Выбор процесса зависит от требуемой тонкости фильтрации.

Особенности промышленных процессов фильтрации показаны в таблице 14.2.

| Фильтруемая среда | Жидкость | | | | Газ | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Процесс фильтрации | RO Реверсивный осмос | UF Ультра-фильтрация | MF Микро-фильтрация Диафрагменная фильтрация | FF до GF От тонкой фильтрации до грубой фильтрации | MFG Микро-фильтрация | FFG От тонкой фильтрации до грубой фильтрации |
| Тонкость фильтрации | 0...0.001 мкми | 0,001...0,1 мкм | 0,1...3 мкм | 3...1000 мкм | 0,1...3 мкм | 3...1000 мкм |
| Молекулярный вес | до ~ 1000 | до 1000000 | – | – | – | – |
| Цель | Удаление растворимых веществ (солей) из жидкостей | Удаление мельчайших частиц и коллоидов из жидкостей | Удаление частиц из жидкостей | Удаление частиц из жидкостей | Удаление частиц из газов | Удаление частиц из газов |
| Область применения | Удаление солей из воды. Удаление тяжелых металлов | Экология, разделение макромолкул и эмульсий, т.е. разделение масла и воды | Полупроводниковая технология, фармацевтика, пищевая промышленность | Водоочистка, гидравлика, смазка, обеспечение безопасности и работоспособности | Полупроводниковая технология, фармацевтика, стерильная вентиляция | Вентиляция комнат, гидробаков, компьютеров, технология подготовки воздуха, автомобильная очистка воздуха |
| Фильтрующая среда | Диафрагма | Диафрагма | Диафрагма | Пористый или поверхностный фильтр | Диафрагма | Пористый или поверхностный фильтр |
| Типы | Трубчатая или плоская диафрагма | Трубчатая, плоская или капиллярная диафрагма | Трубчатая или плоская диафрагма | Элементы с органической или неорганической фиброй, проволочной сеткой, щелевыми трубками, центрифуга или циклон | Трубчатая или плоская диафрагма | Элементы с органической или неорганической фиброй, стальной сеткой, циклонами |

Таблица 14.2. *Процессы фильтрации газов и жидкостей*

Конструкция системы фильтрации зависит от характеристик и требований к очищаемым жидкостям. Рабочие жидкости должны быть способны выполнять в полном объеме следующие основные функции:

– Передача давления и силы
– Смазка
– Стабилизация температуры
– Очистка.

Следует подчеркнуть, что жидкости должны выполнять несколько задач одновременно.

Например, основной задачей рабочей жидкости является передача силы в гидросистеме. Однако она должна также уменьшать трение и износ при высоких рабочих температурах, которые имеют место в отдельных частях гидросистемы (см. таблицу 14.3).

| Фильтруемая среда | Жидкость | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Основная задача среды | Передача силы | | Снижение трения | | Теплоотвод | Очистка компонентов |
| Тип среды | – Гидравлическое масло<br>– Негорючие жидкости<br>– Вода | | – Гидравлическое масло<br>– Смазывающее масло<br>– Смазка | | – Теплостойкое масло<br>– Охлаждающее масло<br>– Вода<br>– Гидравлическое масло | – Машинные масла<br>– Водомасляные эмульсии<br>– Холодные очистители |
| Тип системы | Стационарные гидросистемы | Мобильные гидросистемы | Циркуляционные смазочные системы | Смазка от основной гидросистемы | – Системы охлаждения<br>– Системы теплопередачи | – Системы очистки |
| Примеры | – Станки<br>– Литейные машины<br>– Тяжелая промышленность | – Строительные машины<br>– Коммунальная техника<br>– Судостроение | – Редукторы<br>– Компрессоры<br>– Загрузочные устройства | – Агрегатные станки<br>– Автоматические линии<br>– Металлорежущие станки | – Термопласт-автоматы<br>– Каландры | – Испытательные устройства<br>– Охлаждение заготовок<br>– Очистка обработанных частей |
| Критерии для фильтра | – Малые зазоры между подвижными частями<br>– Большой объем бака<br>– Высокие требования к очистке | – Малые зазоры между подвижными частями<br>– Малый объем бака<br>– Средние требования к очистке | – Высокий износ<br>– Обычно достаточна грубая очистка | – Малые зазоры между подвижными частями<br>– Требуется средняя очистка | – Удаляемые остатки процесса<br>– Требуется хорошая очистка | – Предотвращение загрязнения новых частей машины<br>– Достаточна средняя очистка |
| Тонкость фильтрации | 3...20 мкм | 6...30 мкм | 10...100 мкм | 10...30 мкм | 3...20 мкм | 3...100 мкм |

| Фильтруемая среда | Газ | |
|---|---|---|
| Основная задача среды | Рабочая среда | Подготовка воздуха |
| Тип среды | Воздух | Воздух |
| Тип системы | – Подвод воздуха<br>– Система пылеудаления | – Очистка помещений<br>– Кондиционирование воздуха |
| Примеры | – Всасывание воздуха из двигателей внутреннего сгорания, компрессоров и гидросистем<br>– Выпуск воздуха из силовых установок | – Современные заводы<br>– Здания |
| Критерии для фильтра | – Защита поршней в двигателях внутреннего сгорания<br>– Экологическая защита<br>– Необходима хорошая очистка | – Стерильная вентиляция<br>– Требуется высокое качество очистки |
| Тонкость фильтрации | 1...10 мкм | 0,1...30 мкм |

Таблица 14.3. *Задачи фильтруемой среды*

В гидросистемах применяются от тонкой до средней системы фильтрации.

Следующий материал посвящен именно этим процессам фильтрации.

## 2. Рекомендации по проектированию и обслуживанию

Для надежной работы гидросистемы необходимо учесть некоторые предварительные обстоятельства, относящиеся к ее конструкции и условиям эксплуатации:

– Четкое определение задачи, выполняемой гидросистемой в целом и ее отдельными компонентами. Нельзя допускать ошибок на стадии проектирования гидросистемы и подготовки соответствующей спецификации.

– Определение используемых компонентов и степени их качества.

– Рассмотрение чувствительных к загрязнению компонентов, условий окружающей среды и возможности попадания загрязнений в гидросистему.

– Определение реальных сроков технического обслуживания.

– Определение степени загрузки системы и периодов ее работы по дням.

Факторы, которые должны приниматься во внимание для бесперебойной работы гидросистемы, показаны в таблице 14.4.

Одним из основных предварительных условий бесперебойной работы гидросистемы является фильтрация жидкости и окружающего воздуха, который поступает в бак.

Удаляемые фильтрами загрязнения попадают в гидросистему их окружающей среды через заливочные горловины и уплотнения.

Эти типы загрязнений называют **внешними** или загрязнениями, поступающими в гидросистему извне.

Степень проникновения этих загрязнений зависит только от окружающей среды и конструкции гидросистемы и ее компонентов.

Подвижные части гидросистемы (детали насосов, поршней и аппаратов) также создают продукты износа, которые получили название **внутренних** загрязнений.

На практике особенно опасны твердые частицы загрязнений, остающиеся после сборки и способные вызвать поломку или разрушение компонентов при вводе в эксплуатацию.

Наличие загрязнений в рабочей жидкости является причиной большинства отказов гидроприводов. При заливке новой жидкости в гидросистему часто имеет место недопустимо высокий уровень загрязнения.

На Рис. 14.1 ясно показаны некоторые источники загрязнений гидросистем.

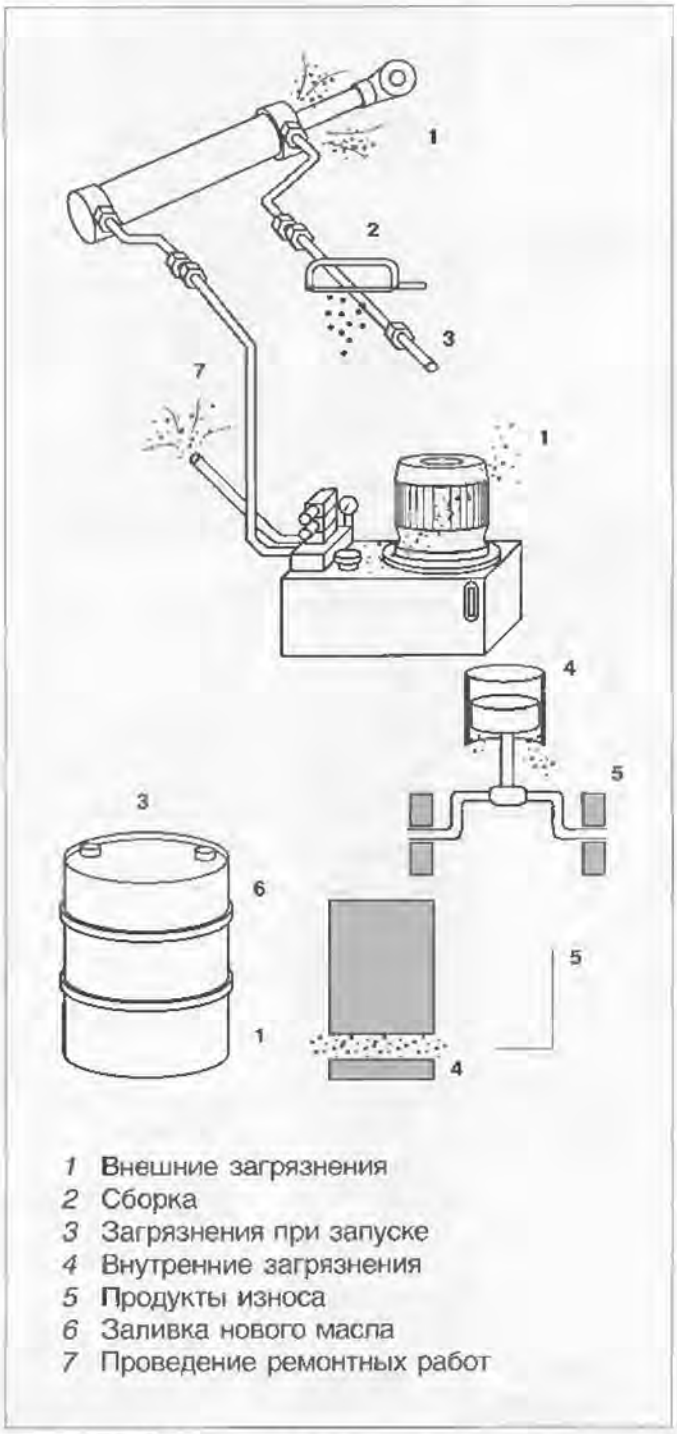



Рис. 14.1. *Источники и причины загрязнения*

| Определение задачи | Проектирование гидросистемы | Контроль загрязнений |
|---|---|---|
| – Определение проблем, которые потребитель должен принять во внимание<br>– Проектирование схемы производителем гидрооборудования<br>– Повышение конкурентоспособности за счет поддержания высоких технологических стандартов<br>– Обеспечение высоконадежной работы<br>– Низкая стоимость обслуживания и малые энергозатраты<br>– Приемлемое соотношение цена / качество<br>– Подготовка спецификации для комплектной системы | – Учет требований приемки<br>– Проектирование логической электросхемы<br>– Выбор компонентов, т.е. насосов, гидроцилиндров, гидромоторов, аппаратов и вспомогательных элементов<br>– Согласование компонентов друг с другом<br>– Подбор рабочей жидкости<br>– Определение условий использования комплектной системы<br>– Определение степени унификации<br>– Определение времени цикла (одного, двух или трех). | На работоспособность и, следовательно, стоимость гидросистемы влияют:<br>– Загрязнения при установке<br>– Загрязнения при заполнении<br>– Попадание наружных загрязнений и пыли<br>– Техобслуживание системы<br>– Условия окружающей среды<br>– Продукты износа компонентов<br>– Использование высокоэффективных фильтров<br>– Определение требуемой пропускной способности фильтра<br>– Правильная установка фильтра<br>– Тщательная герметизация гидросистемы |
| ***Ответственные исполнители***<br>Потребитель системы<br>Производитель системы | ***Ответственные исполнители***<br>Потребитель системы<br>Производитель системы<br>Производитель компонентов | ***Ответственные исполнители***<br>Потребитель системы<br>Монтажники<br>Поставщик компонентов |

Таблица 14.4. *Критерии бесперебойной работы гидросистемы*

## 2.1. Источники загрязнения

### 2.1.1. Загрязнения при изготовлении компонентов
(загрязнения компонентов)

Внутренний контроль корпусов и деталей компонентов, большинство из которых очень сложны, делает практически невозможным удаление всех остатков технологического процесса, несмотря на тщательную очистку. Когда гидросистема промывается или после длительной эксплуатации, эти загрязнения попадают в рабочую жидкость.

Компоненты обычно консервируются в период между производством и вводом в эксплуатацию. Консерванты поглощают грязь и пыль. Эта грязь находит пути попадания в рабочую жидкость при запуске гидросистемы.

Типичными типами загрязнений являются:
стружка, песок, пыль, бумага, частицы краски, вода или консерванты.

### 2.1.2. Загрязнения при сборке
(сборочные загрязнения)

В процессе сборки отдельных компонентов, например, установки крепежных винтов, могут появляться твердые частицы.

Типичными типами загрязнений являются:
уплотнительные материалы, окалина, сварочные брызги, кусочки резины из шлангов, остатки процессов травления и промывки, шлифовальная пыль.

### 2.1.3. Загрязнения при эксплуатации
(эксплуатационные загрязнения)

Частицы загрязнений образуются в результате износа компонентов. Чаще всего их размер не превышает 15 мкм.

Продукты износа в жидкостях обычно являются следствием высоких рабочих температур, приводящих к изменению смазочных (трибологических) свойств.

Загрязнения, попадающие в гидросистему извне, являются причинами нарушений работы и износа.

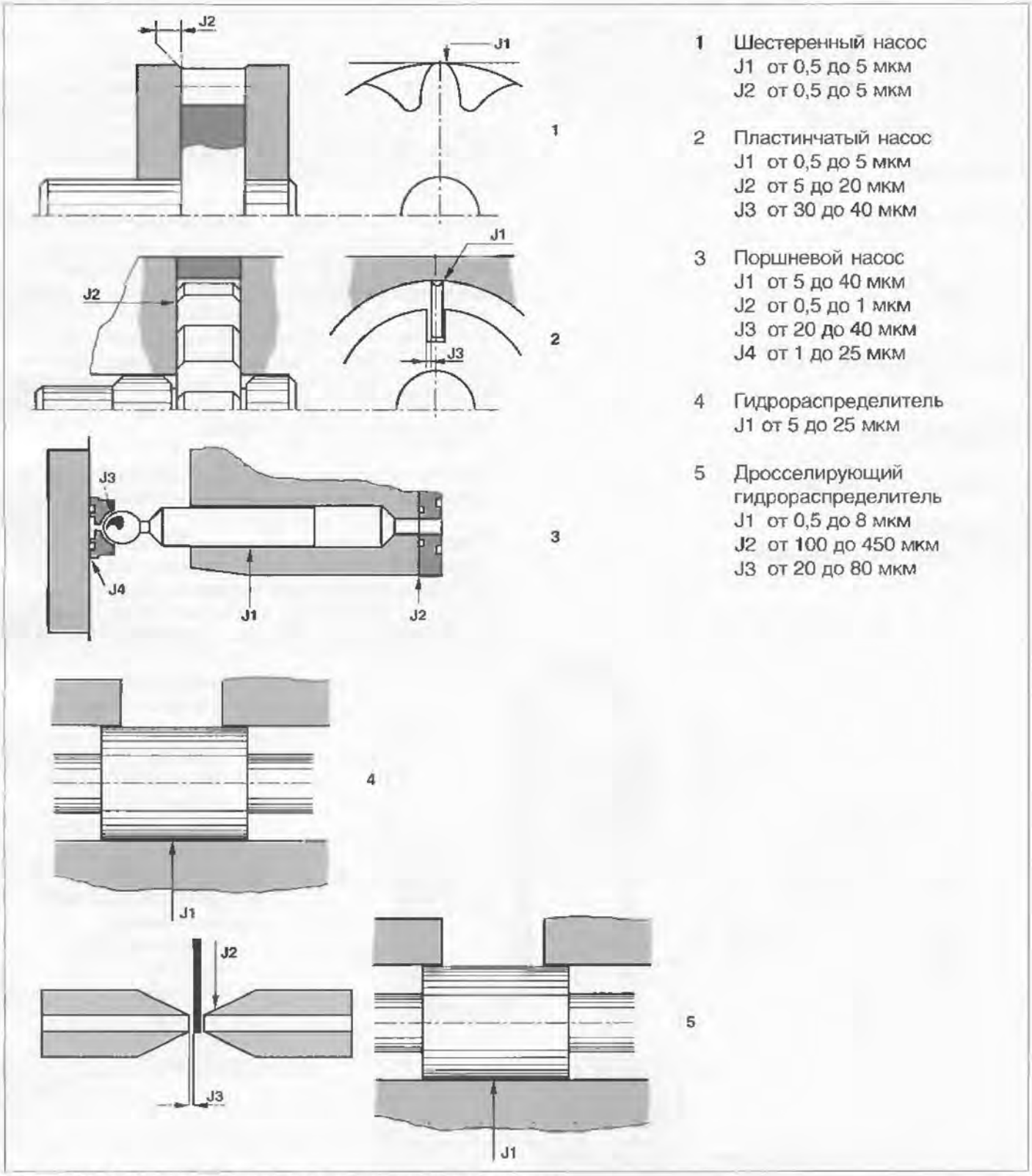
## 2.1.4. Критические зазоры в гидравлических компонентах

Для обеспечения нормального функционирования гидравлических компонентов зазоры (также называемые игрой) между движущимися частями должны быть минимальными. Частицы, которые захватываются этими зазорами, провоцируют отказы и износ. Зазоры для различных гидравлических компонентов показаны в таблице 14.5.


Таблица 14.5. *Зазоры для различных гидравлических компонентов*

## 2.1.5. Чувствительные к загрязнениям места гидравлических компонентов

Критичные точки с малыми зазорами в шестеренных, пластинчатых и поршневых насосах, обычных и дросселирующих гидрораспределителях показаны на Рис. 14.2.




1 Шестеренный насос
J1 от 0,5 до 5 мкм
J2 от 0,5 до 5 мкм

2 Пластинчатый насос
J1 от 0,5 до 5 мкм
J2 от 5 до 20 мкм
J3 от 30 до 40 мкм

3 Поршневой насос
J1 от 5 до 40 мкм
J2 от 0,5 до 1 мкм
J3 от 20 до 40 мкм
J4 от 1 до 25 мкм

4 Гидрораспределитель
J1 от 5 до 25 мкм

5 Дросселирующий гидрораспределитель
J1 от 0,5 до 8 мкм
J2 от 100 до 450 мкм
J3 от 20 до 80 мкм

Рис. 14.2. *Критичные точки в гидравлических компонентах*

## 3. Анализ твердых частиц загрязнений

Для проведения анализа твердых частиц загрязнений необходимо взять пробу из гидросистемы. Различные методы взятия проб стандартизованы по ISO 4021, Cetop RP95H и DIN ISO 5884.

Контрольные точки в соответствии со стандартом должны быть предусмотрены в гидросистеме. Необходимо позаботиться о том, чтобы пробы забирались из мест с турбулентным потоком. Индивидуальные емкости с пробами должны содержать следующую информацию:

Номер пробы: .....

Источник пробы .....
.....

Метод взятия пробы .....
.....

Дата и время взятия пробы .....

Тип рабочей жидкости .....

Установленные фильтры .....

Комментарий,
Примечания, если необходимо .....
.....

Анализ частиц выполняется одним из двух общих методов:

**а)** Микроскопический счетный метод

Проба рабочей жидкости фильтруется с помощью диафрагмы и осадок исследуется под микроскопом для подсчета размеров и числа частиц.

Этот метод стандартизован по ISO 4407 и 4408. Он очень дорогой и требует большого опыта.

**б)** Метод автоматического подсчета частиц

Возможно быстро анализировать частицы в автоматическом измерительном и счетном приборе. Здесь проба жидкости протекает через фото-оптическую измерительную ячейку. Этот метод стандартизован по Cetop RP94H.

Измерительная ячейка содержит канал для жидкости, источник света и фотодиоды, расположенные сбоку от прозрачного окна. Этот метод основан на принципе прерывания светового потока, в результате чего вырабатывается информация о распределении, количестве и размерах твердых частиц. Проходящие частицы уменьшают площадь светового потока, в результате чего уменьшается световое излучение. По изменению освещенности может быть определен размер частиц.

Поскольку частицы пересекают световой поток индивидуально, их можно сосчитать (Рис. 14.3).

Естественно, оптическая система не может дифференцировать типы частиц, поэтому «кажущиеся» загрязнения, такие как пузырьки воздуха и капли жидких загрязнений, подсчитываются наравне с действительными твердыми частицами.

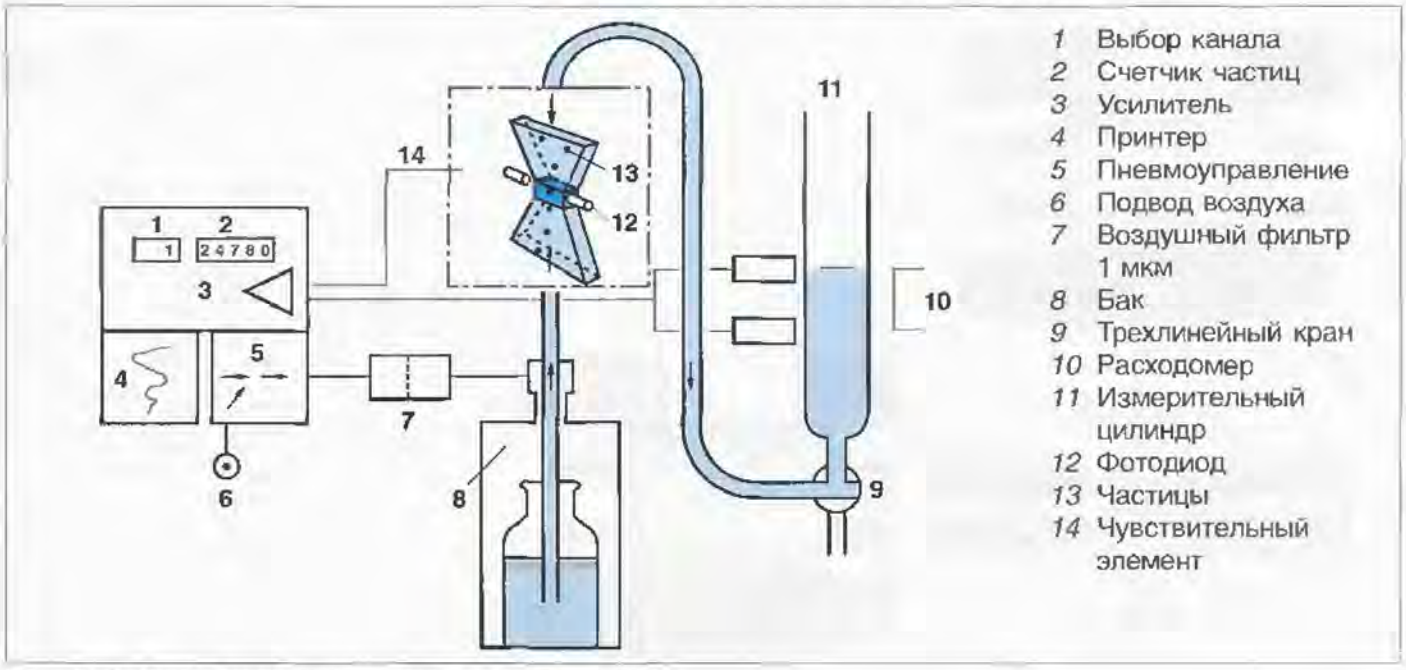



Рис. 14.3. *Схема автоматического счетчика частиц*[1]

[1] Leistungsbeurteilung von Filtern, Band 240, (Performance rating of filters, volume 240), Expert Verlag

## 3.1. Системы классификации степени загрязненности гидравлических жидкостей

Классификационные системы (стандартизованные классы чистоты) служат для количественной оценки твердых частиц, присутствующих в жидкости.

Наиболее применяемыми в настоящее время стандартами являются NAS 1638 (National American Standard) и ISO DIN 4406.

### 3.1.1. Классификация по NAS 1638

Для классификации степени загрязнения установлены 14 классов. Для каждого класса задаются количества частиц в 100 мл пробы, подразделенные на пять размерных групп.

Классы чистоты по NAS 1638 приведены в таблице 14.6.

| Класс чистоты | Размеры частиц, мкм | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 5 – 15 | 15 – 25 | 25 – 50 | 50 – 100 | > 100 |
| 00 | 125 | 22 | 4 | 1 | 0 |
| 0 | 250 | 44 | 8 | 2 | 0 |
| 1 | 500 | 89 | 16 | 3 | 1 |
| 2 | 1000 | 178 | 32 | 6 | 1 |
| 3 | 2000 | 356 | 63 | 11 | 2 |
| 4 | 4000 | 712 | 126 | 22 | 4 |
| 5 | 8000 | 1425 | 253 | 45 | 8 |
| 6 | 16000 | 2850 | 506 | 90 | 16 |
| 7 | 32000 | 5700 | 1012 | 180 | 32 |
| 8 | 64000 | 11400 | 2025 | 360 | 64 |
| 9 | 128000 | 22800 | 4050 | 720 | 128 |
| 10 | 256000 | 45600 | 8100 | 1440 | 256 |
| 11 | 512000 | 91200 | 16200 | 2880 | 512 |
| 12 | 1024000 | 182400 | 32400 | 5760 | 1024 |

Таблица 14.6. *Классы чистоты по NAS 1638. Максимальное количество частиц загрязнений в 100 мл пробы рабочей жидкости*

### 3.1.2. Классификация по ISO DIN 4406

Здесь количество частиц более 5 мкм и более 15 мкм определяются интегрально в 100 мл пробы рабочей жидкости.

Класс чистоты определяется на основании этих двух количеств частиц.

Предусматриваются классификация по 26-ти классам. Обозначения класса чистоты содержат только два числа, первое из которых обозначает класс для частиц размером более 5 мкм и второй – более 15 мкм.

Рис. 14.4 иллюстрирует классы чистоты по ISO DIN 4406.

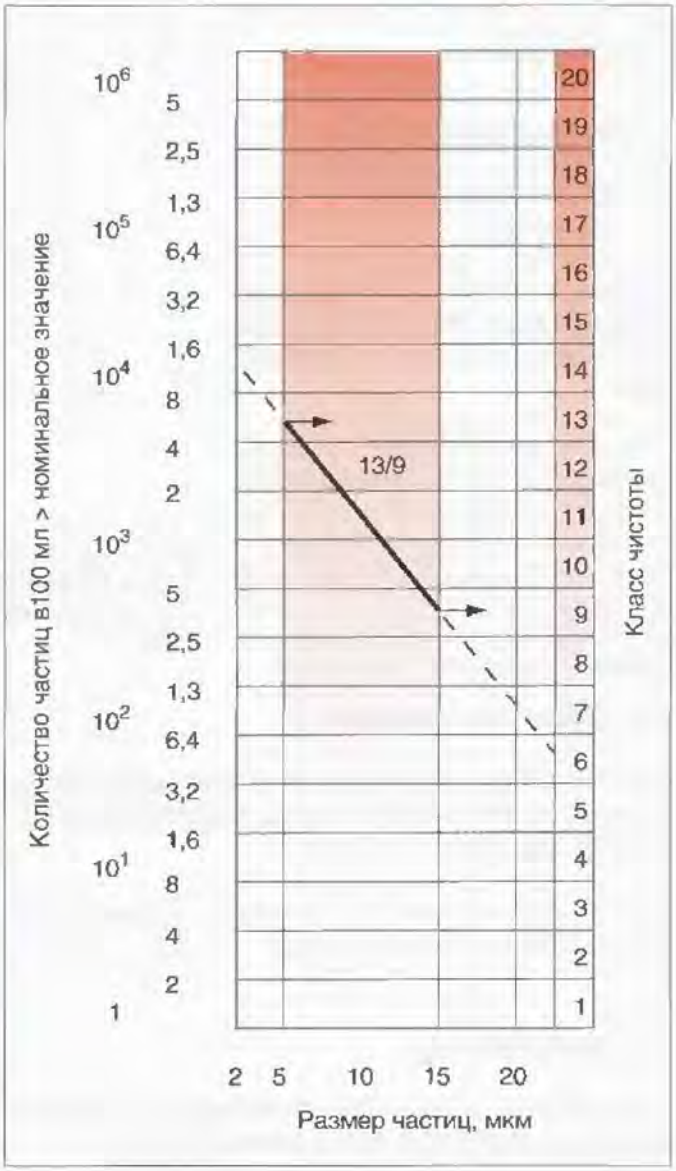



Рис. 14.4. *Классы чистоты по ISO DIN 4406*

Обе классификационные системы могут быть представлены графически.

Из Рис. 14.5 очевидно, что при определении класса чистоты ISO DIN 4406 имеет дело лишь с малой областью комплектного спектра, рассматриваемого в стандарте NAS 1638.

Число частиц, определенное в процессе анализа, не может быть точно согласовано с принятым классом чистоты по NAS 1638. Это значит, что классы обычно определяются в области минимальных частиц от 5 до 15 мкм по NAS 1638.

Как уже было упомянуто, классы чистоты по NAS 1638 покрывают более широкий спектр частиц, чем ISO DIN 4406.

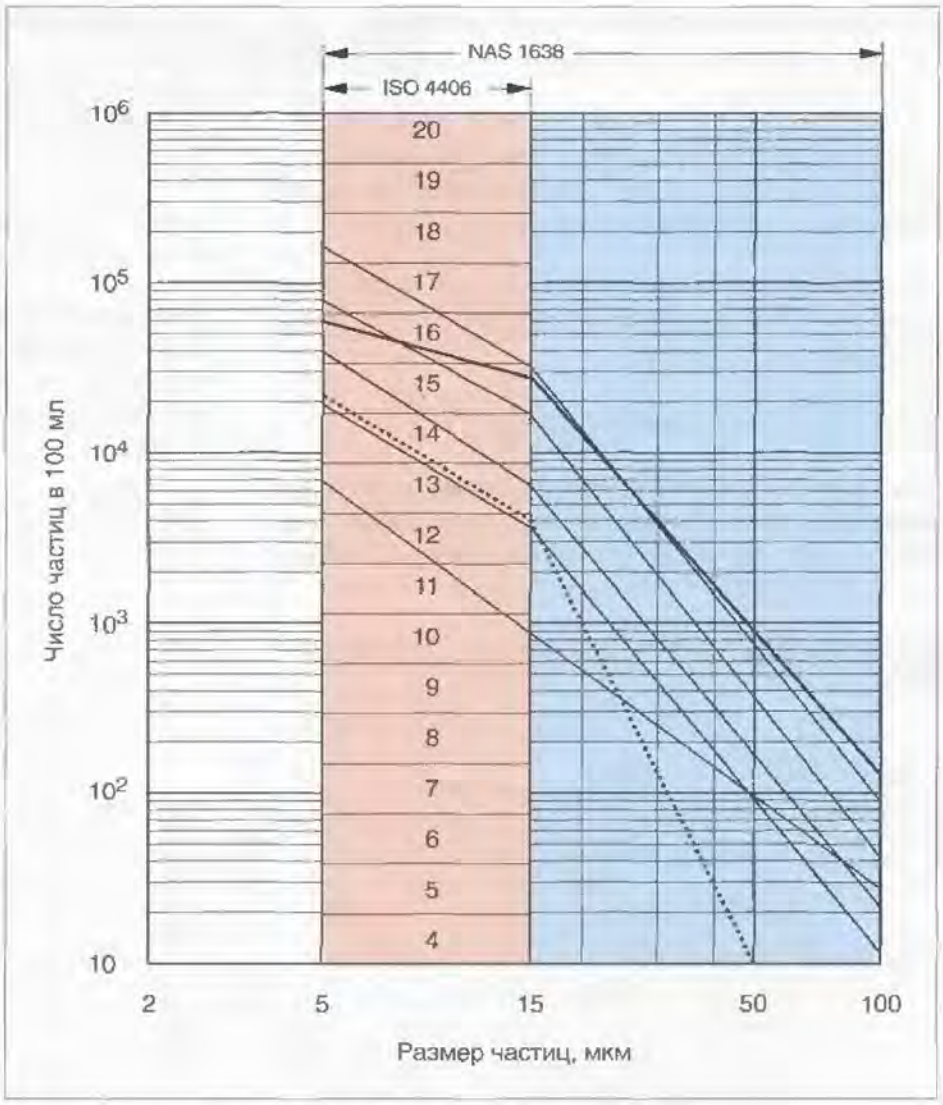



Рис. 14.5. *Графическое представление распределения частиц по ISO DIN 4406 и NAS 1638* [1]

[1] Leistungsbeurteilung von Filtern, Band 240. (Performance rating of filters, volume 240), Expert Verlag

## 4. Методы фильтрации

### 4.1. Гравитационные фильтры

В гравитационных фильтрах жидкость проходит через фильтр под действием своего собственного веса.

Этот метод не используется в гидравлических и смазочных устройствах. Он используется только при производстве питьевой воды, обогащении породы в горнорудной промышленности и очистке специальных жидкостей (фильтры с гравием, бумажные фильтры).

### 4.2. Напорные фильтры

В напорных фильтрах жидкость проталкивается перепадом давлений через фильтроматериал из загрязненной полости в чистую.

Этот процесс используется для фильтрования рабочих жидкостей гидроприводов.

### 4.3. Центрифуги

В центрифугах для отделения твердых частиц от жидкости применяется центробежная сила.

Этот метод используется для очистки сильно загрязненных жидкостей, а также для отделения воды.

### 4.4. Выжимание жидкости

В фильтрующих прессах жидкость выдавливается из твердых частиц механическими силами. Твердые частицы остаются в прессе, образуя выжимку.

Этот метод не используется в гидравлике. Его основная область применения — пищевая промышленность.

Каждый из этих методов может использоваться в производстве охлаждающих эмульсий.

## 5. Фильтроматериалы

В упомянутых методах фильтрации используются различные фильтроматериалы или их комбинации.

### 5.1. Поверхностная фильтрация (Рис. 14.6)

В поверхностных фильтрах частицы задерживаются прямо на поверхности фильтроматериала. Частицы меньших размеров свободно проходят через фильтроматериал. По мере засорения площадь фильтрующей поверхности уменьшается. Образующийся на поверхности слой загрязнений может привести к уменьшению тонкости фильтрации.

Для поверхностной фильтрации используются диафрагмы, проволочные сетки, металлические пластинки или фильтрующее полотно.

### 5.2. Пористые фильтры (Рис. 14.7.)

В пористых (глубинных) фильтрах жидкость очищается, проходя через структуру фильтра. Частицы загрязнений задерживаются внутренними слоями фильтроматериала. По мере увеличения загрязненности сопротивление фильтра возрастает, и фильтроэлемент нуждается в замене. В этих фильтрах фильтроэлемент изготовляется из

- пропитанной целлюлозы (органический фильтроматериал)
- стекловолокна (неорганический фильтроматериал)
- спрессованной металлической фибры
- спеченного пористого металла.

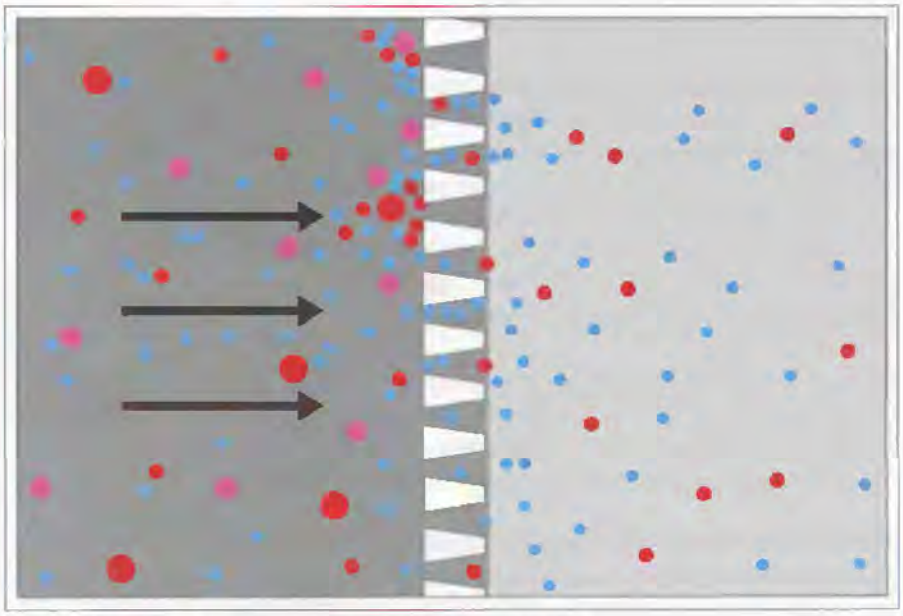


Рис. 14.6. *Действие поверхностного фильтра*

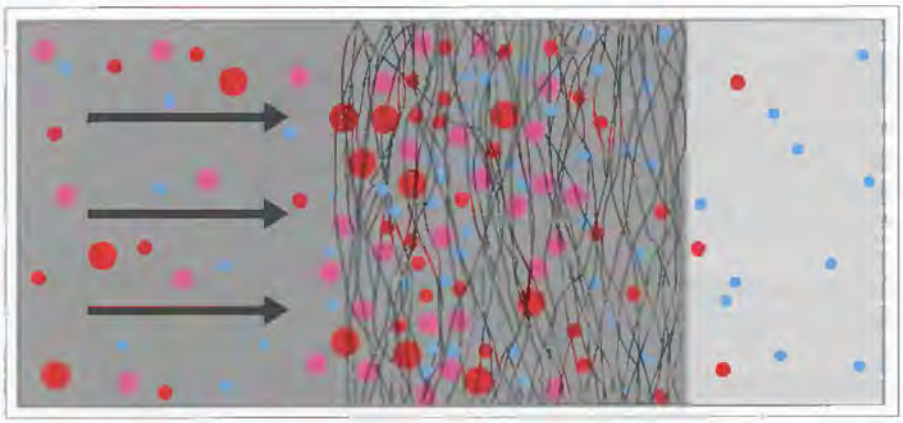


Рис. 14.7. *Действие пористого фильтра*

## 6. Конструкция фильтроэлемента

Конструкция фильтроэлементов различна у различных производителей. В простейшем бумажном фильтроэлементе фильтрующий пакет не имеет подложки из металлической сетки, и под действием большого перепада давлений гофры фильтра сжимаются. Следовательно, пропускная способность гофрированного пакета уменьшается, и многие слои не используются в фильтровальном процессе.

Более качественные фильтроэлементы имеют многослойный фильтрующий пакет. Это позволяет повысить жесткость фильтроэлемента, его сопротивляемость пикам давления и переменным потокам.

В качестве опорного материала должна устанавливаться сетка, исключающая возможность выдавливания фильтроматериала в ее ячейки, что приводит к снижению пропускной способности фильтра.

Фильтроэлементы должны устанавливаться обслуживающим персоналом очень тщательно в соответствии с инструкциями. Если фильтроэлемент деформируется или протаскивается через острые кромки при установке, это может привести к его повреждению, в результате которого фильтр становится неэффективным.

Высококачественные фильтроэлементы должны иметь следующие характеристики:

– Высокую устойчивость к перепаду давлений

– Постоянство коэффициента эффективности фильтрования (β-фактор) в широком диапазоне перепада давлений

– Подходящую тонкость фильтрации для всех классов чистоты

– Хорошую грязеемкость

– Большую площадь фильтрующей поверхности

– Длительный срок службы.

Требования к высококачественным фильтроэлементам определяются стандартом DIN 24550, часть 2.

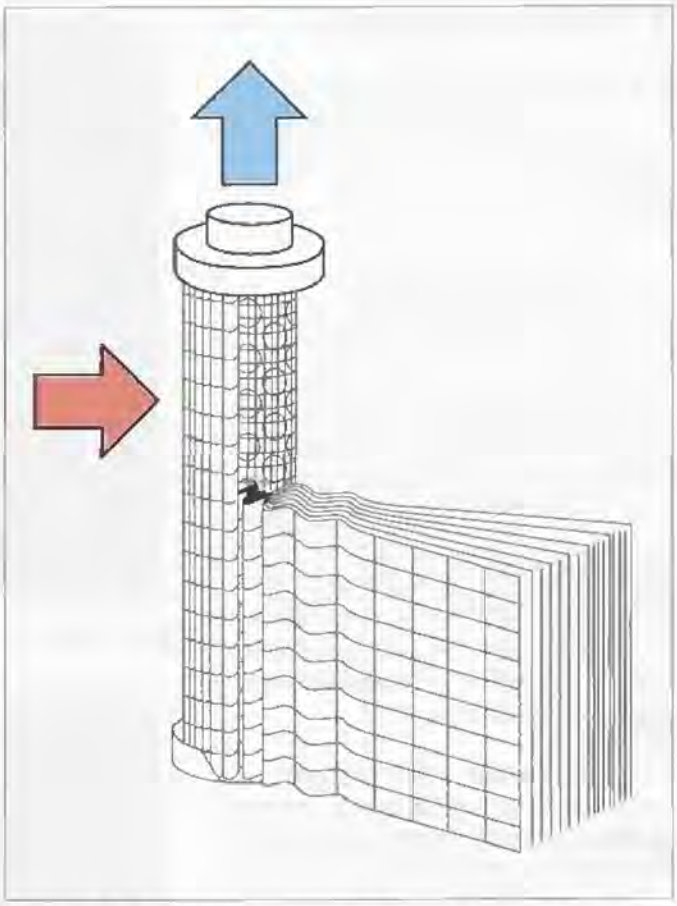


Рис. 14.8. *Фильтроэлемент с многослойным фильтрующим пакетом.*

## 7. Выбор тонкости фильтрации

Выбор тонкости фильтрации зависит от того, для какой группы фильтрации предназначен фильтр.

Основные размерные группы загрязнений и соответствующие группы фильтрации показаны в таблице 14.7.

Ранее в техдокументации гидравлических компонентов указывалась требуемая тонкость фильтрации. Однако, поскольку безопасная эксплуатация компонентов зависит от степени очистки рабочей жидкости, почти все производители компонентов стали давать в своих новых технических документах рекомендации по классам чистоты.

Это правильный подход с точки зрения предохранения компонентов, однако выбор тонкости фильтрации затрудняется, т.к. уровень загрязненности зависит не только от размеров частиц, но и от их количества.

В результате экспериментов и проверок в практической эксплуатации производители фильтров научились определять требования по тонкости фильтрации в зависимости от требуемой степени чистоты рабочей жидкости.

Соответствующий пример показан на Рис. 14.10.

Однако требуемый класс чистоты рабочей жидкости зависит также от следующих параметров:

- Типа системы
- Загрязнения окружающей среды
- Пиков рабочего давления
- Долговечности системы
- Схемы установки фильтра.

Следовательно, на стадии проектирования может быть очень трудно выбрать тонкость фильтрации для требуемого класса чистоты. Размер фильтра следует выбирать таким образом, чтобы в любое время была сравнительно простая возможность его замены на фильтр большего размера. Это позволяет в процессе последующей эксплуатации системы установить фильтр с меньшей фильтрующей способностью или более высокой долговечностью.

Типичной причиной отказов гидравлических компонентов является засорение малых зазоров и отверстий. Особенно чувствительны к таким засорениям регуляторы расхода, дроссели и дросселирующие гидрораспределители. Если относительное смещение дросселирующих частей невелико, увеличивается опасность их блокирования. Следовательно, с точки зрения засорения, степень абсолютной очистки должна быть по крайней мере такой же или более тонкой по сравнению с размером дросселирующих щелей в компонентах.

| | | |
|---|---|---|
| **Тончайшие загрязнения**<br>Тончайшие частицы (3...5 мкм) понижают надежность и мощность из-за:<br>– Эффекта эрозии тончайшими частицами (часто эрозии измерительных канавок)<br>– Тонких осадков в малых зазорах (из-за эффекта кромочной фильтрации – опасность засорения)<br>– Изменение рабочей жидкости (старение масла) в результате химической реакции на поверхности частиц | **Тонкие загрязнения**<br>Тонкие частицы (5...20 мкм) усиливают фрикционный износ особенно в малых зазорах.<br>Это вызывает:<br>– Увеличение зазора (увеличение внутренних утечек)<br>– Периодические отказы (кратковременное засорение золотников или утечки в седлах)<br>– Отказы из-за задиров | **Грубые загрязнения**<br>Грубые частицы (> 20 мкм) вызывают внезапный отказ из-за засорения, заклинивания или разрушения.<br>Типичные эффекты:<br>– Засорение отверстий<br>– Заклинивание золотника<br>– Разрушение материала при наличии больших усилий. |
| **Тончайшая фильтрация**<br>Эффективное отделение тончайших частиц ($\beta_{3\ до\ 5} \rightarrow 100$)<br>Для высоких перепадов давлений требуется тончайшая фильтрация с целью:<br>– Минимизации процессов появления и развития эрозии<br>– Предотвращения засорения узких зазоров<br>– Предохранения от старения масла<br>– Исключения нарушений работоспособности. | **Тонкая фильтрация**<br>Частичное удаление тонких частиц и полное удаление грубых загрязнений ($\beta_{5\ до\ 20} \rightarrow 100$)<br>Тонкие фильтры применяются для обеспечения приемлемого уровня загрязнений в системе.<br>Они позволяют:<br>– Оптимально защитить компоненты от загрязнений<br>– Уменьшить фрикционный износ<br>– Исключить неожиданные отказы. | **Грубая фильтрация**<br>Отделение главным образом крупных частиц $\beta_X \rightarrow 100$<br>X, мкм – размер частиц, которые могут вызвать отказ защищаемых компонентов.<br>Грубые фильтры защищают систему от грубых загрязнений.<br>Они исключают опасность внезапных отказов или общего разрушения. |

Таблица 14.7. *Основные размерные группы загрязнений и соответствующие группы фильтрации*

## 7.1. Степени фильтрации и β-фактор

Степень фильтрации была определена до сего времени в соответствии с действительным размером пор или ячеек сетки для статических условий. Установленные величины абсолютной, средней или номинальной тонкости фильтрации лишь частично реализуются на практике. Путем определения β-фактора практические условия эксплуатации могут лучше учитываться. При этом различные фильтроматериалы можно сравнивать даже при непостоянстве размеров фильтрующих ячеек или пор, а также при различной форме частиц загрязнений.

Определение β-фактора основано на многопроходном тесте (multi-pass test) по ISO 4572 и принимает во внимание тот факт, что частицы загрязнений могут быть задержаны лишь после нескольких проходов через фильтроматериал. Подсчитывается число частиц определенного размера в рабочей жидкости до и после фильтра.
Отношение 75:1 обычно используется для определения уровня очистки (Рис. 14.9).

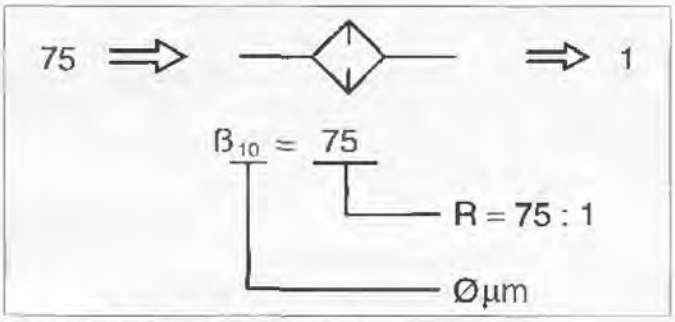



Рис. 14.9. *Определение β-фактора*

$\beta_{10}$ = 75 означает, что в соответствии со статистикой в фильтре задерживаются 75 частиц размером 10 мкм и лишь одна частица проходит через фильтр. Уровень очистки в процентах составляет 98,66 %, что приблизительно соответствует определению абсолютной фильтрации.

| Класс чистоты | | Достигается с фильтром | | | Гидросистема |
|---|---|---|---|---|---|
| NAS | ISO | $\beta_x = 75$ | Материал | Расположение | |
| 6 | 15/12 | 3 | Неорганический (стекловолокно) | Линейные фильтры | Дросселирующие гидрораспределители |
| 7 | 16/13 | 5 | | | Аппараты управления |
| 8 | 17/14 | 10 | | Сливные или линейные фильтры | Пропорциональные аппараты — для p>160 бар |
| 9 | 18/15 | 20 | Органический (бумага) | | Насосы и аппараты в целом — для p<160 бар |
| 10 | 19/16 | 25 | | | |
| 11 | 20/17 | 25 ... 40 | | Сливной, всасывающий или в ответвлении | Системы низкого давления в мобильной технике и тяжелой промышленности |
| 12 | 21/18 | | | | |

Рис. 14.10. *Рекомендации по применению фильтров*

## 8. Испытания фильтров

### 8.1. Проверка качества изготовления (Проверка точки кипения)

Используя эту проверку по ISO 2942, возможно подтвердить качество продукции и оценить целостность фильтроэлемента.

Она используется также в качестве исходной для проведения дальнейших проверок (т.е. ISO 2941, ISO 2943, ISO 3723, ISO 3724, ISO 4572).

### 8.2. Проверка разрушающего и разрывного давлений

В соответствии со стандартом ISO 2941 проверяется устойчивость перепада давлений на фильтроэлементах.

Параметр «допускаемое разрушающее и разрывное давление» характеризует максимальный перепад давлений на фильтроэлементе, при котором он еще не разрушается в условиях определенного направления потока.

Термин «разрушающее давление» применяется, когда поток жидкости через фильтроэлемент проходит от выхода к входу. При обратном потоке применяется термин «разрывное давление».

### 8.3. Проверка совместимости с рабочей жидкостью

Совместимость используемых в фильтроэлементе материалов с рабочей жидкостью проверяется в соответствии со стандартом ISO 2943.

### 8.4. Усталостные характеристики фильтроэлемента

Способность фильтроэлемента противостоять структурным повреждениям, которые вызваны деформациями из-за реверса потока, проверяется в соответствии со стандартом ISO 3724.

### 8.5. Определение потерь давления в зависимости от потока

Потери давления в корпусе фильтра и фильтроэлементе, зависящие от расхода и вязкости, определяются согласно стандарту ISO 3968.

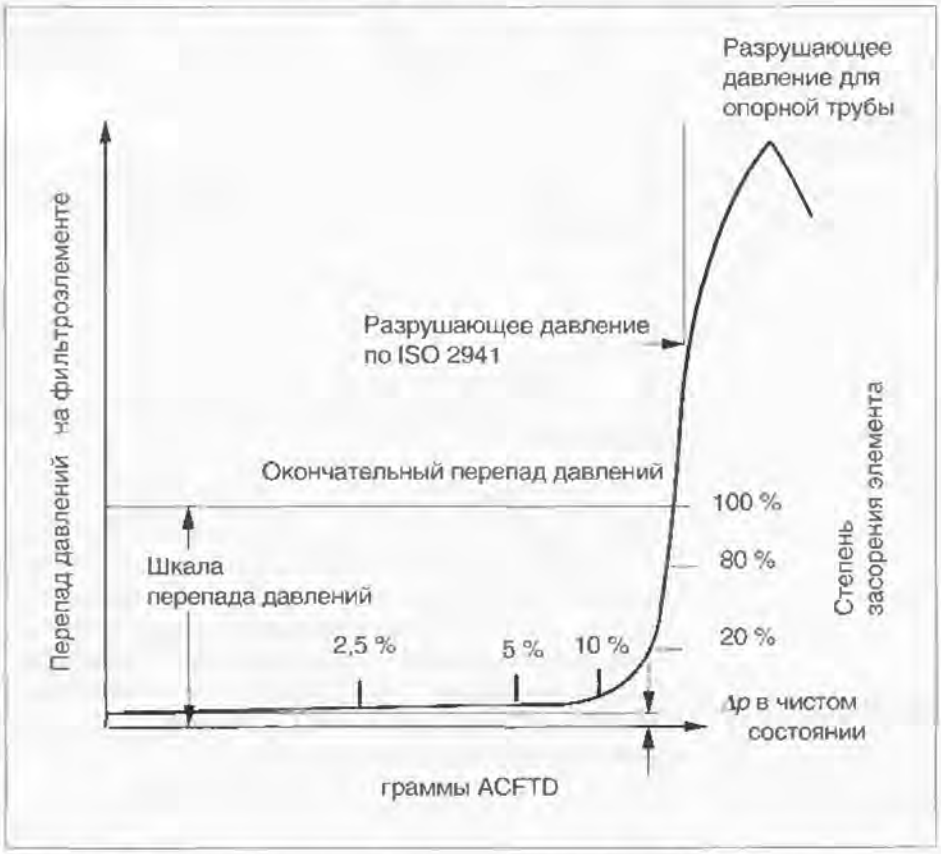


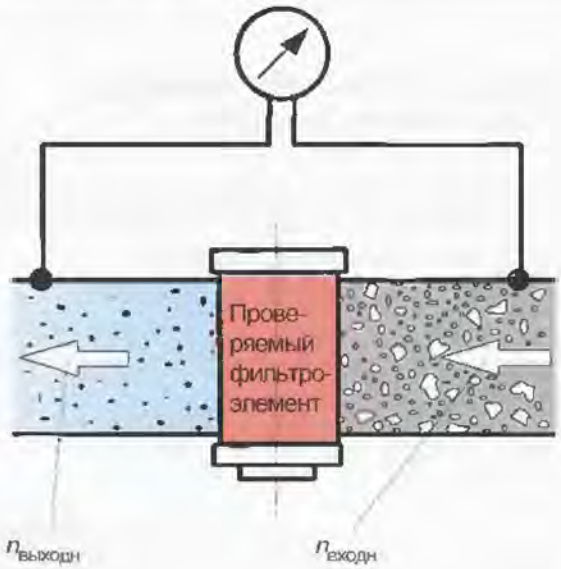

Рис. 14.11. *Перепад давлений в зависимости от добавок загрязнений*

## 8.6. Проверка качества фильтрования (Multi-pass test)

Проверка по стандарту ISO 4572 позволяет определить эффективность фильтрации и грязеемкость фильтроэлементов.

Проверка основана на многократном пропускании загрязненной жидкости через проверяемый фильтр.

Принцип приближен к практике, поскольку некоторые частицы загрязнений могут пройти через фильтр в первый раз, но задерживаются при последующих проходах.




1000 частиц
≥ 10 мкм / 100 мл
= 0,08 мг/л (ACFTD)

100000 частиц
≥ 10 мкм / 100 мл
= 10 мг/л (ACFTD)

$$\beta_X = \frac{n_{входн} \quad \geq X\ \mu m}{n_{выходн} \quad \geq X\ \mu m}$$

Числовой пример: $\beta_{10} = \frac{100\,000}{1000} = 100$

размер частицы, мкм

$\beta_X = 2$ 50 % уровень очистки
$\beta_X = 20$ 95 % уровень очистки
$\beta_X = 75$ 98,6 % уровень очистки
$\beta_X = 100$ 99 % уровень очистки
(абсолютная степень задержания)

Рис. 14.12. *Определение значения β-фактора*

Результат испытаний выдается на распечатку в форме значений $\beta_x$.

Коэффициент эффективности фильтрования $\beta_x$ (β-фактор) связан с уровнем очистки соотношением:

$$\text{Уровень очистки в \%} = \left(\frac{\beta_x - 1}{\beta_x}\right) \bullet 100$$

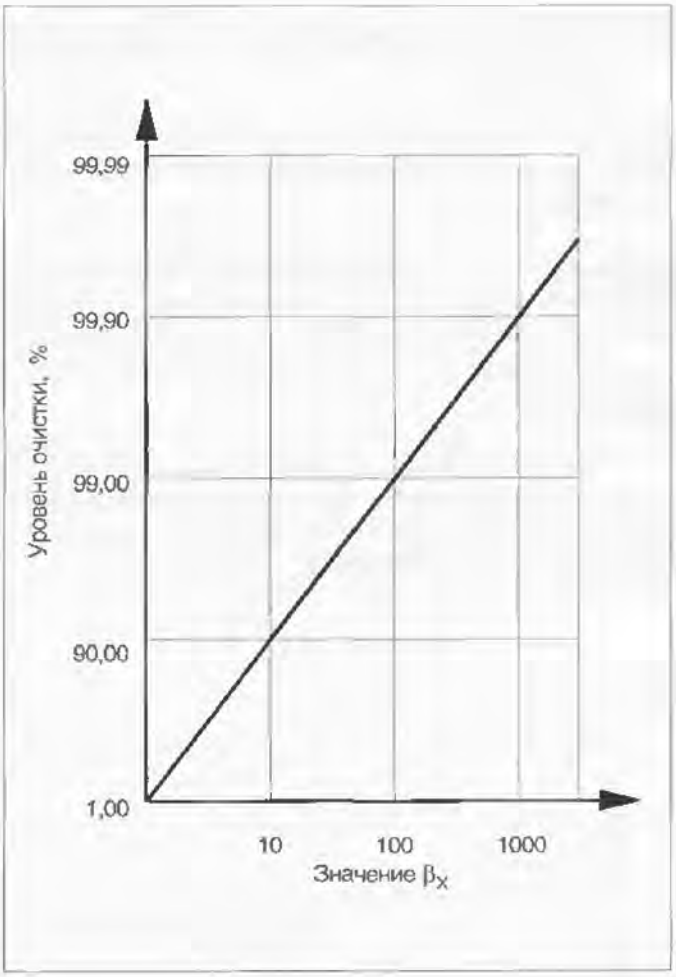



Рис. 14.13. *Уровень очистки в % в зависимости от величины* $\beta_x$

Это испытание, максимально приближенное к практике, позволяет с большой степенью повторяемости получить идентичные условия проверок. Следовательно, появляется возможность сравнения фильтров различных производителей. Потребитель получает объективную информацию о качестве фильтрования, которое обеспечивается выбранными фильтрами, упрощается процесс выбора и оценки соотношения цена / качество.

# 9. Типы фильтров

## 9.1. Всасывающие фильтры

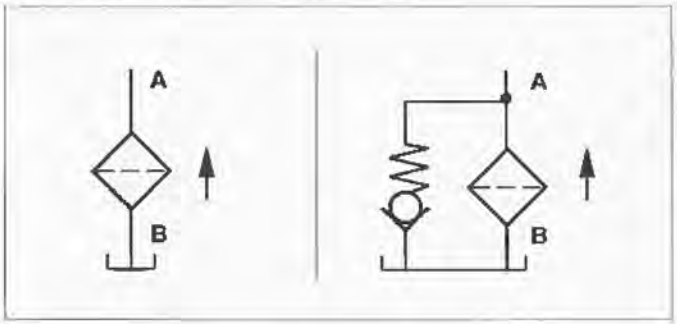



Рис. 14.14. *Условное обозначение всасывающего фильтра: слева – без перепускного клапана, справа – с перепускным клапаном*

Гидросистемы должны комплектоваться всасывающим фильтром, если имеется опасность повреждения насоса крупными частицами загрязнений.

Это особенно важно в следующих случаях:

– Несколько гидросистем питаются от одного насоса

– Бак не может быть тщательно очищен из-за его конфигурации.

Всасывающий фильтр может защитить только насос. Требуемая защита от износа может быть достигнута лишь путем установки фильтров в напорной или сливной линиях, а также в ответвлении.

Из-за ограниченной всасывающей способности насосов, перепад давлений на фильтре должен быть небольшим, следовательно требуется установка фильтров с большой площадью фильтрующей поверхности. В дополнение настойчиво рекомендуется установка перепускного клапана и индикатора загрязненности.

В этой связи всасывающими фильтрами обычно задерживаются лишь частицы, размер которых превышает 100 мкм. Для гидростатических приводов возможно обеспечить тонкость фильтрации на всасывании до 20 мкм.

### 9.1.1. Всасывающие фильтры, монтируемые на трубопроводе

Всасывающие фильтры без корпусов (Рис. 14.15) монтируются на всасывающих трубопроводах ниже уровня масла в баке.

Необходимо позаботиться о том, чтобы даже при минимальном уровне масла фильтр имел достаточную глубину погружения.

### 9.1.2. Всасывающие фильтры, монтируемые снаружи (с корпусом)

Эти фильтры могут также устанавливаться под уровнем жидкости в баке. Корпус может комплектоваться специальным защитным устройством, исключающим возможность слива масла из бака при замене фильтроэлемента.

| Преимущества | Недостатки |
|---|---|
| – Простая сборка<br>– Низкая цена<br>– Защита гидравлических компонентов от грубых загрязнений | – Установка в наихудшем месте гидросистемы<br>– Необходим перепускной клапан<br>– Плохая возможность для обслуживания в случае размещения под уровнем масла<br>– Из-за опасности кавитации возможна только грубая фильтрация<br>– Затруднена индикация загрязненности |

Таблица 14.8. *Преимущества и недостатки всасывающих фильтров*

Рис. 14.15. *Всасывающие фильтры, монтируемые на трубопроводе*

## 9.2. Напорные фильтры (линейные)

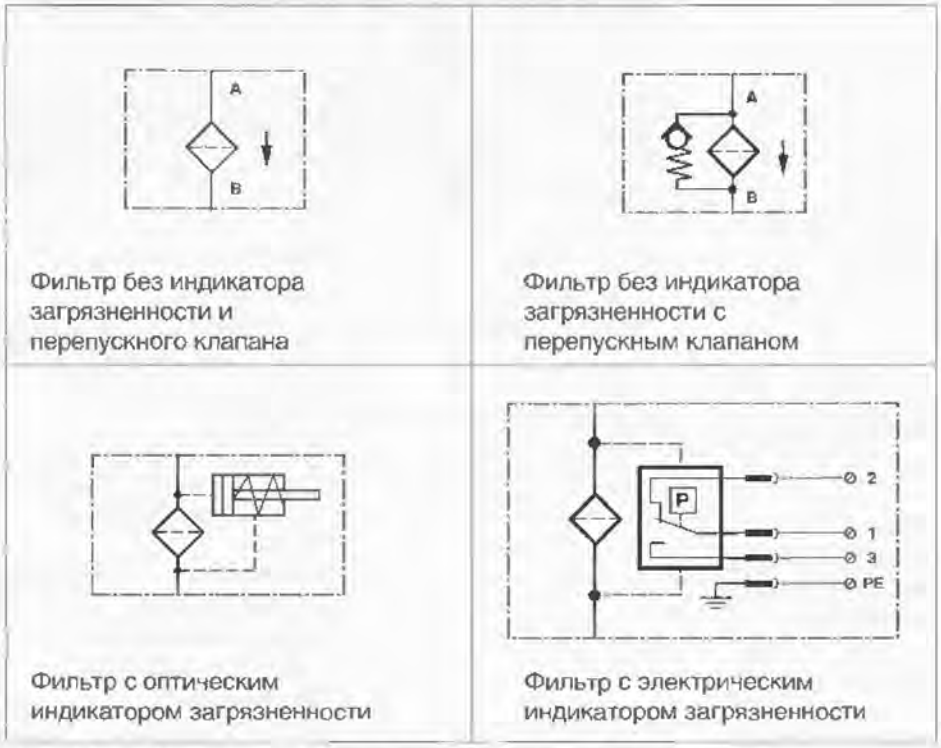



Рис. 14.16. *Условные обозначения напорных фильтров*

Напорные фильтры устанавливаются или прямо после насоса (фильтрование полного потока насоса – фильтры главного потока), или в параллельной цепи (перепускные фильтры) непосредственно перед защищаемым компонентом.

Корпусные детали напорных фильтров должны выдерживать системное давление. Для фильтров низкого давления — это приблизительно 25 бар; фильтры, рассчитанные на более высокие давления, называют фильтрами высокого давления.

Этот тип фильтра используется для обеспечения работоспособности гидравлических компонентов, расположенных после насоса, следовательно он должен располагаться как можно ближе к защищаемым компонентам.

При решении вопроса о целесообразности применения напорного фильтра необходимо оценить следующие обстоятельства:

- Наличие компонентов, особенно чувствительных к засорению (например, дросселирующих гидрораспределителей или управляющих аппаратов).
- Наличие очень дорогих компонентов (длинноходовых гидроцилиндров, дросселирующих гидрораспределителей, гидромоторов), предельно важных для безопасности гидропривода.
- Величина и стоимость времени простоя.
- Целесообразность использования напорного фильтра в качестве средства безопасности или в качестве рабочего фильтра гидросистемы.

Напорные фильтры выполняют следующие задачи:

**Рабочие фильтры**

– Защита компонентов от износа
– Поддержание желаемого класса чистоты.

**Фильтры безопасности**

– Обеспечение работоспособности компонентов Фильтры безопасности используются только вместе с рабочими фильтрами.

Напорные фильтры должны всегда иметь индикатор загрязненности. Для установки перед особенно ответственными компонентами следует использовать только напорные фильтры без перепускного клапана. Такие фильтры должны комплектоваться фильтроэлементом, способным выдерживать большие перепады давлений.

| Преимущества | Недостатки |
|---|---|
| – Может устанавливаться непосредственно перед чувствительными к засорению компонентами<br>– Может обеспечить очень тонкую фильтрацию<br>– Простое обслуживание<br>– Может комплектоваться индикатором загрязненности<br>– Большая долговечность<br>– Не создает опасности кавитации в насосе | – Должен быть прочным (вес)<br>– Фильтроэлемент должен выдерживать большой перепад давлений<br>– Наличие потерь мощности, преобразуемых в тепло (в зависимости от расхода) |

Таблица 14.9. *Преимущества и недостатки напорных фильтров*

Фильтр (Рис. 14.18) состоит из следующих основных составных частей: головки (*1*) с ввертным корпусом (*2*) и фильтроэлемента (*3*). Основная модель не содержит перепускного клапана; отверстие (*4*) для установки индикатора загрязненности обычно имеется.

Рис. 14.17. *Напорный фильтр*

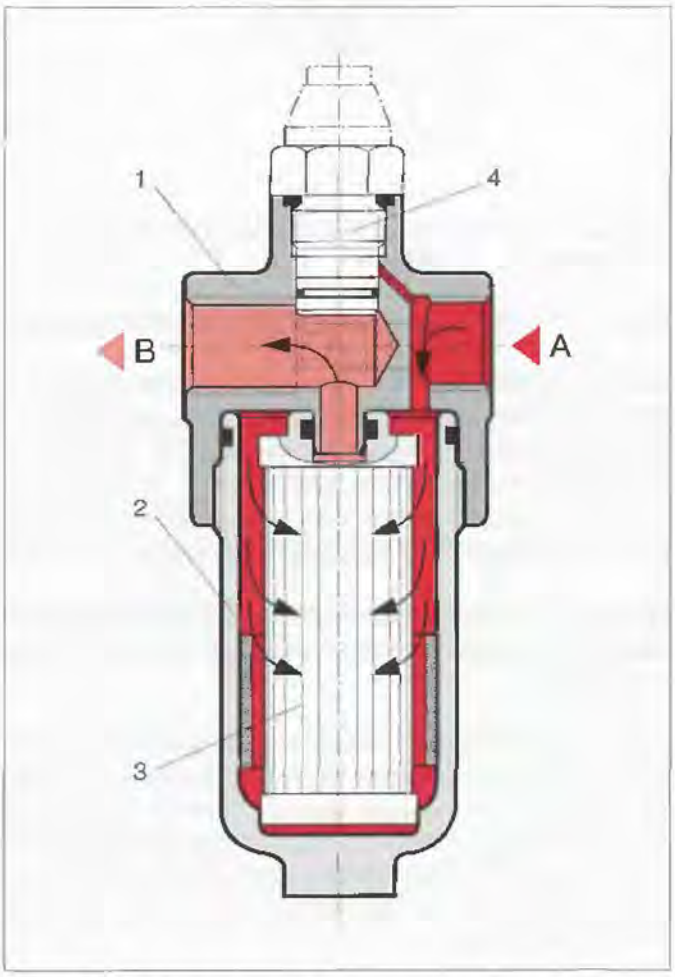
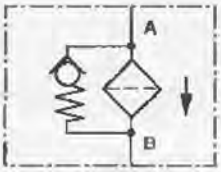
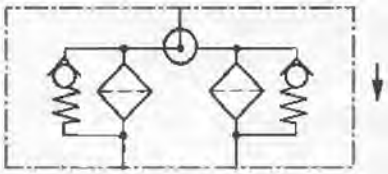



Рис. 14.18. *Поперечный разрез линейного фильтра*

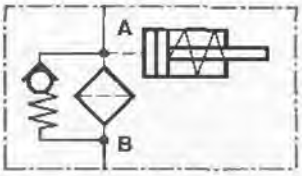
## 9.3. Сливные фильтры, встраиваемые в бак



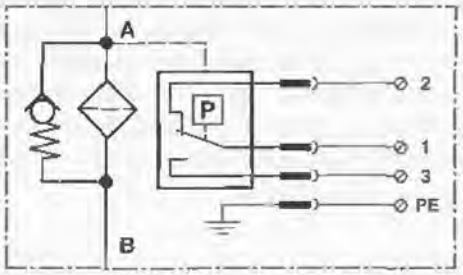

Фильтр без индикатора загрязненности с перепускным клапаном



Сдвоенный (duplex) фильтр без индикатора загрязненности, с перепускным клапаном




Фильтр с оптическим индикатором загрязненности и перепускным клапаном




Фильтр с электрическим индикатором загрязненности и перепускным клапаном

Рис. 14.19. *Условные обозначения сливных фильтров*

Фильтры устанавливаются в конце сливных линий и встраиваются в баки. Это значит, что фильтруется рабочая жидкость, возвращающаяся из системы в бак. Следовательно, все загрязнения, попадающие в рабочую жидкость или появляющиеся в процессе работы гидросистемы, удаляются перед сливом в бак.

При выборе размера фильтра следует принимать во внимание максимально возможный поток рабочей жидкости.

Для предотвращения вспенивания рабочей жидкости необходимо обеспечить вывод сливного потока из фильтра под уровень масла в баке во всех эксплуатационных условиях. При этом на выходе из фильтра может потребоваться установка трубы, расстояние которой от дна бака должно быть не менее 2–3 ее диаметров.

| Преимущества | Недостатки |
|---|---|
| – Низкая стоимость<br>– Простое обслуживание<br>– Может комплектоваться индикатором загрязненности<br>– Возможна тонкая очистка<br>– Не создает опасности кавитации в насосе | – Необходим перепускной клапан<br>– Частицы загрязнений могут проходить через перепускной клапан при наличии пиков давления или холодного старта |

Таблица 14.10. *Преимущества и недостатки сливных фильтров, встраиваемых в бак*

Фильтр, показанный на Рис. 14.20 и 14.21, монтируется с помощью фланца (*1*) на крышке бака. Корпус (*2*) и отводное отверстие входят прямо в бак. Большим преимуществом этого фильтра является легкость доступа и, следовательно, — легкость техобслуживания.

Фильтроэлемент (*5*) может быстро и просто заменяться после демонтажа крышки (*3*).

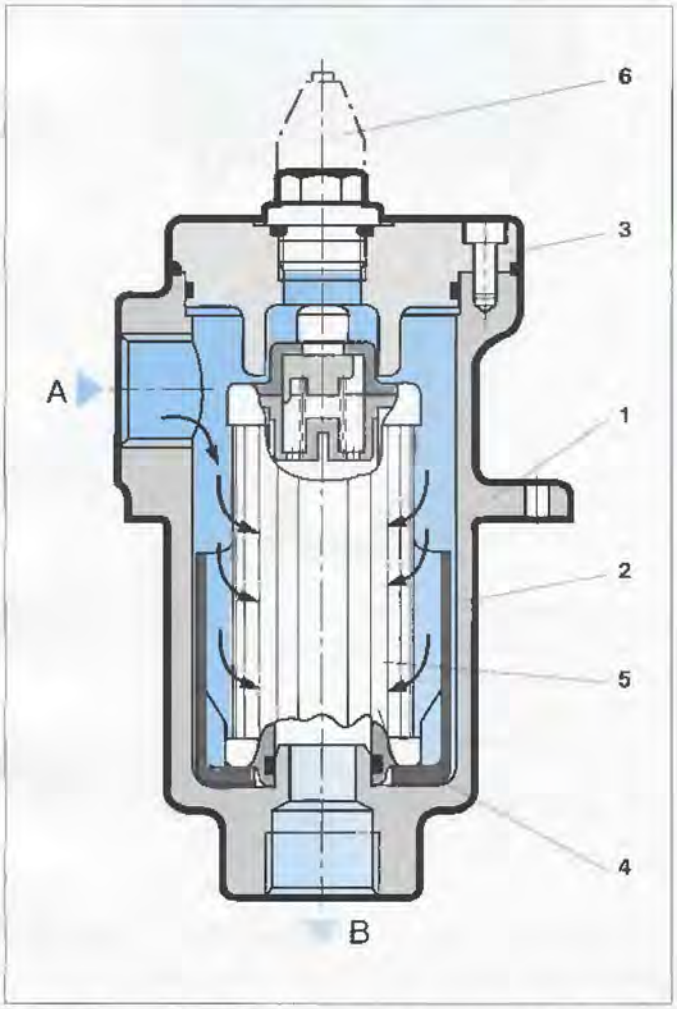



Рис. 14.20. *Схема установки сливного фильтра, встраиваемого в бак*

Важно, чтобы фильтроэлемент (*5*) был расположен внутри сборника загрязнений (*4*). При демонтаже фильтроэлемента загрязненный сборник извлекается вместе с ним. Это предотвращает возможность попадания загрязнений в бак. В крышке фильтра обычно предусматривается отверстие для подключения индикатора загрязненности (*6*).

Для исключения потерь времени на профилактические работы применяют сдвоенные фильтры, в которых включены параллельно два фильтра. Таким образом, переключив поток рабочей жидкости на второй фильтр, можно заменять фильтроэлемент в первом без остановки оборудования.

Рис. 14.21. *Сливной фильтр, встраиваемый в бак*

## 9.4. Заливные и воздушные фильтры (сапуны)

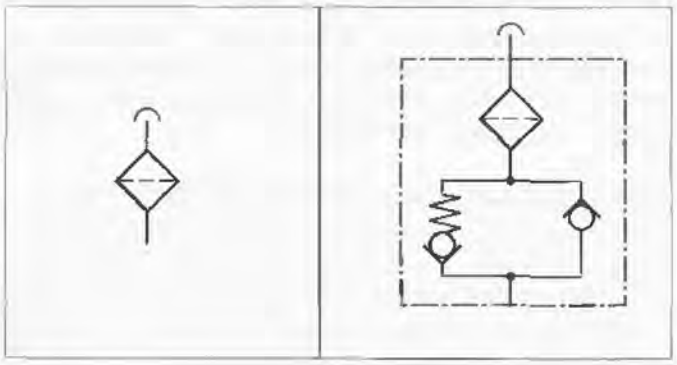


Рис. 14.22. *Условное обозначение заливного фильтра с сапуном: слева – без перепускного клапана, справа – с перепускным клапаном*

Рис. 14.23. *Фильтры и сапуны с заливной сеткой или без нее*

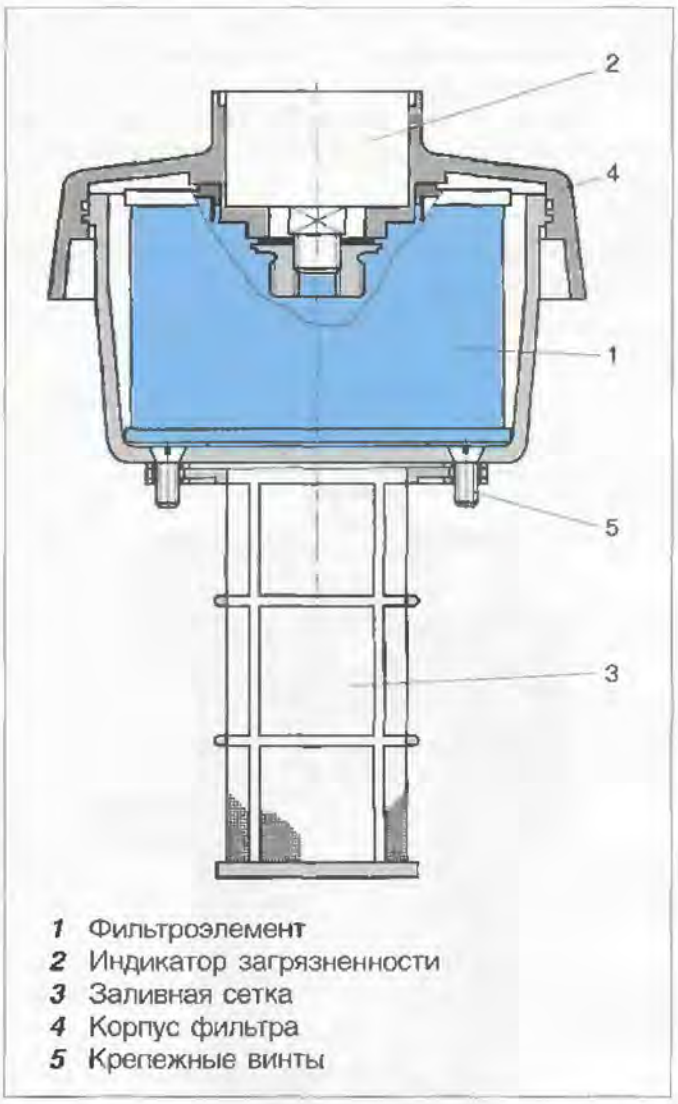



Рис. 14.24. *Заливной фильтр с сапуном*

В прошлом этим фильтрам уделялось недостаточное внимание в гидросистемах. В настоящее время они считаются чуть ли не самыми главными компонентами в системах фильтрации. Большое количество загрязнений попадает в гидросистему через применяемые в ней устройства вентиляции. Конструктивные меры, например такие, как наддув баков, обычно слишком дороги по сравнению с вариантом установки современных высокоэффективных сапунов.

В зависимости от требуемого класса чистоты, сапуны могут комплектоваться различными заменяемыми элементами.

Заливные фильтры с сапунами обычно содержат воздушный фильтр (*1*) для очистки воздуха, проходящего в бак, и заливочную сетку (*3*) для задержания больших частиц при заполнении бака. Воздушные фильтры имеют различные степени фильтрации в соответствии со стандартом Cetop RP 70, который рекомендует устанавливать одинаковые степени фильтрации для гидросистемы и воздуха.

Требования к фильтрам этого типа устанавливаются стандартом DIN 24557.

## 9.5. Индикаторы загрязненности

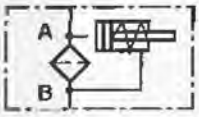
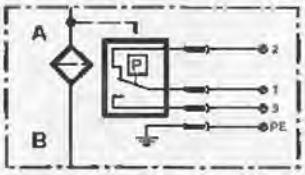
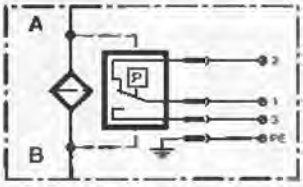
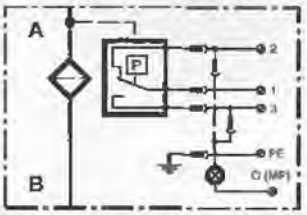
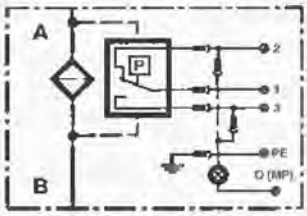
| Индикаторы подпора | Индикаторы перепада давлений |
|---|---|
|  Оптический индикатор |  Оптический индикатор |
|  Электрический индикатор |  Электрический индикатор |
|  Оптико-электрический индикатор |  Оптико-электрический индикатор |

Рис. 14.25. *Условные обозначения индикаторов загрязненности*

Индикаторы загрязненности реагируют на момент повышения подпора или перепада давлений до определенного уровня. В результате появляется оптический сигнал или замыкаются электрические контакты. Точка срабатывания должна выбираться с некоторым запасом, позволяющим фильтроэлементу нормально функционировать еще в течение некоторого времени. Это дает возможность гидросистеме работать до конца смены.

Индикаторы загрязненности подразделяются на следующие группы:

• Манометры подпора, которые применяются для измерения давления перед фильтроэлементами сливных фильтров, выход из которых отводится непосредственно в бак. Таким образом, величина подпора соответствует перепаду давлений на фильтроэлементе.

• Дифференциальные манометры, которые применяются для измерения перепада давлений на фильтроэлементе, т.е. разности между давлениями в подводимом и отводимом потоках. В этом случае абсолютное давление в гидросистеме не влияет на разность давлений.

• Вакуумметры, которые применяются для насосов с всасывающими фильтрами. Абсолютное давление вакуума измеряется во всасывающей линии между фильтром и насосом. Допускаемое производителями насосов разрежение во всасывании ограничивает выбор всасывающего фильтра.

### 9.5.1. Принцип действия

В индикаторах загрязненности каждое изменение давления определяется по соответствующему перемещению измерительных плунжеров или диафрагм. Измерительный плунжер воздействует на подпружиненный магнит. В оптических индикаторах магнит той же полярности перемещает указатель. Чем ближе полюса приближаются друг к другу, тем больше сила их отталкивания, в результате чего в определенный момент срабатывает оптический указатель, выдавая красный предупредительный сигнал.

В электрических индикаторах контакт замкнут.

Для постоянного мониторинга степени засорения фильтроэлемента применяются электронные индикаторы загрязненности, что позволяет рассчитывать необходимые сроки технического обслуживания.

В этих устройствах изменяющийся в процессе засорения перепад давлений на фильтроэлементе преобразуется в аналоговый электрический выходной сигнал с помощью датчика приближения. Дополнительно устанавливаются средства, исключающие влияние пиков давления и холодного запуска.

Рис. 14.26. *Индикаторы подпора*

Рис. 14.27. *Индикаторы перепада давлений*

## 10. Функционирование и расположение фильтров в гидросистемах

### 10.1. Фильтры главного потока

Фильтры главного потока осуществляют полнопоточную фильтрацию рабочей жидкости в гидросистеме.

К этой группе относятся всасывающие, напорные и сливные фильтры.

На Рис. 14.28 показан пример системы открытой циркуляции, в которой в качестве фильтров главного потока применены всасывающий фильтр (*3*), напорный фильтр (*7*) и сливной фильтр (*1*).

В системе замкнутой циркуляции (Рис. 14.29) фильтрация главного потока действует только при пропускании рабочей жидкости через фильтры (*4*).

### 10.2. Фильтры в ответвлении

Эти фильтры используются для очистки (кондиционирования) рабочей жидкости в баках с помощью автономной системы циркуляции. Обычно комплект устройств кондиционирования содержит насос, фильтр и маслоохладитель.

Преимуществом такой установки фильтров является их автономное функционирование независимо от цикла работы гидросистемы. Кроме того, поток рабочей жидкости через фильтроэлемент всегда постоянен и имеет низкую пульсацию.

Процесс старения рабочей жидкости замедляется, и ее долговечность существенно увеличивается.

В системе замкнутой циркуляции (Рис. 14.29) напорный фильтр (*3*) и сливной фильтр (*1*) системы подпитки, равно как и дренажный фильтр (*1*) являются фильтрами в ответвлении.

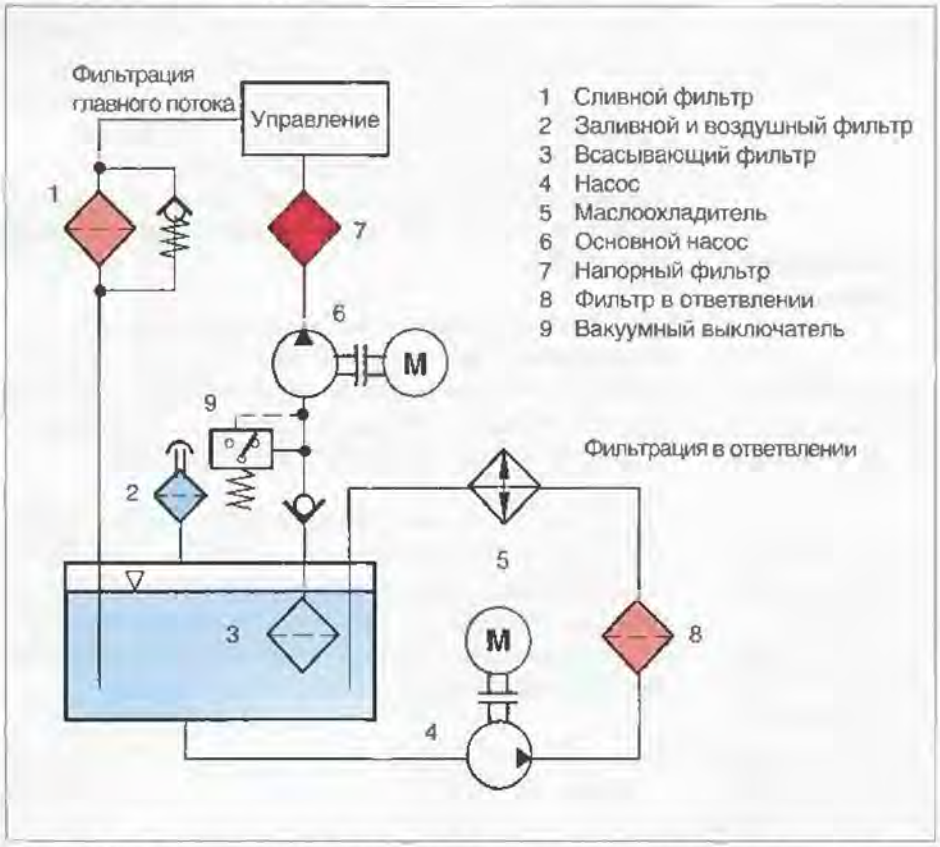
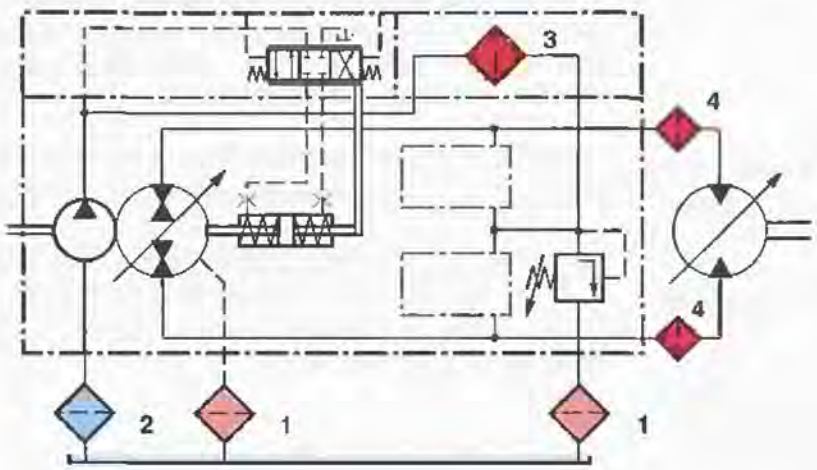



Рис. 14.28. *Размещение фильтров в системе открытой циркуляции*




1 Сливные фильтры в дренажной линии

2 Всасывающий фильтр системы подпитки

3 Напорный фильтр в системе подпитки

4 Фильтры в цепи главной циркуляции

Рис. 14.29. *Размещение фильтров в системе замкнутой циркуляции*

## 10.3. Сапуны

Эти фильтры используются для фильтрации воздуха, входящего и выходящего из бака (поз. (*2*) на Рис. 14.28).

## 10.4. Рабочие фильтры

Здесь могут использоваться сливные и напорные фильтры с перепускными клапанами, а также фильтры в ответвлении.

Рабочие фильтры содержат фильтроэлементы с небольшим допускаемым перепадом давлений, которые имеют большую площадь фильтрующей поверхности и высокую грязеемкость.

Для наилучшего выполнения функции фильтрации сливные фильтры (встраиваемые в баки или располагаемые отдельно) и напорные фильтры, используемые в качестве рабочих фильтров, должны размещаться в местах гидросистемы с максимальным потоком рабочей жидкости и иметь соответствующие размеры (например, фильтр (*1*) на Рис. 14.28). При необходимости эти фильтры могут использоваться и для фильтрации потока утечки (фильтр (*1*) на Рис. 14.29).

## 10.5. Защитные фильтры

Эти фильтры используются для предохранения гидравлических компонентов от внезапного отказа из-за слишком большого содержания твердых частиц загрязнений в рабочей жидкости. Это значит, что они используются исключительно для фильтрации частиц, которые могут внезапно засорить гидравлические компоненты (см. напорный фильтр (*7*) на Рис. 14.28).

Другой задачей защитных фильтров является защита системы от засорения, когда насос или гидромотор работают в аварийном режиме. Таким образом, удается избежать больших расходов на ремонт поврежденных гидравлических компонентов.

Эти фильтры должны обеспечивать более грубую фильтрацию по сравнению с рабочими фильтрами гидросистемы, поэтому размер фильтра может быть меньше. Поскольку фильтр не должен иметь перепускного клапана, все его элементы должны выдерживать более высокие перепады давлений.

# 11. Выбор фильтров

## 11.1. Проектирование фильтровальных систем

Эффективная фильтрация в гидросистемах предотвращает выход из строя и повышает долговечность важных и дорогих компонентов.

Следовательно: **Фильтрация — не неизбежное зло, а полезная необходимость.**

Эффективность фильтра является наиболее важным, но не единственным фактором, влияющим на выполнение функции очистки. Фильтр может быть неэффективен, если он установлен в неправильном месте или предназначен для неправильной цели. Как уже отмечалось, в гидросистеме могут устанавливаться один или несколько фильтров.

При проектировании системы фильтрации необходимо принимать во внимание следующие основные принципы:

- Путем установки подходящих уплотнений и высокоэффективных фильтров должно быть исключено попадание в гидросистему загрязнений из окружающей среды.
- Загрязнения, попавшие в гидросистему или возникшие в ней в процессе работы, должны максимально быстро удаляться.
- Гидравлические фильтры всегда должны использоваться для снижения износа, поэтому размеры их ячеек или пор должны быть меньше, чем критичные зазоры в гидравлических компонентах.
- Для обеспечения наибольшей эффективности работы фильтров их необходимо устанавливать в местах максимальных потоков рабочей жидкости.
- Технические условия должны быть письменными.

Следуя этим основным правилам, фильтры далее могут быть подразделены на рабочие и защитные.

Рабочие фильтры выполняют функцию очистки. Тонкость фильтрации должна выбираться в соответствии с критическими зазорами в гидравлических компонентах. Фильтры могут иметь перепускные клапаны и фильтроэлементы с низким допускаемым перепадом давлений. Рекомендуется устанавливать индикатор перепада давлений.

Возможность заклинивания гидравлических компонентов исключается защитными фильтрами, т.е. эти фильтры задерживают только такие частицы, которые могут вызвать неожиданное заклинивание.

Защитные фильтры не предотвращают постепенный износ и поэтому могут иметь сравнительно более грубую степень очистки по сравнению с рабочими фильтрами. Поскольку эти фильтры не содержат перепускных клапанов, все их элементы должны выдерживать более высокие перепады давлений.

## 11.2. Критерии проектирования фильтров

Дополнительно к требованиям функциональной безопасности и долговечности гидравлических компонентов при выборе фильтров важное значение имеют также стоимость системы и ее техобслуживания, а также стоимость замены рабочей жидкости.

При проектировании системы фильтрации необходимо иметь в виду следующее:

- Чувствительность применяемых гидравлических компонентов к загрязнениям
- Область применения комплектной системы
- Определение потока
- Допустимые перепад давлений или подпор
- Совместимость выбранной рабочей жидкости с фильтроматериалами
- Действительную температуру
- Вязкость рабочей жидкости
- Расчетную температуру
- Дополнительные приборы (т.е. индикаторы загрязненности).

## 11.3. Выбор фильтроэлементов

Рекомендуемый перепад давлений на чистых элементах при определенной вязкости рабочей жидкости не должен превышать следующих значений для комплектного фильтра (корпуса и элемента):

Линейные фильтры без перепускного клапана:
$\Delta p_A = 0{,}2 \bullet \Delta p_{индик}$

Линейные фильтры с перепускным клапаном:
$\Delta p_A = 0{,}15 \bullet \Delta p_{индик}$

Сливные фильтры:
$\Delta p_A = 0{,}2 \bullet \Delta p_{индик}$

Перед определением размера фильтра следует определить требуемую тонкость фильтрации и требуемый класс чистоты комплектной системы. Это обычно класс чистоты, необходимый для наиболее чувствительных к засорению компонентов.

Например, в соответствии с Рис. 14.10 рекомендовано использовать фильтр с $\beta_{10} = 75$ и неорганическим фильтроматериалом (т.е. стекловолокном) для гидросистемы с пропорциональным клапаном давления.

В соответствии с Рис. 14.10 допускаемое значение β-фактора для пропорциональных аппаратов достигает $\beta_{25} = 75$. Однако следует проанализировать, может ли использоваться фильтр с такой грубой фильтрацией.

- Какой класс чистоты рекомендует производитель в своих технических условиях?
- Каково соотношение между стоимостью установки более тонкого фильтра и расходами при возможном выходе из строя узла?

Если пропорциональный клапан является единственным элементом гидросистемы, чувствительным к засорению, оптимальным решением может быть установка напорного фильтра с $\beta_{10} = 75$ непосредственно перед ним и полнопоточного сливного фильтра в баке с $\beta_{25} = 75$.

Следовательно, когда определяется размер фильтра, должны учитываться также загрязненность окружающей среды, условия техобслуживания гидропривода и температура рабочей жидкости.

Необходимые формулы для выбора размера фильтра приведены в таблице **14.11**.

Для выбора фильтра изготовитель приводит диаграммы или таблицы, в которых для различных фильтроэлементов указываются допускаемые расходы рабочей жидкости. Это несколько облегчает выбор фильтроэлемента. Поскольку приводимые данные часто относятся к одной вязкости (30 мм²/с), мы рекомендуем вычислять новое значение для гидросистем с учетом области применения и местоположения.

| Размещение фильтра в гидросистеме | Тип фильтра | Общий перепад давлений для фильтра с новым фильтроэлементом | |
|---|---|---|---|
| | | При использовании индивидуальных диаграмм для корпуса фильтра и фильтроэлемента | При использовании диаграмм проектирования |
| Рабочий фильтр | Сливной или линейный без перепускного клапана | $f_2\,(\Delta p_{корп} + f_1 \bullet \Delta p_{элем}) \leq$ $\leq (0{,}15 \ldots 0{,}2) \bullet \Delta p_{индик}$ | $Q_{проект} = Q_{сист} \bullet f_1 \bullet f_2$ |
| | Фильтр в ответвлении или линейный; автономный кондиционер | – | – |
| Защитный фильтр | Линейный без перепускного клапана | $f_2\,(\Delta p_{корп} + f_1 \bullet \Delta p_{элем}) \leq$ $\leq 0{,}2 \bullet \Delta p_{индик}$ | $Q_{проект} = Q_{сист} \bullet f_1 \bullet f_2$ |
| | Всасывающий | $f_2\,(\Delta p_{корп} + f_1 \bullet \Delta p_{элем}) \leq 0{,}01$ | $Q_{проект} = (5 \ldots 10) \bullet Q_{насоса} \bullet f_2$ |

Таблица 14.11. *Определение размера фильтра*

Фактор $f_1$ см. Рис. 14.30
Фактор $f_2$ см. таблицу 14.12

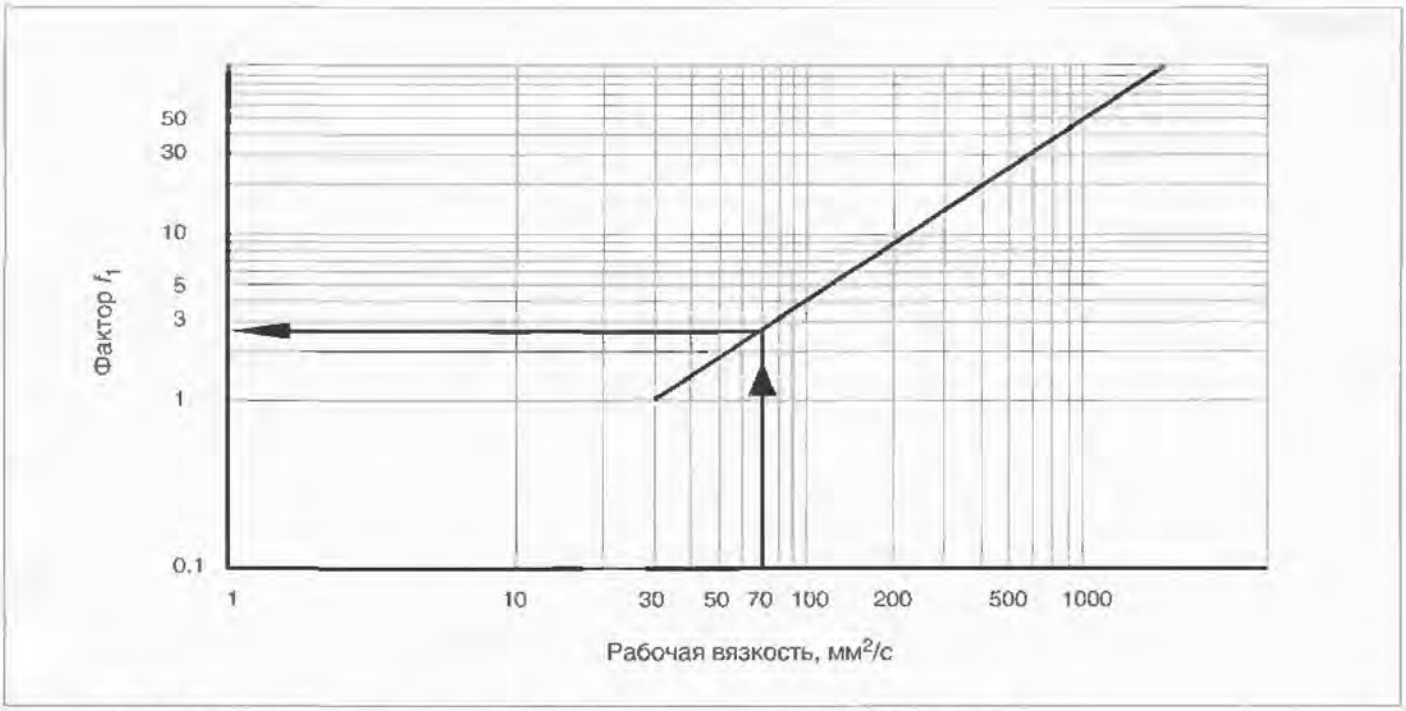



Рис. 14.30. *Графическое представление фактора преобразования вязкости $f_1$*

| Техобслуживание гидросистем | Степень загрязнения окружающей среды | | |
|---|---|---|---|
| | Низкая [1] | Средняя [2] | Высокая [3] |
| – Постоянный контроль фильтров<br>– Немедленная замена фильтроэлементов<br>– Малое проникновение загрязнений<br>– Хорошее уплотнение бака | 1,0 | 1,0 | 1,3 |
| – Нерегулярная проверка фильтров<br>– Использование нескольких гидроцилиндров | 1,0 | 1,5 | 1,7 |
| – Недостаточный или полностью отсутствующий контроль фильтров<br>– Много незащищенных гидроцилиндров<br>– Высокий уровень загрязнений, попадающих в гидросистему | 1,3 | 2,0 | 2,3 |

Таблица 14.12. *Фактор $f_2$ для окружающих условий*

Примечания к таблице 14.12

[1] Низкая:
(испытательное оборудование при наличии кондиционирования воздуха)

[2] Средняя:
(металлорежущие станки при комнатной температуре)

[3] Высокая:
(прессы и линейное оборудование, машины для производства керамики, машины в калийных рудниках, сельскохозяйственные и мобильные машины, вальцевые мельницы, деревообработка)

**Заметки**

Глава 15

# Принадлежности

## 1. Введение

Термин «Принадлежности» не очень удачен при рассмотрении важных компонентов в этой главе.

Приводные, управляющие и выходные элементы, включенные в гидросистему, влияют на основные функции гидропривода, но без принадлежностей нельзя решить более сложные задачи.

Принадлежности особенно важны для снижения уровня шума.

В гидравлических системах шум генерируется механическими узлами, потоками жидкости и воздуха, причем все эти источники влияют друг на друга. Для борьбы с шумом в гидроприводах применяются различные меры.

### 1.1. Снижение уровня шума механических узлов

Гидробаки, имеющие тонкие металлические стенки с большой поверхностью, являются отличными резонаторами. Путем использования материалов со звукоизоляцией удается снизить механический шум бака.

Дополнительные меры:

- Установка насоса на виброизолирующих опорах
- Установка виброизолирующего кронштейна между насосом и приводным электродвигателем
- Использование трубопроводов, изготовленных из резины
- Использование рукавов высокого давления (непосредственно у насоса)
- Закрепление трубопроводов с помощью шумопоглощающих зажимов.

### 1.2. Снижение уровня шума гидравлических элементов

«Гидравлический» шум имеет место при пульсациях давления.

Принимаемые меры:

- Использование рукавов высокого давления
- Использование гидроаккумуляторов с целью исключения пульсаций давления
- Создание противофазных пульсаций с целью гашения пульсаций в гидросистеме.

### 1.3. Снижение аэродинамического шума

Это возможно только путем установки звукопоглощающего кожуха на гидравлическом силовом узле.

## 2. Кронштейн насоса

Кронштейны насоса соединяют насос с приводным электродвигателем и позволяют закрепить их на баке.

Кронштейны насоса (таблица 15.1) комплектуются резиновыми демпферами, различными соединительными и монтажными фланцами и (возможно) теплообменниками и образуют жесткий узел (соответствующий изготовленному из металла).

### 2.1. Жесткие кронштейны насоса

На Рис. **15.1** показан жесткий кронштейн насоса с монтажными элементами. Кронштейн (*1*) имеет монтажную поверхность (*1.1*) со стороны насоса и с противоположной стороны — монтажную поверхность (*1.2*) для электромотора. Осевое расстояние между монтажными поверхностями достаточно для размещения приводных валов и соединительной муфты. Кронштейн имеет лапы (*3*) для горизонтального монтажа.

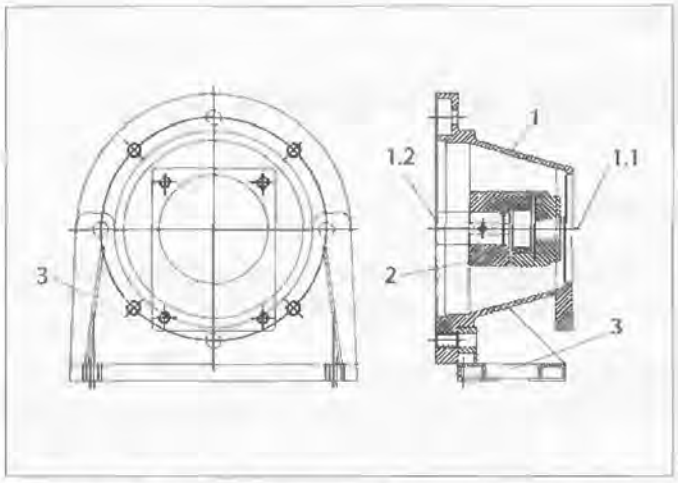



Рис. 15.1. *Жесткий кронштейн насоса на лапах*

Эта модель, полностью изготовленная из металла, передает механический шум приводного электродвигателя и насоса на бак и даже может усиливать его, поэтому она может использоваться только при кратковременной работе гидропривода, расположенного в местах, где отсутствует обслуживающий персонал.

| Тип | Без средств шумопоглощения | С шумопоглощением | С шумопоглощением и воздушным маслоохладителем |
|---|---|---|---|
| Описание | Умеренная цена, однокомпонентная модель<br><br>Передает механический шум и вибрацию на бак | С помощью различных резиновых демпферов уменьшает передачу механического шума и вибраций от приводного электродвигателя и насоса на бак | Из-за проблем, связанных с установкой, этот тип может применяться для охлаждения масла в дренажных линиях или сливных линиях с небольшим потоком<br><br>Рассеиваемая мощность до 2 кВт<br><br>Снижение механического шума и вибраций |
| Недостатки | Шум насосной установки | Более дорогой по сравнению с жесткой моделью | Низкая рассеиваемая мощность |
| Преимущества | Умеренная цена установки насоса | Снижение уровня шума комплектной системы достигает 6 дБ(А) | |

Таблица **15.1**. *Типы кронштейнов насоса*

## 2.2. Кронштейн насоса с звукопоглощающим устройством

Рис. 15.2. *Кронштейн насоса с звукопоглощающим устройством*

Кронштейн насоса с звукопоглощающим устройством (Рис. 15.2) используется для соединения насоса с приводным электродвигателем, причем передача механического шума и вибраций значительно ослабляется. Вибрации насоса изолируются и демпфируются с помощью масло- и теплостойкого резинового кольца, через которое передаются все силы. За счет использования упругой соединительной муфты удается полностью исключить металлические связи между насосом и двигателем. Этим методом удается значительно уменьшить шум в гидросистеме.

Возможное снижение уровня шума зависит от многих факторов (тип насоса, рабочее давление, тип трубопроводов, конструкция и т.д.), поэтому точное значение не удается заранее определить. В среднем уровень шума может быть понижен на 6 дБ(А). Демпфирующие материалы, используемые в кронштейне насоса, должны подходить для различных сочетаний мотор-насос. На Рис. 15.3 и 15.4 показаны метод измерения и типичная диаграмма снижения шума для кронштейна с звукопоглощением (по сравнению с жестким кронштейном).

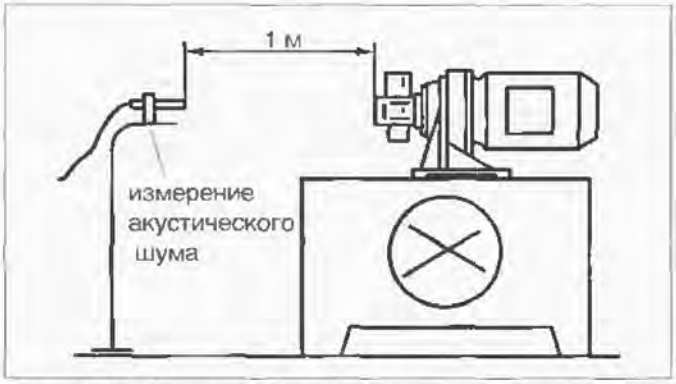



Рис. 15.3. *Кронштейн насоса с звукопоглощающим устройством*

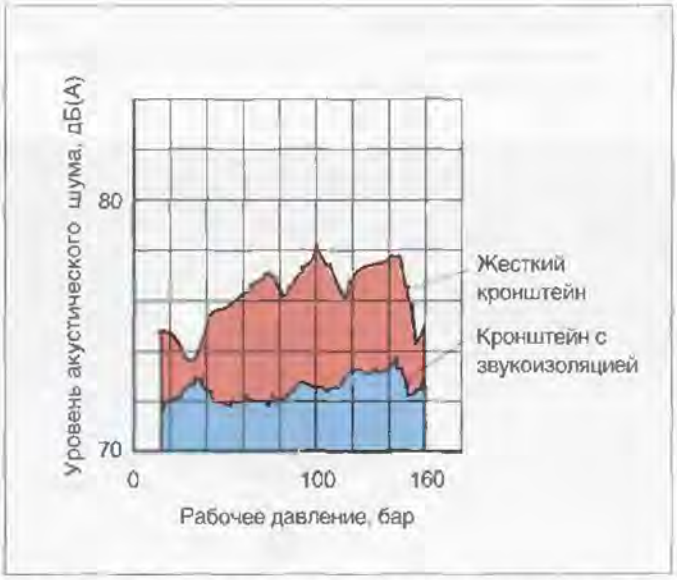



Рис. 15.4. *Акустический шум в зависимости от рабочего давления и типа кронштейна насоса*

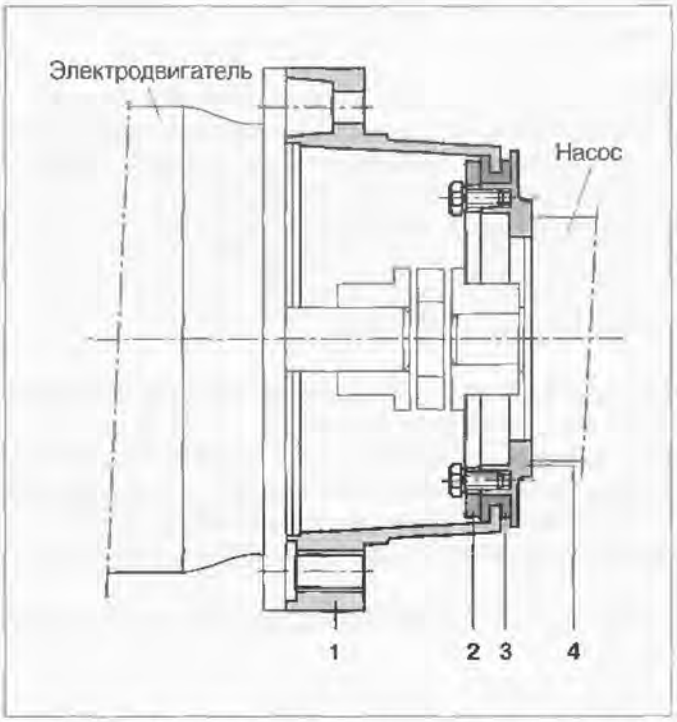



Рис. 15.5. *Конструкция кронштейна насоса с звукопоглощающим устройством*

На Рис. 15.5 показана конструкция кронштейна насоса с звукопоглощающим устройством.

Основной корпус (*1*) вместе с присоединительным фланцем электродвигателя образуют жесткий узел, который соединен с фланцем (*4*) насоса с помощью резинового кольца (*3*) и прижимной шайбы (*2*).

Твердость резины по Шору и ее качество зависят от типа насоса, приводной мощности и типа рабочей жидкости.

## 2.3. Кронштейн насоса с звукопоглощающим устройством и встроенным воздушным теплообменником

Рис. 15.6. *Кронштейн насоса с звукопоглощающим устройством и встроенным воздушным теплообменником*

В этой модели рабочая жидкость, сливающаяся из гидросистемы, охлаждается с помощью воздушного теплообменника. Поток охлаждающего воздуха создается вентилятором, установленным на валу электродвигателя. Комбинация звукоизолирующего устройства и маслоохладителя (Рис. 15.6) позволяет значительно упростить конструкцию и снизить цену насосных установок.

Из-за ограниченных размеров устройства рассеиваемая мощность не превышает ~ 2 кВт. В большинстве случаев маслоохладитель применяется для охлаждения потока утечки. Кроме того, с его помощью может компенсироваться повышение температуры рабочей жидкости, например в жаркие летние дни.

Основные преимущества воздушного теплообменника:

- Низкие расходы на установку
- Низкая стоимость эксплуатации
- Отсутствие коррозии из-за охлаждающей среды
- Простое обслуживание
- Высокая степень готовности
- Отсутствие опасности для гидросистемы в случае частичной разгерметизации
- Привод вентилятора от основного электродвигателя.

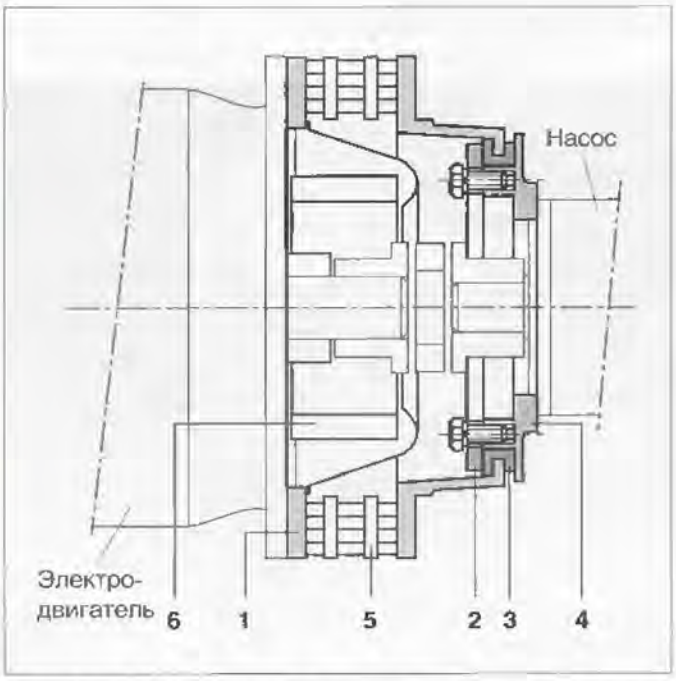



Рис. 15.7. *Конструкция кронштейна насоса с звукопоглощающим устройством и встроенным воздушным теплообменником*

Конструкция кронштейна насоса с звукопоглощающим устройством и встроенным воздушным теплообменником показана на Рис. 15.7.

Основной корпус (*1*) вместе с присоединительным фланцем электродвигателя образуют жесткий узел, который связан с фланцем (*4*) насоса с помощью резинового кольца (*3*) и прижимной шайбы (*2*).

Твердость резины по Шору и ее качество зависят от типа насоса, приводной мощности и типа рабочей жидкости. Охлаждающие элементы (*5*) и их корпус, способный пропускать воздушный поток, крепятся к основному корпусу и не мешают сборке насосной группы. Вентилятор (*6*) монтируется на валу электродвигателя.

## 3. Устройства охлаждения

Для создания давления и потока рабочей жидкости требуется энергия, которая частично теряется из-за потерь давления в трубопроводах и компонентах. Это значит, что причиной нагрева является неполное использование разности между рабочим давлением и давлением в сливной линии для преодоления полезной нагрузки из-за наличия определенных потерь в предохранительных устройствах, дросселях и т.д.

Эти потери достигают 15...30 % от установленной мощности.

Существуют два способа снижения разогрева:

– выбор соответствующей поверхности охлаждения бака
– использование маслоохладителей.

### 3.1. Поверхность бака

Поверхность бака должна быть достаточно большой, чтобы передавать в окружающую среду все тепло, выделяющееся в результате потерь мощности в гидроприводе, однако это часто недостижимо из-за ограниченного рабочего пространства.

#### 3.1.1. Предварительное вычисление

Установившаяся в гидросистеме в процессе эксплуатации рабочая температура может быть слишком высокой.

Постоянство температуры поддерживается в результате теплорассеивания стенками бака, трубопроводами и поверхностями машины, т.е. поверхности машины также выполняют роль маслоохладителя.

Предположим:
Действительная температура масла $T_1$ = 353 K
Желаемая температура $T_2$ = 323 K
Площадь теплоизлучающей поверхности $A$ = 3 м²

$$P_k = (T_1 - T_2) \cdot \alpha \cdot A \qquad (1)$$

$$P_k = (353 - 323) \cdot 0{,}012 \cdot 3 = 1{,}08 \text{ кВт}$$

где:
$P_k$ – рассеиваемая мощность, кВт
$T_1$ – действительная температура масла, K
$T_2$ – желаемая температура масла, K
$\alpha$ – коэффициент теплопередачи, кВт/(м² • K)
в примере $\alpha$ = 0,012 кВт/(м² • K)
$A$ – площадь теплоизлучающей поверхности, м²

### 3.2. Теплообменники

Путем установки дополнительных теплообменников объем (вместимость) бака может быть уменьшен в 2–4 раза, могут быть устранены также проблемы перегрева из-за эксплуатации гидропривода в течение длительного периода (нескольких рабочих смен) или при высокой окружающей температуре.

Для охлаждения рабочей жидкости применяются:

– Воздушные теплообменники
– Водяные теплообменники,
также называемые маслоохладителями.

#### 3.2.1. Рекомендации по проектированию

Наиболее важным параметром при проектировании теплообменников являются потери мощности, имеющиеся в гидросистеме.

##### 3.2.1.1. Проектирование

Опыт эксплуатации показывает, что в гидросистемах теряется от 15 до 30 % от установленной мощности, однако необходимо учитывать и специальные рабочие условия.

##### 3.2.1.2. Вычисление потерь мощности в гидросистемах

Для вычисления необходимо измерить повышение температуры за определенный период времени.

Предположим:
В баке вместимостью 800 л увеличение температуры за 2 часа составило от 20 до 70 °C.

$$P_L = \frac{\Delta T \cdot V \cdot \rho \cdot c}{t \cdot 3600} \qquad (2)$$

$$P_L = \frac{50 \cdot 800 \cdot 0{,}86 \cdot 1{,}67}{2 \cdot 3600} = 7{,}98 \text{ кВт}$$

где:
$P_L$ – потери мощности без учета теплорассеивания стенками бака, кВт (1 кВт = 1 кДж/с)
$\rho$ – плотность масла, кг/дм³
для минерального масла $\rho$ = 0,86 кг/дм³
$c$ – удельная теплоемкость, кДж/(кг • K)
для минерального масла $c$ = 1,67 кДж/(кг • K)
$V$ – вместимость бака, л
$\Delta T$ – увеличение температуры, K
$t$ – время работы, ч

### 3.2.2. Воздушный теплообменник

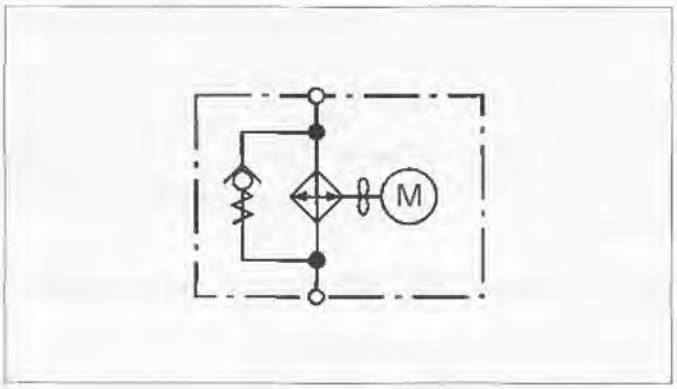



Рис. 15.8. *Воздушный теплообменник с приводным электродвигателем и предохранительным клапаном*

Рис. 15.9. *Воздушный теплообменник*

Воздушный теплообменник (Рис. 15.9) встроен в гидросистему машины. Благодаря встроенному параллельно теплообменнику обратному клапану с давлением открывания 4,5 бар (здесь выполняет функцию предохранительного или перепускного клапана) исключается опасность перегрузки при холодном запуске или чрезмерно больших расходах. Теплорассеивающая способность зависит от разности температур рабочей жидкости на входе в теплообменник и окружающего воздуха, а также от величин потоков жидкости и воздуха.

**Преимущества:**

– Низкие расходы на установку

– Низкая стоимость эксплуатации

– Отсутствие коррозии из-за охлаждающей среды

– Простое обслуживание

– Свободный выбор типа мотора и напряжения

– Удобство охлаждения потока утечки

– Нет опасности для гидросистемы.

**Недостатки:**

– Большие размеры по сравнению с водяными теплообменниками

– Склонен к шуму и легко деформируется растягивающими нагрузками

– Не подходит для небольших комнат

– Теплорассеивание ухудшается при повышении температуры окружающей среды.

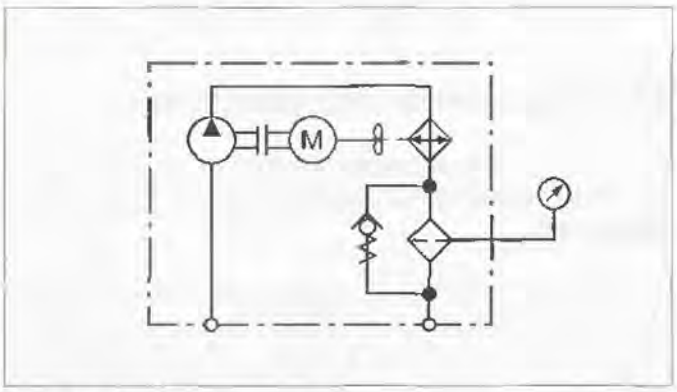



Рис. 15.10. *Воздушный теплообменник с насосом и фильтром (кондиционер рабочей среды)*

В кондиционерах рабочей среды, показанных на Рис. 15.11 и 15.12, воздушный теплообменник комплектуется дополнительно насосом и фильтром, что позволяет оптимально охлаждать и одновременно очищать рабочую жидкость. Обычно это устройство включается в ответвлении. Таким образом, кондиционер постоянно обеспечивает охлаждение и фильтрацию вне зависимости от остальной гидросистемы.

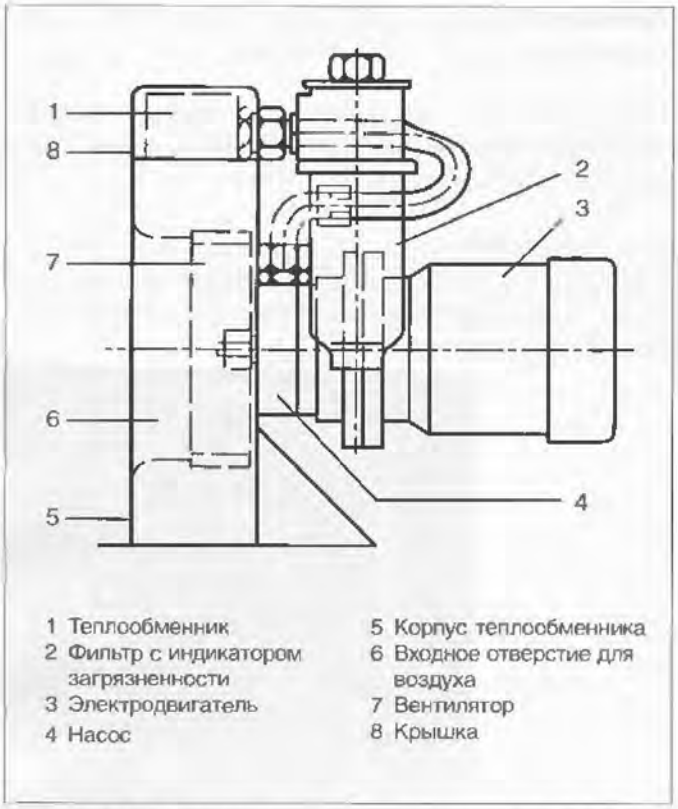



Рис. 15.11. *Конструкция кондиционера рабочей среды (воздушного теплообменника со встроенными насосом и фильтром)*

Рис. 15.12. *Кондиционер рабочей среды (воздушный теплообменник со встроенными насосом и фильтром)*

### 3.2.3. Водяной теплообменник

В водяных теплообменниках для отвода тепла используется охлаждающая вода, поэтому требуется подключение водопровода.

Рис. 15.13. *Водяной теплообменник*

Водяные теплообменники имеют постоянную теплорассеивающую способность при постоянной температуре воды независимо от увеличения температуры окружающей среды.

В сравнении с воздушными теплообменниками при одинаковой теплорассеивающей способности водяные теплообменники меньше по размерам, поскольку в них больше разность температур между маслом и охлаждающей средой и лучше теплопередача от металла к воде.

Преимущества:

– Отсутствует нагрев окружающей среды

– Не возникает сквозняк

– Отсутствует шум электродвигателя и вентилятора

– Компактность

– Повышение температуры окружающей среды не влияет на теплорассеивающую способность.

Недостатки:

– Требуется подвод охлаждающей воды

– Если теплообменник не имеет специального разделителя, возможно попадание воды в масло

– Возможна утечка охлаждающей воды.

## 4. Звукопоглощающие устройства, монтируемые на трубопроводах и заделках шлангов

Рис. 15.14. *Зажим для труб с эластичным вкладышем*

Для быстрой и чистой сборки трубопроводов применяются специальные зажимы, обеспечивающие гашение гидроударов и демпфирование шума.

Эти зажимы могут применяться для закрепления следующих элементов:

- Труб для рабочих жидкостей
- Труб для дополнительных сред (например, воздуха)
- Рукавов высокого давления
- Рукавов для электролиний.

Зажимы способны выполнять следующие функции:

- Безопасное соединение труб и рукавов (при статических и динамических нагрузках)
- Демпфирование вибраций
- Демпфирование шума
- Поглощение ударов
- Возможность компенсации теплового расширения труб.

Необходимо принимать специальные меры для исключения возможности повреждения рукавов высокого давления острыми кромками зажимов.

При закреплении линий необходимо обеспечить отсутствие их перетирания или изгиба.

Зажимы обеспечивают демпфирование вибраций и шума, что очень важно для предотвращения передачи механического шума по всей системе.

Диаметры труб и рукавов должны соответствовать диаметрам отверстий в зажимах.

Выбор серии зажима (легкой или тяжелой) определяется внутренним давлением трубопроводов и динамическими нагрузками.

При применении стальных хомутов (Рис. 15.15) рекомендуется, чтобы материалы хомута и закрепляемого трубопровода имели близкие коэффициенты линейного расширения.

Рис. 15.15. *Стальной хомут*

Рис. 15.16. *Втулки для трубопроводов*

Резиновые втулки (Рис. 15.16) позволяют изолировать шум трубопроводов. Они в основном применяются для трубопроводов подключения к бакам или гидравлическим узлам мобильных машин, а также при проходе труб через крышки или кожухи. Кроме того, они обеспечивают уплотнение от попадания водяных брызг и пыли. Втулки спроектированы таким образом, что при их монтаже возникает определенный натяг в сопряжении втулки с трубопроводом и стенкой бака.

## 5. Шаровые краны

Шаровые краны широко используются почти во всех отраслях промышленности. Они работают по принципу выключателей и обеспечивают практически полную герметичность. Вот почему их условное обозначение (Рис. 15.17) отличается от обозначения дросселей и гидрораспределителей.

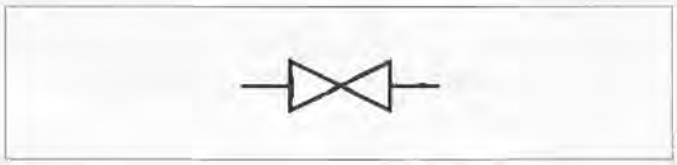


Рис. 15.17. *Условное обозначение выключателя*

Основными преимуществами шаровых кранов являются компактная конструкция, удобное управление даже в условиях высоких давлений, малые усилия для переключения, большое проходное сечение для потока и возможность легкой замены уплотнений. Они хорошо приспособлены для работы в условиях пульсации давления при требовании герметичного запирания.

Рис. 15.18. *Шаровой кран*

Возможности использования шаровых кранов в гидросистемах определяются следующими характеристиками:

### Преимущества:

- Низкая стоимость, компактность конструкции
- Малое сопротивление потоку
- Простое ручное управление
- Простое механическое запирание в любой позиции.

### Недостатки:

- Трудность реализации механического или электрического управления
- Большое время переключения.

Шаровые краны редко применяются в гидросистемах для целей управления; они используются главным образом для проведения работ по техническому обслуживанию и ремонту, а также в качестве средств безопасности. Шаровые краны часто устанавливаются в резервных гидросистемах.

Типичные области применения:

- Перекрытие линий при необходимости замены узла, например гидроцилиндра
- Отделение цепи перепуска от главной цепи, например аккумулятора от главной цепи при ремонте
- Опорожнение цепи перепуска перед ремонтом
- Отключение гидроцилиндра или гидромотора от гидросистемы при длительном простое

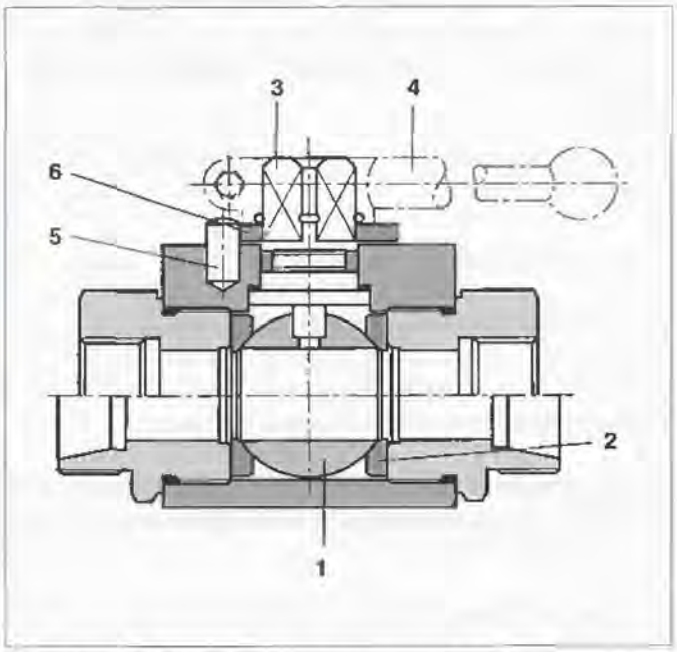



Рис. 15.19. *Конструкция шарового крана*

Шаровые краны обычно проектируются по принципу плавающего шара.

Это значит, что шар (*1*) свободно плавает между уплотнениями с преднатягом (*2*), выполненными из пластмассы. Под действием давления шар отжимается от уплотнений, поэтому наличие постоянного уплотнения должен обеспечить предварительный натяг. Устройство управления воздействует на герметичную оправку (*3*), имеющую шлицевое соединение с рукояткой (*4*), которая может переустанавливаться с угловым шагом 45°. Штифт (*5*) и фасонная шайба (*6*) позволяют фиксировать угловое положение.

# 6. Устройства контроля и индикации

## 6.1. Общие положения

Измерение и оценка важнейших рабочих параметров необходимо не только для мониторинга текущего состояния гидросистемы, но также для:

– Сертификации

– Периодической проверки

– Проверки безопасности с соответствующими устройствами управления

– Инспекционного контроля

– Диагностики неисправностей.

В зависимости от причины имеются различные требования к методу сбора поступающей информации, индикации и/или форме предоставления данных на выходе:

– Нуждается ли измерительный инструмент в постоянной установке?

– Требуется ли постоянная индикация?

– Какая точность измерения необходима?

– Достаточна ли оптическая индикация или требуется электрический выходной сигнал?

– Достаточно ли статическое измерение или нужно измерять динамическую характеристику (быстродействие)?

Следующие физико-технические параметры имеют особое значение для гидросистем и поэтому должны обязательно фиксироваться:

**Давление:**

– Мгновенное значение измеряется манометром (оптический дисплей)

– Максимальное и минимальное значение контролируются с помощью реле давления (оптическая индикация возможна с помощью сигнальной лампы)

– Динамические характеристики давления измеряются с помощью датчиков давления (измеряемое значение преобразуется в электрический сигнал: ток или напряжение) особенно для процессов управления.

**Расход:**

– Мгновенные значения измеряются при аттестации, инспекционном контроле и нарушениях режима течения
– Динамические характеристики определяются особенно в процессах управления, а также в регуляторах насосов.

**Температура масла:**

– Ежедневно измеряется термометром, встроенным в бак

– Для включения и выключения теплообменников применяются термостаты.

**Индикация уровня масла в баке:**

– Для ежедневной проверки применяются прозрачные маслоуказатели

– Электрический контроль реализуется с помощью реле уровня.

**Вязкость:**

– Проверка особенно необходима при длительной эксплуатации

– Непрямое измерение посредством нагрева масла.

**Загрязненность масла:**

– Проверка особенно необходима при длительной эксплуатации.

**Скорость и частота вращения:**

– Проверяется при аттестации, главным образом косвенным методом измерения пути за определенный отрезок времени или с помощью тахометра.

**Перемещение:**

– Производится электрическое измерение перемещений гидроцилиндра для целей управления и индикации положения.

## 6.2. Манометры

Рабочее давление, действующее в гидросистеме, измеряется по отношению к атмосферному давлению с помощью манометра. Измерение производится с использованием трубки Бурдона или диафрагмы. При измерении высоких давлений, которые быстро и часто изменяются, сопровождаются пиками давления, вибрациями и пульсациями, манометры заполняются демпфирующей жидкостью (например, глицерином). Если манометры выполняют также определенные функции управления, они могут комплектоваться электрическими контактами предельных значений.

### 6.2.1. Приборы измерения давления с трубкой Бурдона


Рис. 15.20. *Манометр с трубкой Бурдона*

Этот тип (Рис. 15.20) предназначен для измерения давления в жидких и газообразных средах, однако его нельзя применять в средах с высокой вязкостью, кристаллами или в средах, агрессивных по отношению к медным сплавам.

Допустимые области применения:

Максимальное статическое измеряемое давление не должно превышать $^3/_4$ верхнего предела измерений.

Максимальное переменное измеряемое давление не должно превышать $^2/_3$ верхнего предела измерений.

Кратковременно может нагружаться до верхнего предела измерений.

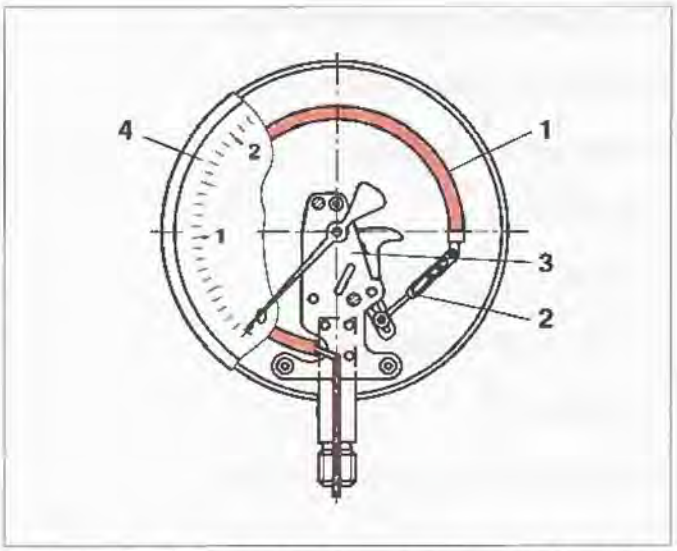



Рис. 15.21. *Конструкция манометра с трубкой Бурдона*

Разность между атмосферным давлением и давлением в трубчатом пружинном элементе — трубке Бурдона (*1*) вызывает соответствующую деформацию ее свободного конца. Линейное перемещение с помощью тяги (*2*) и механизма индикации (*3*) трансформируется в поворот стрелки относительно шкалы (*4*).

### 6.2.2. Приборы измерения давления с диафрагмой


Рис. 15.22. *Манометр с диафрагмой*

Эти приборы (Рис. 15.22) менее чувствительны к вибрациям, чем приборы с трубкой Бурдона. Кроме того, они пригодны для измерений давления в газообразных, коррозионно-активных, загрязненных или высоковязких средах.

Специальные области применения:

– Бетонные и цементные насосы

– Коксовое производство

– Мусоровозы

– Поливальные установки

– Перевозка сточных вод

– Рудовозы

– Дорожно-строительные машины.

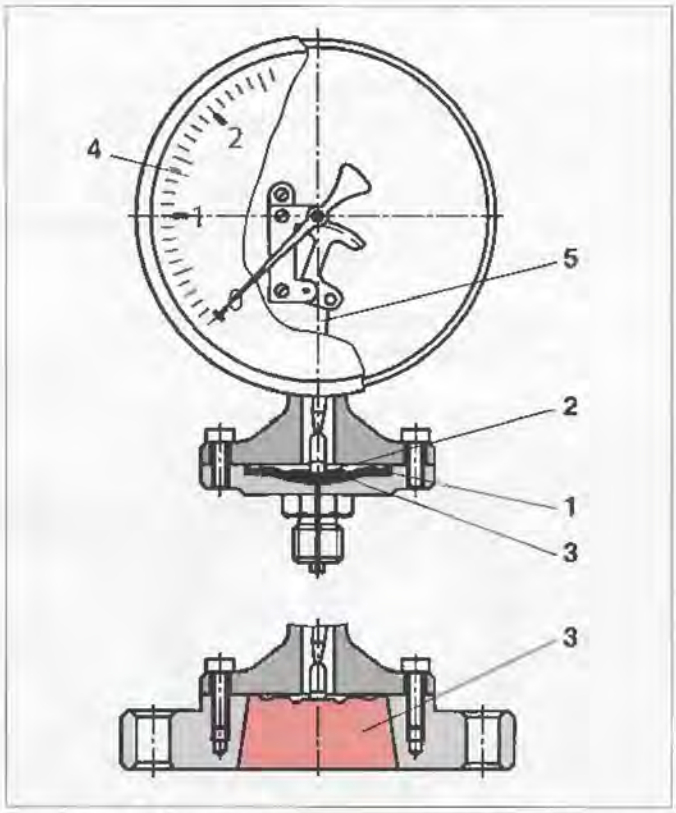



Рис. 15.23. *Конструкция манометра с диафрагмой*

Круглая диафрагма (*1*) разделяет пространство между двумя фланцами на две отдельных камеры. Камера (*2*) соединена с окружающей средой и, следовательно, в ней действует атмосферное давление. Камера (*3*) – измерительная камера – соединена с полостью, в которой измеряется давление. Перепад давлений между камерами (*2*) и (*3*) пропорционально деформирует диафрагму. Через толкатель (*5*) перемещение диафрагмы передается на механизм индикации и трансформируется в поворот стрелки относительно шкалы (*4*).

## 6.3. Дифференциальные манометры

Эти приборы позволяют измерять разность давлений между двумя точками гидросистемы. Измерение производится с помощью трубки Бурдона или диафрагмы. При измерении высоких давлений, которые быстро и часто изменяются, сопровождаются пиками давления, вибрациями и пульсациями, манометры заполняются демпфирующей жидкостью (например глицерином). Эти манометры могут также комплектоваться электрическими или пневматическими выключателями для реализации функций управления в гидросистемах.

Дифференциальные манометры с трубкой Бурдона (Рис. 15.24) применяются для измерения разности давлений в жидкостях и газах (за исключением очень вязких или кристаллических).

Рис. 15.24. *Дифференциальный манометр с трубкой Бурдона*

Две трубки Бурдона измерительной системы действуют независимо друг от друга. Перемещения измерительных элементов, пропорциональные давлению, измеряются и преобразуются механизмом индикации в соответствующий поворот стрелки относительно шкалы.


Рис. 15.25. *Дифференциальный манометр с диафрагмой*

Дифференциальные манометры с диафрагмой предназначены для измерения разности давлений в жидкостях и газах. Они применяются главным образом для измерения перепада давлений в трубопроводах и фильтрах.

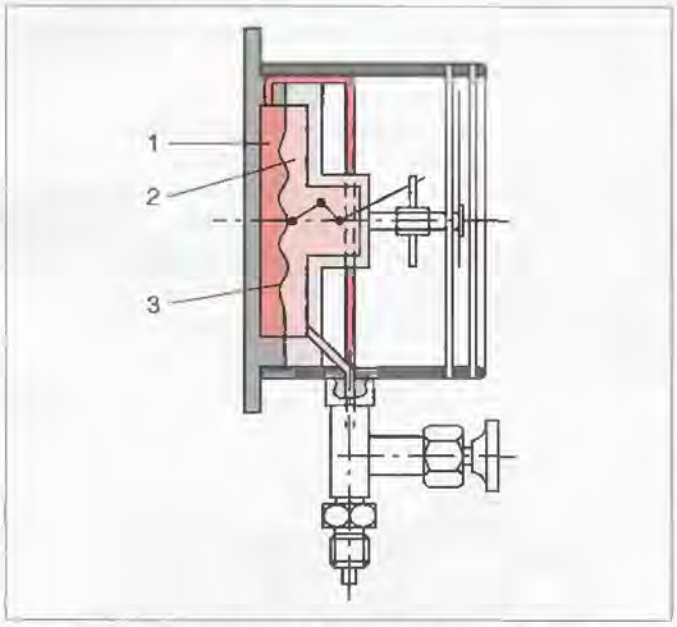



Рис. 15.26. *Конструкция дифференциального манометра с диафрагмой*

Прибор с диафрагмой для измерения разности давлений (Рис. 15.26) имеет две камеры давления (*1* и *2*), разделенные диафрагмой (*3*). Когда имеется разность давлений, диафрагма прогибается и перемещает стрелку относительно шкалы. Разность давлений не должна быть больше верхнего предела измерений.

## 6.4. Специальные исполнения манометров

### Модель с маслонаполненным корпусом

В обеих моделях корпус может быть заполнен демпфирующей жидкостью (обычно глицерином) с целью гашения высоких динамических нагрузок.

**Преимущества:**

- Мягкое позиционирование стрелки, т.е. точное измерение, обеспечивается даже в условиях вибраций или пульсаций давления в измерительной точке.
- Низкое трение между подвижными частями.
- Малый износ даже при высоких динамических нагрузках
- Высокая долговечность.

Маслонаполненные приборы измерения давления специально приспособлены для контроля давлений в насосах, компрессорах, прессах, очистителях высокого давления и других подобных случаях применения.

### Приборы с предельными выключателями

Манометры могут комплектоваться электрическими или пневматическими выключателями для работы в системах управления с обратной связью или без обратной связи.

## 6.5. Переключатели манометра

Переключатели манометра используются для контроля давления в нескольких точках гидросистемы (до 9-ти).

С помощью специального крана, встроенного в переключатель, давление в каждой из точек может быть подведено к манометру.

Манометр может быть встроен непосредственно в переключатель или установлен отдельно.

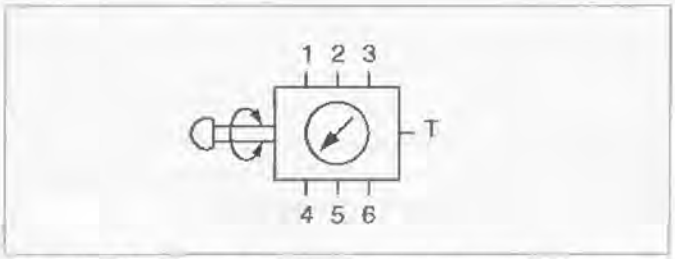



Рис. 15.27. *Переключатель манометра со встроенным манометром*

Рис. 15.28. *Переключатель манометра со встроенным манометром*

В этой модели манометр встроен непосредственно в поворотную головку. Число контролируемых точек до шести.

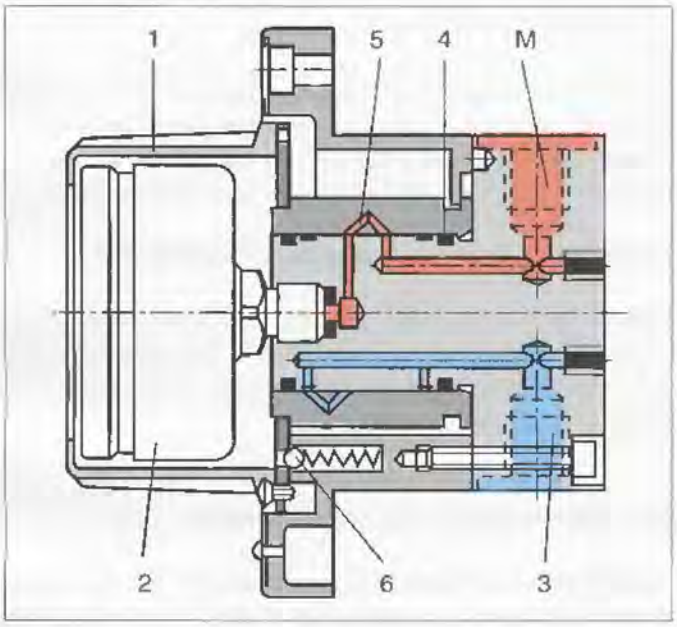



Рис. 15.29. *Конструкция переключателя манометра со встроенным манометром*

Заполненный глицерином манометр (*2*) встроен в поворотную головку (*1*). Шесть отверстий (*M*) для подключения измерительных точек расположены вокруг корпуса (*3*). Путем поворота головки и связанного с ней крана (*4*) возможно соединение каждой из точек с манометром (Рис. 15.29). Для разгрузки манометра предусмотрена нулевая позиция между точками измерения. В этой позиции манометр соединяется со сливной линией *T*. Фиксатор (*6*) фиксирует нулевую позицию. Указатель на поворотной головке показывает, какая из измерительных точек подключена к манометру.

Рис. 15.30. *Переключатель манометра с подключением отдельно расположенного манометра*

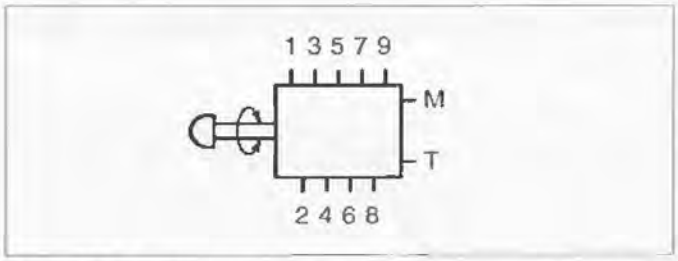



Рис. 15.31. *Условное обозначение переключателя манометра с подключением отдельно расположенного манометра*

Манометр должен быть расположен отдельно и связан с переключателем через линию *M* с помощью трубопровода или шланга. Показания манометра появляются после нажатия на головку; когда усилие снимается, головка пружиной возвращается в исходное положение, и манометр соединяется с баком. Встроенный фиксатор удерживает любую выбранную позицию.

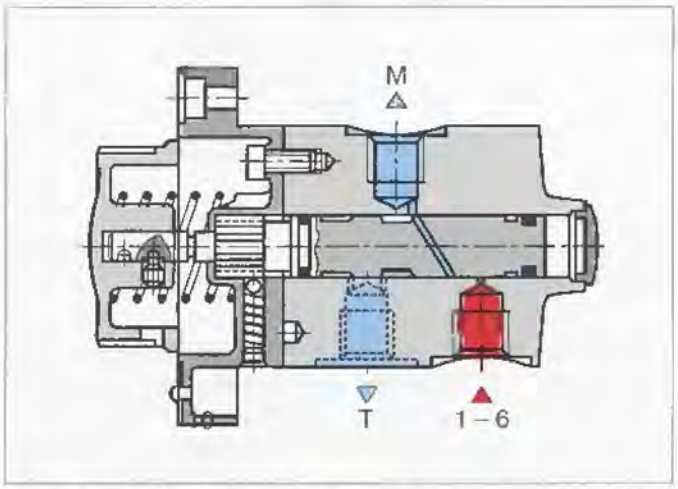



Рис. 15.32. *Конструкция переключателя манометра с подключением отдельно расположенного манометра*

## 6.6. Механические реле давления

Реле давления служат в гидросистемах для функций управления и контроля.

Встроенный в реле микровыключатель разрывает или замыкает свои контакты в зависимости от давления.

Реле давления могут быть гидроэлектрическими или электронными.

Выпускаются два типа гидроэлектрических реле давления:

а) Плунжерного типа с дренажной линией или без нее. Для трубного присоединения $p_{max}$ = 500 бар, для стыкового — $p_{max}$ = 350 бар. Зона нечувствительности зависит от давления.

б) С трубкой Бурдона. Для резьбового присоединения $p_{max}$ = 400 бар. Постоянная или настраиваемая зона нечувствительности.

Рис. 15.33. *Реле давления плунжерного типа*

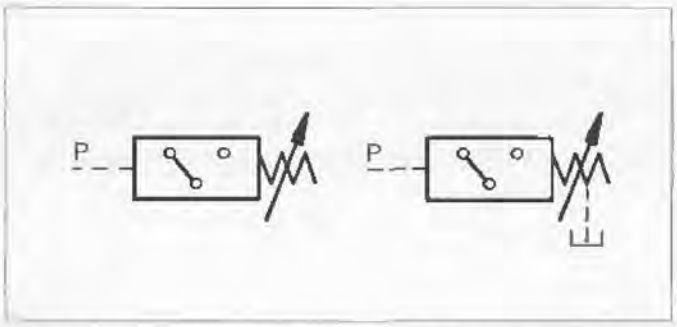



Рис. 15.34. *Условные обозначения реле давления без дренажной линии (слева) и с дренажной линией (справа)*

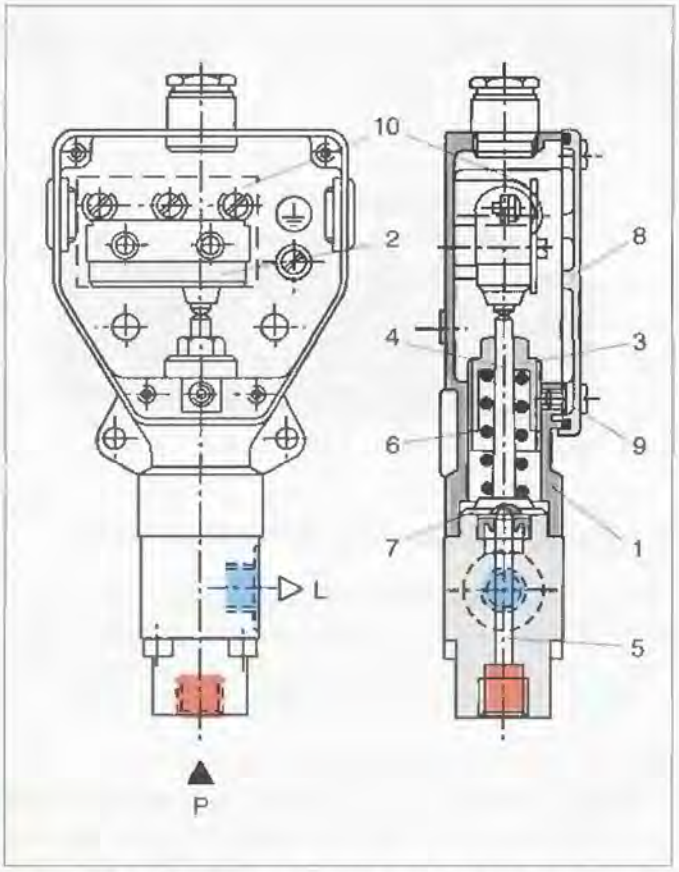



Рис. 15.35. *Конструкция реле давления плунжерного типа*

Реле давления плунжерного типа (Рис. 15.35) состоит из следующих основных элементов: корпуса (*1*), микровыключателя (*2*), винта настройки (*3*), толкателя (*4*), плунжера (*5*) и пружины (*6*). Токоподводящие клеммы покрыты изолирующей пленкой (*10*).

Для настройки давления срабатывания необходимо снять крышку (*8*) и ослабить стопор (*9*). Желаемое давление настраивается путем вращения винта (*3*), после чего винт фиксируется стопором (*9*) и крышка ставится на место.

Измеряемое давление подводится под нижний торец плунжера (*5*), который опирается на толкатель (*4*). Плунжер воздействует на пружину сжатия (*6*), усилие которой бесступенчато регулируется. Толкатель (*4*) передает движение плунжера (*5*) на микровыключатель (*2*), замыкающий или размыкающий свои контакты в зависимости от схемы включения. Механический ограничитель хода (*7*) предохраняет микровыключатель от поломки при наличии перегрузки по давлению.

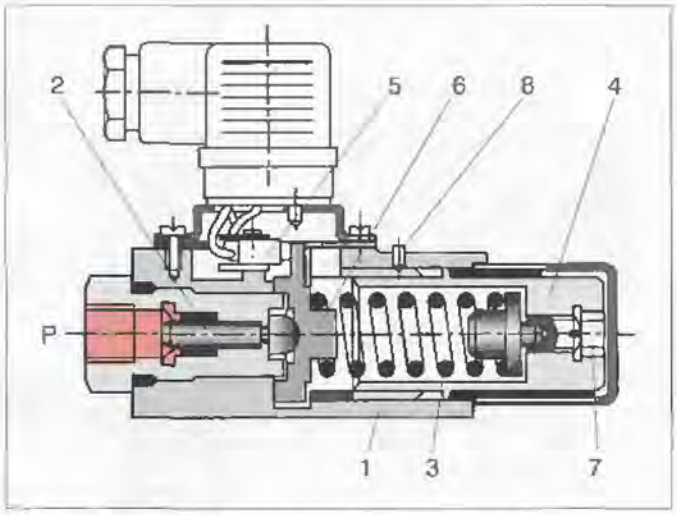



Рис. 15.36. *Реле давления плунжерного типа*

Реле давления плунжерного типа компактного исполнения (Рис. 15.36) содержит корпус (*1*), вставной (картридж) узел с плунжером (*2*), пружину сжатия (*3*), элемент настройки (*4*) и микровыключатель (*5*).

Измеряемое давление воздействует на плунжер (*2*), который опирается на подпятник (*6*), нагруженный с противоположной стороны бесступенчато регулируемым усилием пружины (*3*). Подпятник (*6*) передает движение плунжера (*2*) на микровыключатель (*5*). В результате электрические контакты в зависимости от схемы замыкаются или размыкаются. Внутренний шестигранник (*7*) используется для настройки давления срабатывания. Установленное давление может фиксироваться резьбовым стопором (*8*).

Зона нечувствительности во всех плунжерных реле зависит от давления. Для уменьшения зоны нечувствительности может использоваться модель с дренажной линией. Поскольку при этом снижаются силы трения между уплотнением и плунжером, гистерезис также уменьшается.


Рис. 15.37. *Реле давления с трубкой Бурдона*

В отличие от плунжерных реле давления, аппараты с трубкой Бурдона могут работать в среде специальных жидкостей и газов.

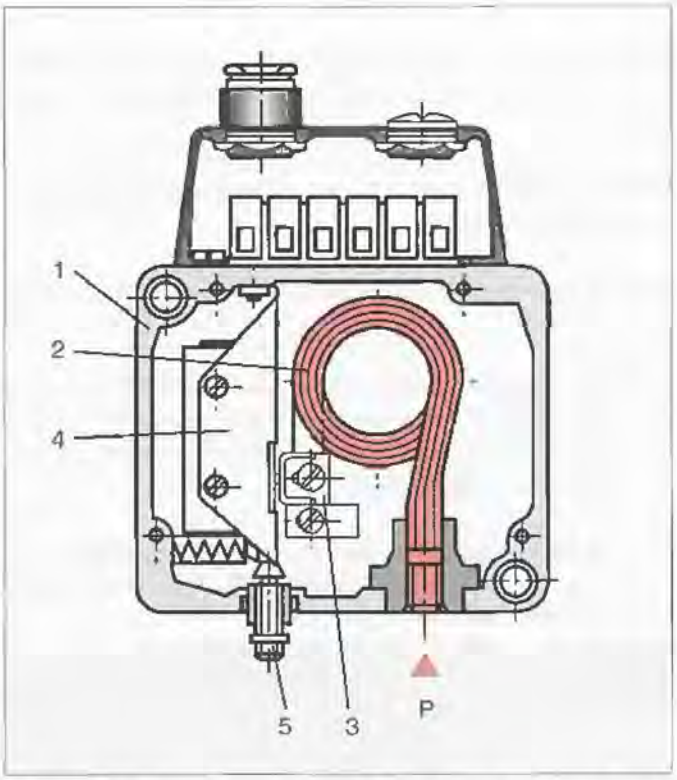



Рис. 15.38. *Реле давления с трубкой Бурдона и постоянной зоной нечувствительности*

Давление измеряется трубкой Бурдона (*2*). Изгиб трубки под действием давления воздействует на рычаг (*3*), который в свою очередь воздействует на микровыключатель (*4*). В результате электрические контакты в зависимости от схемы замыкаются или размыкаются. Давление срабатывания зависит от расстояния между микровыключателем и рычагом (*3*).

Давление срабатывания настраивается запираемым поворотным маховичком. Во всем диапазоне регулирования давления сохраняется постоянная зона нечувствительности.

Реле давления с трубкой Бурдона могут комплектоваться двумя измерительными устройствами. В этом случае деформация трубок Бурдона (*2*) последовательно передается на два микровыключателя (*4*).

## 6.7. Датчики давления


Рис. 15.39. *Датчики давления*

Датчики служат для линейного преобразования давления в стандартный электрический сигнал (0...10 В или 4...20 мА).

Они используются в тяжелых условиях в промышленности или в лабораториях.

Датчики давления:

- Устойчивы против пиков давления
- Пригодны для использования в условиях высоких динамических нагрузок
- Стабильны по отношению к температуре

Измеряемое давление нагружает измерительную диафрагму, прочность которой соответствует диапазону давлений. Упругая деформация диафрагмы преобразуется в изменение сопротивления тензорезистора, и встроенный или отдельно расположенный усилитель вырабатывает желаемые стандартные электрические сигналы.

Специальные конструктивные средства позволяют исключить воздействие ударов давления на диафрагму. Следовательно, датчики давления защищены от пиков давления и воздушных пробок, которые могут появиться во время проверок.


Рис. 15.41. *Датчик и индикатор давления*

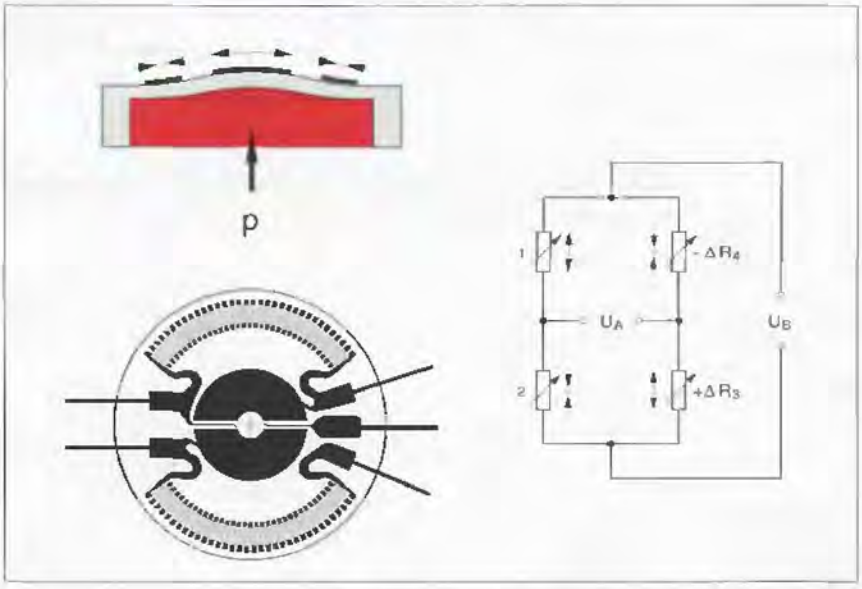



Рис. 15.40. *Принцип работы и электросхема датчика давления с металлическим тензорезистором*

## 6.8. Электронные реле давления

Электронные реле давления представляют собой комбинацию из датчика давления, индикатора и выключателя. В отличие от механических, электронные реле не содержат подвижных механических частей и поэтому имеют гораздо более широкую область применения. Электронные реле применяются преимущественно для сигнализации предельных уровней давления в гидроприводах, в комплексных системах измерения и управления. Благодаря настраиваемому гистерезису, электронные реле давления могут также использоваться для двухпредельного управления, например в насосно-аккумуляторных гидроприводах и компрессорах.


Рис. 15.42. *Электронное реле давления*

Основные преимущества электронных реле давления:

- Класс точности ≤ 0,5 при измерении и индикации давления
- Полупроводниковый измерительный элемент
- Встроенная измерительная электроника
- Тепловая компенсация
- Независимые друг от друга предельные контакты
- Настраиваемая зона нечувствительности
- Цифровая установки точки переключения
- Выходное напряжение от 0 до 5 В.

Реле давления со встроенными микропроцессорными системами управления рекомендуются для применения в насосно-аккумуляторных станциях и крупных гидроприводах.

Использование микрокомпьютеров в реле давления обеспечивает большую гибкость в выборе областей применения и, что особенно важно для реле давления, — значительно повышает операционную надежность. Микрокомпьютер управляет полупроводниковым датчиком, подачей энергии и внутренними компонентами. Функции самого компьютера независимо контролируются. При этом немедленно определяются возможные ошибки из-за дефектов датчика. Компьютер компенсирует возможные ошибки при возврате реле в нейтральную позицию. Программное обеспечение позволяет индицировать пики давления на входе в реле. Таким образом, пользователь получает дополнительную информацию об имеющихся пиках давления. Реле давления пригодны для универсального применения в гидроприводах и в других областях техники. Интерфейс V24 позволяет соединить измерение и программирование с внешним компьютером или подключить принтер для распечатки полученных результатов.

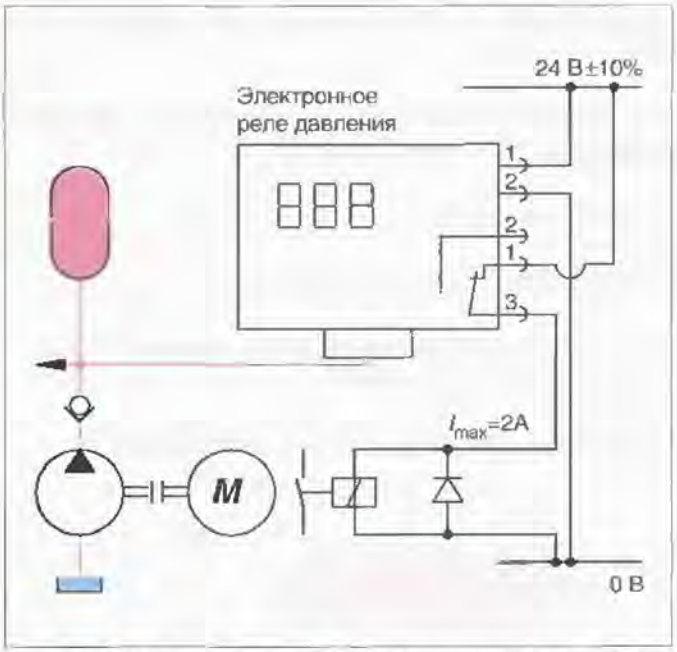



Рис. 15.43. *Цепь зарядки аккумулятора с электронным реле давления и выходным реле*

## 6.9. Устройства измерения температуры

Рис. 15.44. *Датчики температуры*

Встроенные в бак термометры стержневого типа с чувствительным элементом могут использоваться для выдачи электрического сигнала при достижении заданной температуры рабочей жидкости (например, с целью включения или отключения устройств терморегулирования). Для поддержания постоянства температуры рабочей жидкости часто применяются электроконтактные термометры или термостаты, которые при необходимости включают системы охлаждения или подогрева.

Для ежедневной визуальной проверки применяется наиболее простой метод измерения температуры с помощью термометров, встроенных в указатели уровня масла в баке.

## 6.10. Расходомеры

Для измерения расхода в гидросистемах применяются различные методы.

### 6.10.1. Прямое измерение

Применяемые методы измерения основаны на принципе вытеснения, например:

- турбинный счетчик

- пластинчатый счетчик.

### 6.10.2. Непрямое измерение

Применяемые методы измерения основаны на принципе перепада давлений, например:

– отверстие

– дроссель

– плавающий элемент.

Эти расходомеры особенно компактны.

Рис. 15.45. *Расходомеры*

Непрямое объемное измерение расхода может быть основано также на измерении скорости движения гидроцилиндра или частоты вращения гидромотора.

Методы измерения с использованием ультразвука или лазера все еще сравнительно сложны и поэтому не применяются в гидросистемах.

## 6.11. Датчики уровня

Для измерения уровня применяются:

– Поплавковые выключатели

– Индикаторы уровня (маслоуказатели)

### 6.11.1. Поплавковые выключатели

Рис. 15.46. *Поплавковые выключатели*

Эти элементы позволяют контролировать максимальный и минимальный уровень масла в баке.

Если один из измеряемых уровней достигнут, поплавок размыкает бесконтактный выключатель. Этот сигнал выводится на пульт управления или выполняет определенную функцию (например, выключает систему или насос, если уровень слишком низкий).

Поплавковые выключатели могут иметь более двух уровней переключения, т.е. давать некоторый предупредительный сигнал о приближении предельного уровня.

### 6.11.2. Индикаторы уровня (маслоуказатели)

Рис. 15.47. *Индикаторы уровня*

Индикаторы уровня могут встраиваться в бак и дополнительно комплектоваться термометрами или датчиками температуры. Они показывают уровень масла в баке.

В случае применения автоматического контроля минимально допустимый уровень вызывает срабатывание соответствующего контакта, который включает сигнальную лампу или реализует заданную функцию управления.

## 6.12. Гидротестеры

Рис. 15.48. *Комплект измерительных приборов гидротестера*

Комплект измерительных приборов гидротестера включает:

- Электрический кабель для подключения реле давления
- Источник питания для стационарного действия и зарядки аккумуляторов
- Принтер для распечатки результатов измерений
- Резьбовой адаптер для подключения датчиков давления к миниатюрным контрольным точкам гидросистемы
- Электронный расходомер (диапазоны измерения от 6 до 60 и от 40 до 600 л/мин)
- Электронный датчик давления (диапазоны измерения до 10, 100, 200, 315 или 450 бар)
- Датчик температуры с диапазоном измерения от –25 до 100 °C
- Собственно гидротестер.

Гидротестер с комплектом измерительных приборов служит в качестве мобильного показывающего и записывающего измерительного средства для техобслуживания и диагностики гидросистем. Благодаря компактной конструкции и автономному питанию от перезаряжаемых аккумуляторов, он является идеальным средством даже для измерений в труднодоступных местах или в условиях отсутствия внешнего энергопитания.

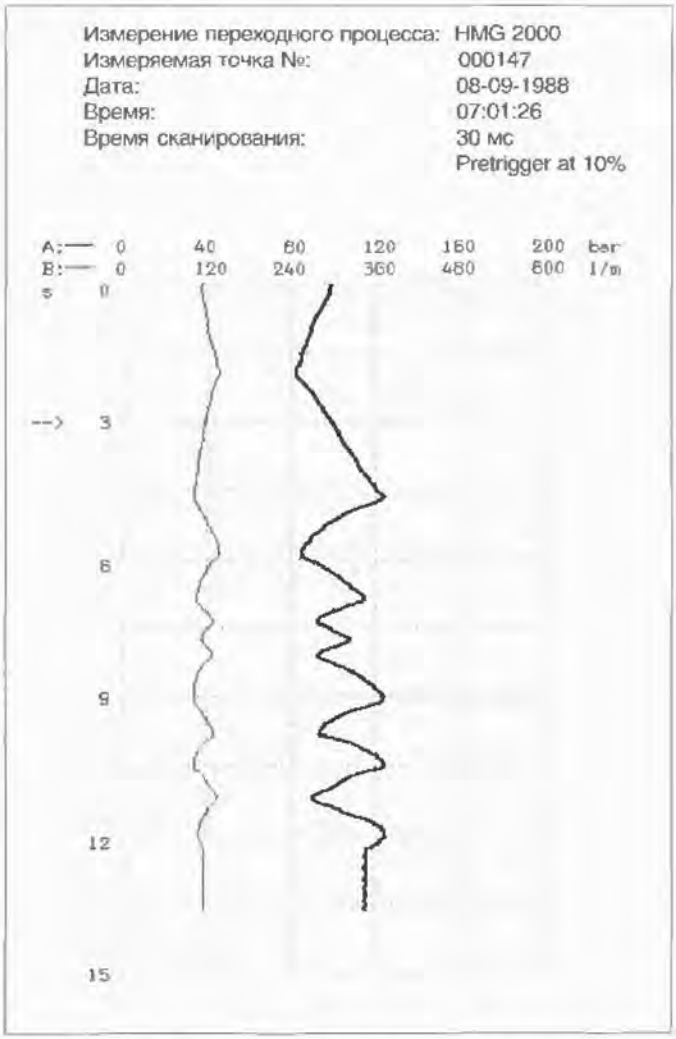



Рис. 15.49. *Запись двух измеряемых величин (расход и рабочее давление)*

По крайней мере две измеряемых величины могут быть показаны и записаны одновременно.

С помощью серийного интерфейса можно подключить другие принтеры и компьютеры для проведения автоматического анализа результатов измерений, например, с использованием персонального компьютера.

**Заметки**

Глава 16

# Техника монтажа гидроаппаратуры

## 1. Введение

Различные компоненты гидросистемы связаны между собой с помощью соответствующих соединений и образуют гидравлические системы циркуляции.

К этим соединениям предьявляются высокие требования, они должны:

- соответствовать проходящему потоку (расходу) рабочей жидкости и оказывать минимальное сопротивление
- легко изготавливаться, монтироваться и не требовать сложного техобслуживания
- в течение длительного времени выдерживать высокое давление, в том числе динамические пики давления
- в течение длительного времени сохранять герметичность
- выдерживать динамические нагрузки (вибрацию конструктивных элементов).

Трубопроводы, шланги, резьбовые соединения, фланцы и т.д. в качестве одной из составных частей техники соединений описываются в специально посвященной данной тематике книге «Учебное пособие по гидравлике», том 3 (Hydraulik Trainer).

В данной главе рассматривается техника монтажа гидроаппаратуры: стыкового, модульного, различных систем сопряжения и т.д.

## 2. Гидроаппаратура резьбового монтажа

В настоящее время только отдельные гидроаппараты присоединяются напрямую к трубопроводам. К этой группе относятся, например, очень простые по конструкции обратные клапаны или дроссели.

Рис. 16.1. *Обратные клапаны резьбового монтажа*

Рис. 16.2. *Дроссели резьбового монтажа*

Клапаны этого типа практически не нуждаются в техобслуживании, имеют обычно только два подвода и за счет своей простоты не требуют больших затрат при монтаже и ремонте.

## 3. Ввертные гидроаппараты

Рис. 16.3. *Предохранительные клапаны ввертного монтажа (патронного исполнения)*

Такие типы гидроаппаратов, как, например, предохранительные или редукционные клапаны, могут встраиваться напрямую в систему трубопроводов, что дает положительный эффект. Все функциональные элементы аппарата объединены в одном установочном патроне, который в виде полнофункционального устройства ввертывается в корпус. При обслуживании или ремонте патрон может полностью демонтироваться без разъединения системы трубопроводов.

Гидроаппаратура ввертного монтажа широко применяется в гидроприводах. Кроме того, она используется в качестве встраиваемого элемента в аппаратах стыкового монтажа (см. далее).

## 4. Гидроаппаратура стыкового монтажа

Рис. 16.4. *Гидрораспределители стыкового монтажа*

Для многих областей применения, особенно для стационарных установок, предпочтительно используется гидроаппаратура стыкового монтажа (присоединения).

Основные преимущества:

- гидроаппараты легко демонтируются для техобслуживания
- соединение находится в одной плоскости, стыковая (уплотнительная) поверхность плоская
- уплотнение стыковой плоскости с помощью круглых резиновых колец отличается высокой надежностью.

Рис. 16.5. *Предохранительный клапан стыкового монтажа*

### 4.1. Унифицированные монтажные поверхности

Монтажные поверхности для стыкового монтажа унифицированы в соответствии со стандартом DIN 24340. На следующих рисунках приведены типичные монтажные поверхности.

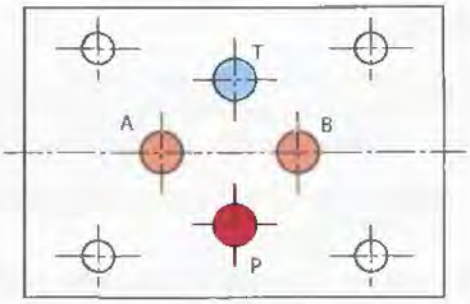



Рис. 16.6. *Монтажная поверхность формы A6 DIN 24340*

Монтажная поверхность с диаметром условного прохода $D_y$ = 6 мм (NG6) применяется главным образом для гидрораспределителей, однако она может также применяться для предохранительных клапанов и дросселей.

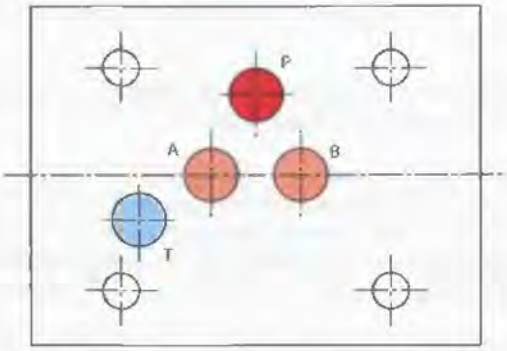



Рис. 16.7. *Монтажная поверхность формы A10 DIN 24340*

Монтажная поверхность с $D_y$ = 10 мм (NG10) предпочтительна для гидрораспределителей.

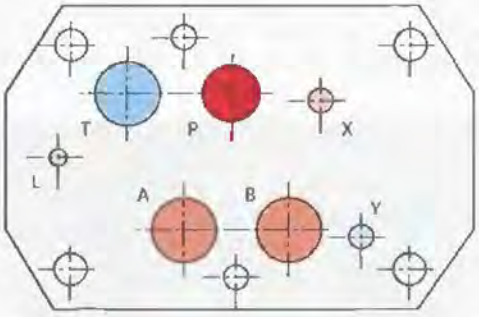



Рис. 16.8. *Монтажная поверхность формы A16 DIN 24340*

Монтажная поверхность с $D_y$ = 16 мм (NG16) предпочтительна для гидрораспределителей с электрогидравлическим управлением соответствующего условного прохода.

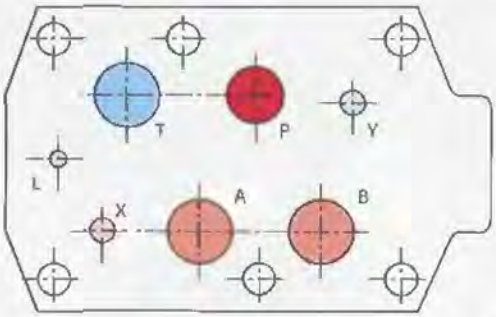



Рис. 16.9. *Монтажная поверхность формы A25 DIN 24340*

Монтажная поверхность с $D_y$ = 25 мм (NG25) предпочтительна для гидрораспределителей с электрогидравлическим управлением соответствующего условного прохода.

Присоединения обозначаются буквами *P*, *T*, *A*, *B*, *X*, *Y*. Данные обозначения служат для ориентации. Направление работы гидрораспределителей и используемые присоединения указываются в функциональном описании гидрооборудования, а также в исполнениях по гидросхемам.

Крепление гидроаппаратов обычно несимметричное. С помощью установочных штифтов или смещаемых крепежных винтов исключается опасность неправильной установки.

## 4.2. Одноместные монтажные плиты

Простейшая форма присоединения аппарата стыкового монтажа — это его установка на одноместной монтажной плите и соединение плит между собой с помощью трубопроводов.

Рис. 16.10. *Монтажная плита*

Обычно стыковая поверхность находится сверху, а отводные резьбовые отверстия — снизу и рядом. Поскольку для резьбовых отверстий требуется много места, монтажная плита по размерам часто превосходит размеры стыковой плоскости гидроаппарата. При этом каналы от стыковой плоскости к резьбовым отводным отверстиям могут быть наклонными или поперечными.

## 4.3. Стандартные многоместные монтажные плиты

Часто питание нескольких потребителей осуществляется от одного общего трубопровода.

Если диаметры условных проходов управляющих гидроаппаратов равны или отличаются не более чем на одну ступень (например, $D_y$ = 6 и 10 мм), рекомендуется их установка на многоместных монтажных плитах.

Рис. 16.11. *Монтаж модульной и стыковой гидроаппаратуры с $D_y$ = 6 мм на многоместной монтажной плите*

Многоместные монтажные плиты совместно с модульным принципом (соединение по высоте) обеспечивают возможность компактного размещения гидроаппаратуры для нескольких потребителей. Здесь не требуются соединительные трубопроводы и имеются лишь несколько мест, которые должны быть герметизированы.

## 4.4. Гидроблоки управления

Сложные управляющие устройства требуют применения индивидуально сконструированных и изготовленных монтажных плит и блоков.

Рис 16.12. *Монтажный блок, изготовленный по спецзаказу*

По спецзаказу управляющие устройства изготовляются из стальных блоков, в которых просверлены соединительные каналы. Гидроблоки управления оснащаются гидроаппаратами вставного, ввертного (патронного), стыкового и модульного монтажа.

Для больших условных проходов (начиная примерно с размера $D_y$ = 40 мм) преимущества такого подхода становятся особенно явными. Никакой другой конструктивный принцип не дает возможности создания столь компактных узлов управления при минимальном количестве уплотняющих элементов. Основная область применения — большие гидравлические прессы.

## 4.5. Переходные блоки

Рис. 16.13. *Сервоцилиндр с интегрированной системой управления на переходном блоке*

Рис. 16.14. *Позиционирующий гидромотор с интегрированной системой управления на переходном блоке*

В ряде случаев по техническим причинам желательно расположить гидроаппараты управления возможно ближе к гидродвигателю. В идеале при помощи переходных блоков они могут располагаться непосредственно на гидроцилиндре или гидромоторе. Переходные блоки с одной стороны имеют отверстия для подключения гидроцилиндра или гидромотора, а с другой — управляющего гидроаппарата. Свободные стороны используются для присоединения трубопроводов или других аппаратов.

## 5. Варианты техники сопряжения

### 5.1. Модульный монтаж

Система управления для каждого из гидродвигателей содержит различные гидроаппараты, которые реализуют:

- функцию пуска останова и изменения направления движения – направляющие гидрораспределители
- функцию изменения скорости – дроссели
- функцию изменения действующего усилия – гидроклапаны давления
- функцию блокировки – обратные клапаны
- функцию контроля давления – реле давления.

Для компактного объединения всех этих функций в функциональные узлы были разработаны соответствующие гидроаппараты модульного монтажа.

Комплект модульных аппаратов (модульный столбик) устанавливается на монтажной плите и состоит из управляющего гидрораспределителя и расположенных под ним дополнительных аппаратов, что позволяет получить очень компактный функциональный блок.

Рис. 16.15. *Модульный монтаж гидроаппаратуры*

Данное конструктивное исполнение обозначается как «модульный монтаж». В самом верху, как правило, устанавливается гидрораспределитель.

### 5.2. Монтаж с помощью соединительных плит (продольное сопряжение)

Модульный монтаж с сопряжением по высоте не всегда удобен для потребителя. Существующие номенклатурные ограничения в модульной гидроаппаратуре не всегда позволяют монтировать рядом друг с другом аппараты индивидуально спроектированной системы управления. В таких случаях более гибкой может оказаться система продольного сопряжения, состоящая из большого количества соединительных плит: монтажных, переходных и крепежных.

Рис. 16.16. *Монтаж с помощью соединительных плит (продольное сопряжение)*

Гибкость продольного сопряжения, однако, имеет свою цену: необходимо изготовление и хранение большого количества разнообразных плит. Объединение в горизонтальную цепочку состоит из сравнительно большого числа деталей и стыков, нуждающихся в уплотнении.

### 5.3. Башенный монтаж

Для постоянно повторяющихся задач управления были разработаны блоки башенного монтажа.

На блоках, установленных в вертикальный столбик, могут располагаться гидроаппараты стыкового и модульного монтажа

Рис. 16.17. *Башенный монтаж гидроаппаратуры*

## 6. Блоки управления для мобильных машин

### 6.1. Моноблочное исполнение

В области мобильной техники имеются некоторые особенности. В частности, блоки управления мобильных машин значительно отличаются от аналогичных устройств стационарного применения.

Рис. 16.18. *Блок управления для мобильной техники (моноблок)*

В этом конструктивном решении каналы, как правило, изготовлены методом литья, золотники перемещаются напрямую в блоке, а ввертные патроны дополняют функции системы управления. Литые каналы обладают хорошей пропускной способностью; полученная литьем внешняя форма оптимизирована с точки зрения минимизации габаритных размеров и экономии металла. Такая конструкция возможна благодаря массовому применению подобных блоков в мобильной технике. Для стационарных машин блоки управления более специфичны и, следовательно, обладают меньшей серийностью изготовления.

## 6.2. Секционный монтаж

Для обеспечения гибкости при мелкосерийном производстве существует способ секционного монтажа блоков управления мобильных машин. Многосекционный (сэндвич) блок управления получают путем монтажа в индивидуальном порядке нескольких секций друг на друга.

Рис. 16.19. *Многосекционный (сэндвич) блок управления для мобильных машин*

## Заметки

Глава 17

# Насосные установки

## 1. Введение

Насосные установки имеют различные конструкции в зависимости от:

- Приводной мощности
- Подачи рабочей жидкости
- Требуемого количества жидкости в гидросистеме
- Особенностей размещения
- Имеющегося места внутри машины
- Условий и потребностей окружающей среды
- Климатических условий
- Условий сборки
- Возможности транспортирования.

Эти общие требования к гидроприводам приводят к большому разнообразию насосных установок. Однако, основной целью является использование стандартных гидравлических компонентов и их сборка в соответствии с особенностями гидросистемы.

В насосных установках электрическая энергия (от электродвигателя) или химическая энергия топлива (в двигателях внутреннего сгорания) преобразуется в энергию давления. В обоих случаях вращение и момент приводного двигателя трансформируются в подачу и давление объемного насоса.

Рис. 17.1. *Насосная установка*

Рис. 17.2. *Стандартная насосная установка*

Преимущества установки, показанной на Рис. 17.2:

- Жесткий стальной бак
- Возможность расширения функций, благодаря модульному принципу построения
- Хорошая доступность для всех частей
- Многообразные возможности применения в промышленности
- Большая долговечность
- Низкий шум
- Настраиваемая подача в зависимости от управляющих и регулирующих приборов.

Преимущества установки, показанной на Рис. 17.1:

- Очень низкий уровень шума
- Многообразные области применения:
  - Общее машиностроение
  - Термопластавтоматы
  - Грузоподъемные устройства
  - Прессостроение
  - Лаборатории, учебные заведения
- Настраиваемая подача в зависимости от управляющих и регулирующих приборов.

## 2. Конструкция насосных установок

Гидроприводные узлы или насосные установки гидросистем должны содержать, как минимум, следующие основные компоненты:

– Насос (*1*) с приводным мотором (*2*)
– Бак с жидкостью (*3*)
– Фильтр (*4*).

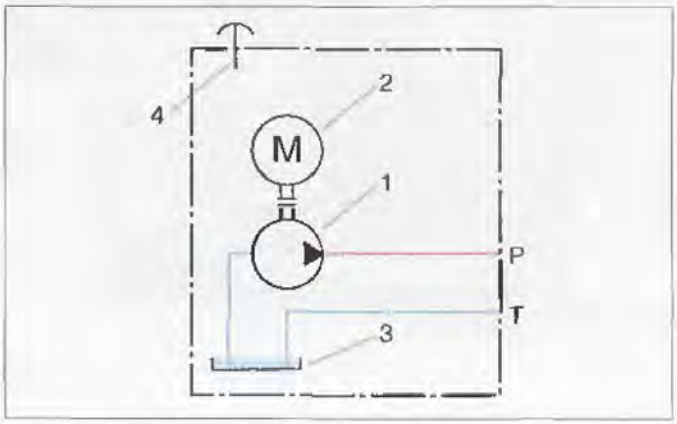



Рис. 17.3. *Гидросхема простейшего гидроприводного узла*

Насосные установки комплектуются различным образом в зависимости от предъявляемых к ним требований. Полностью укомплектованная насосная установка содержит:

– Насос (*1*) с приводным мотором (*2*), образующие единый монтажный узел

– Бак (*3*) с рабочей жидкостью

– Контрольные устройства для
  – уровня жидкости (маслоуказатель)
  – температуры (термометр)
  – давления (манометр *6*)

– Устройства кондиционирования рабочей жидкости
  – фильтр (*4*)
  – маслоохладитель
  – нагреватель

– Клапаны для предохранения от перегрузки (*5*)

– Гидроаппаратуру управления

– Аккумуляторы для накопления энергии.

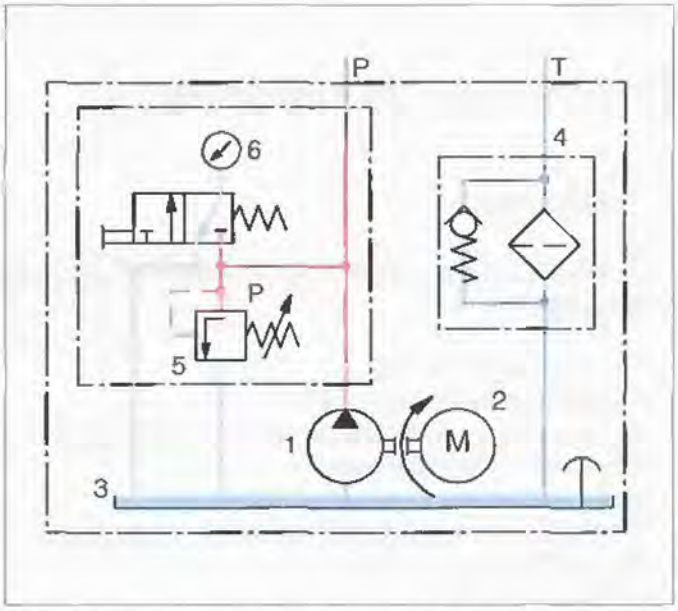



Рис. 17.4. *Гидросхема малогабаритной насосной установки*

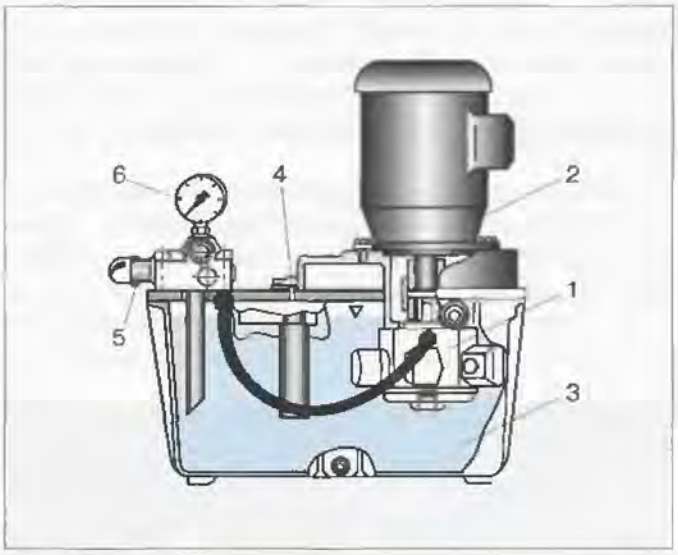



Рис. 17.5. *Поперечное сечение малогабаритной насосной установки*

Рис. 17.6. *Малогабаритная насосная установка*

Различные модели и типоразмеры насосных установок показаны на Рис. 17.7–17.9, а также были показаны ранее на Рис. 17.1 и 17.2.

Рис. 17.7. *Стандартная насосная установка модульного монтажа*

Преимущества установки, показанной на Рис. 17.7:

- Жесткий алюминиевый бак
- Модульное построение
- Компактная модель насосного агрегата
- Возможна индивидуальная настройка
- Многочисленные области применения
- Возможны дополнительные варианты
- Хорошая приспособляемость, «дружественное» обслуживание

Рис. 17.8. *Стандартная насосная установка*

Преимущества установки, показанной на Рис. 17.8:

- Жесткий стальной бак
- Модульная конструкция устройств управления, аккумулятора и теплообменника
- Комплектный агрегат мотор-насос
- Наличие в ответвлении цепи для фильтрации и охлаждения
- Основной приводной узел объединен с насосным, принадлежности (заливной фильтр, воздушный фильтр, манометр, поддон, дренаж), сливной фильтр, поплавковое реле уровня, термостат

Рис. 17.9. *Комплектная насосная установка, изготовленная по индивидуальному заказу*

Преимущества установки, показанной на Рис. 17.9:

- Жесткий стальной бак
- Модульная конструкция групп управления, аккумулятора и теплообменника
- Комплектный агрегат мотор-насос
- Вместимость бака до 1250 л

## 3. Компактные насосные установки

Рис. 17.10. *Компактная насосная установка в качестве зажимного и приводного модуля*

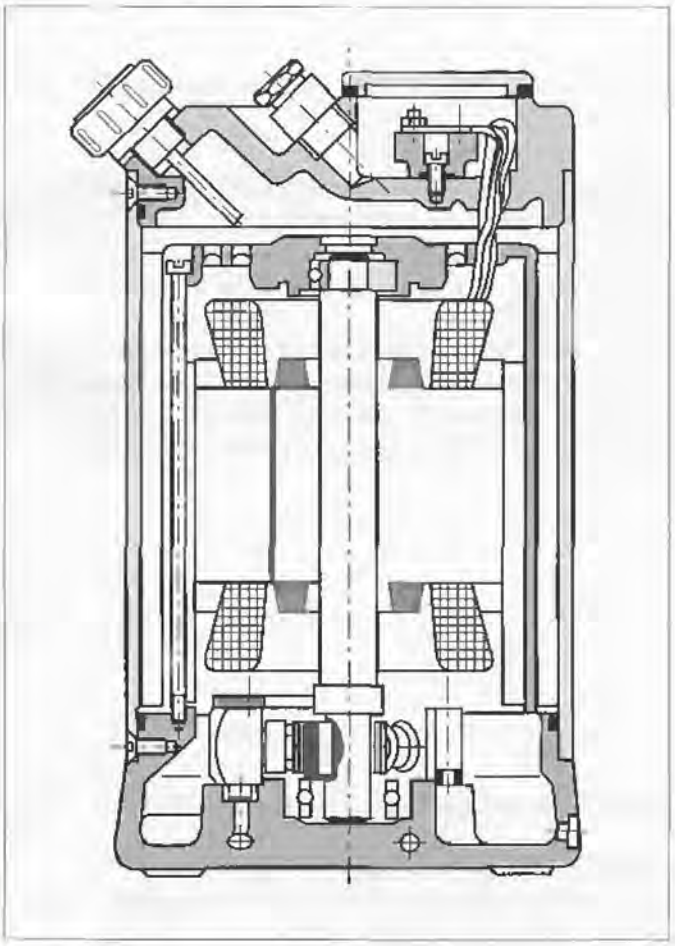


Рис. 17.11. *Поперечное сечение компактной насосной установки*

Для периодических операций с приводной мощностью до 2 кВт применяются очень компактные насосные установки, которые имеют некоторые специальные преимущества.

Приводной электродвигатель и насос расположены внутри бака (погружены в масло), что обеспечивает исключительную компактность конструкции. Управляющие гидроаппараты монтируются снаружи по принципу башенного монтажа (Рис. 17.10). Внутри насосной установки полностью отсутствуют трубы, что обеспечивает минимум уплотняемых соединений. Однако из-за очень компактной конструкции теплоизлучающая поверхность бака слишком мала по отношению к установленной мощности. При продолжительной работе эта поверхность неспособна эффективно отводить выделяющееся в гидросистеме тепло в окружающую среду, и насосная установка будет перегреваться. В этой связи насосные установки предназначены для кратковременной периодической работы, то есть, когда рабочее давление достигнуто, установка отключается с помощью реле давления. В этом случае рабочий цикл может быть более продолжительным в зависимости от соотношения между гидравлическим объемом и объемом рабочих полостей гидродвигателей.

Гидравлический объем может быть, например, объемом аккумулятора или объемом сжатого масла в трубах и эластичных шлангах. Внутренние утечки в гидроаппаратах управления увеличивают потребление энергии давления и уменьшают время разгрузки насоса, поэтому в этих насосных установках предпочтительно применение аппаратов седельного типа, не имеющих внутренних утечек.

Периодическое действие особенно пригодно для функций зажима. Это значит, что появляется возможность поддержания давления в течение длительного времени без внешнего энергопотребления. Часто такие насосные установки называются зажимными приводными узлами.

Дальнейшим конструктивным принципом компактных насосных установок является горизонтальное сопряжение, показанное на Рис.17.12.

Рис. 17.12. *Компактные насосные установки: слева – с трехфазным электродвигателем переменного тока, справа и в середине – с электродвигателями постоянного тока*

Эти компактные насосные установки с электродвигателями постоянного тока (12, 24 и 48 В) созданы специально для грузовиков и других транспортных средств. В случае установки модифицированного электродвигателя 3-фазного переменного тока установки успешно используются и в гидроприводах общепромышленного применения, например в подъемных платформах.

Детальную информацию в области проектирования и конструирования гидравлических узлов можно найти в учебном пособии по гидроприводу, том 3 (Hydraulic Trainer, volume 3).

**Заметки**

## Принятые буквенные обозначения

### Глава 1

| | |
|---|---|
| $a$ | Ускорение |
| $A$ | Площадь |
| $b$ | Замедление |
| $d$ | Диаметр |
| $d_h$ | Гидравлический диаметр |
| $E$ | Энергия |
| $E_k$ | Кинетическая энергия |
| $E_p$ | Энергия положения |
| $f_r$ | Частота вращения |
| $F$ | Сила |
| $g$ | Ускорение силы тяжести (земное ускорение) |
| $h$ | Высота |
| $J$ | Момент инерции |
| $l$ | Длина |
| $m$ | Масса |
| $M$ | Крутящий момент |
| $n$ | Скорость вращения |
| $p$ | Давление |
| $p_{ges}$ | Общее давление |
| $p_{st}$ | Статическое давление |
| $P$ | Мощность |
| $Q$ | Поток (расход) |
| $Re$ | Число Рейнольдса |
| $Re_{крит}$ | Критическое значение числа Рейнольдса, при котором поток изменяется с ламинарного на турбулентный |
| $s$ | Расстояние (перемещение) |
| $t$ | Время |
| $t$ | Температура по Цельсию |
| $T$ | Температура по Кельвину |
| $U$ | Периметр проходного сечения |
| $V$ | Объем |
| $v$ | Скорость |
| $W$ | Работа |
| $\alpha$ | Угол |
| $\Delta p$ | Потеря давления (перепад давлений) |
| $\vartheta$ | Температура по Цельсию |
| $\Theta$ | Температура по Кельвину |
| $\nu$ | Кинематическая вязкость |
| $\rho$ | Плотность |
| $\varphi$ | Угловое ускорение |
| $\omega$ | Угловая скорость |

### Глава 4

| | |
|---|---|
| A | Площадь |
| $b$ | Ширина |
| $d$ | Диаметр вала |
| $d_k$ | Диаметр поршня |
| $D$ | Диаметр винта |
| $e$ | Эксцентриситет |
| $F_A$ | Осевая сила |
| $F_F$ | Усилие пружины |
| $F_H$ | Горизонтальная сила |
| $F_P$ | Вектор силы |
| $F_V$ | Вертикальная сила |
| $h$ | Высота зуба |
| $k$ | Количество тактов на оборот |
| $m$ | Модуль |
| $Q$ | Подача насоса (расход) |
| $r_h$ | Радиус расположения поршня в роторе |
| $s$ | Градиент |
| $V$ | Рабочий объем |
| $z$ | Число (количество) |
| $\alpha$ | Угол наклона |
| $\Delta p$ | Разность давлений (перепад давлений) |
| $\pi$ | Число «π» |

### Глава 5

| | |
|---|---|
| $F_A$ | Осевая сила |
| $F_N$ | Вектор силы |
| $F_T$ | Тангенциальная сила |
| $\alpha$ | Угол подъема кулачка |

## Глава 6

| | |
|---|---|
| $A$ | Площадь поршня |
| $D_T$ | Диаметр размещения поршней |
| $F_H$ | Усилие на поршне |
| $F_k$ | Сумма сил от трех или четырех поршней |
| $F_L$ | Усилие на опоре |
| $F_M$ | Результирующая сила |
| $F_N$, $F_T$ | Составляющие силы, создающей крутящий момент |
| $F_Z$ | Сила от гидростатического поля давления ротора |
| $h$ | Ход поршня |
| $I$ | Ток управления |
| $H_S$ | Центр тяжести поля сил на гидростатический распределительный диск |
| $M$ | Центр воображаемого шара |
| $M$ | Крутящий момент |
| $n$ | Частота вращения |
| $p$ | Рабочее давление |
| $p_{HD}$ | Высокое давление |
| $p_{hydr}$ | Гидравлическое давление |
| $p_{soll}$ | Заданное давление |
| $p_{st}$ | Давление управления |
| $P$ | Мощность |
| $Q$ | Подача насоса (расход) |
| $r$ | Радиус шара |
| $s$ | Перемещение |
| $U$ | Управляющее напряжение |
| $v$ | Скорость хода |
| $V_g$ | Геометрический рабочий объем |
| $V_{g\ max}$ | Максимальный геометрический рабочий объем |
| $V_{g\ min}$ | Минимальный геометрический рабочий объем |
| $V_S$ | Установочный объем |
| $x$ | Количество поршней |
| $\alpha$ | Угол наклона |
| $\alpha_{max}$ | Максимальный угол наклона |
| $\alpha_{min}$ | Минимальный угол наклона |
| $\beta$ | Установочный угол |
| $\Delta p$ | Перепад давлений |
| $\Delta p_{max}$ | Максимальный перепад давлений |
| $\eta_{мех}$ | Механо-гидравлический КПД |
| $\eta_{эф}$ | Эффективный КПД |
| $\eta_o$ | Объемный КПД |

## Глава 7

| | |
|---|---|
| $a$ | Ускорение |
| $A$ | Площадь |
| $A_D$ | Эффективная поверхность демпфирования |
| $A_k$ | Площадь поршневой полости |
| $A_R$ | Площадь штоковой полости |
| $E$ | Модуль упругости |
| $F$ | Сила |
| $F_B$ | Тормозное усилие |
| $J$ | Момент инерции |
| $K$ | Разрушающая нагрузка |
| $l$ | Длина |
| $m$ | Передвигаемая масса |
| $s$ | Длина хода или пути торможения |
| $s_k$ | Приведенная длина хода |
| $S$ | Коэффициент запаса |
| $p$ | Рабочее давление |
| $p_D$ | Среднее демпфирующее давление |
| $v$ | Скорость |
| $\alpha$ | Угол подъема |
| $\varphi$ | Отношение площадей |

## Глава 9

| | |
|---|---|
| $C_a$, $C_i$ | Коэффициенты коррекции для адиабатического и изотермического процессов |
| $p_m$ | Среднее рабочее давление |
| $p_0$ | Давление зарядки |
| $p_1$ | Минимальное рабочее давление |
| $p_2$ | Максимальное рабочее давление |
| $Q$ | Компенсируемая энергия |
| $T_B$ | Рабочая температура |
| $T_1$ | Минимальная рабочая температура |
| $T_2$ | Максимальная рабочая температура |
| $V_0$ | Эффективный объем газа |
| $V_{0\ ideal}$ | Эффективный объем идеального газа |
| $V_{0\ real}$ | Эффективный объем реального газа |
| $V_1$ | Объем газа при давлении $p_1$ |
| $V_2$ | Объем газа при давлении $p_2$ |
| $\Delta V$ | Вытесняемый (полезный) объем газа |
| $k$ | Адиабатный экспонент |

## Глава 10

$F$ Нагрузка, действующая на гидроцилиндр
$F_F$ Усилие пружины с учетом трения
$A_k$ Площадь поршня в гидроцилиндре
$A_R$ Площадь штоковой полости гидроцилиндра
$A_1$ Площадь главного клапана
$A_2$ Площадь декомпрессора
$A_3$ Площадь управляющего поршня
$p_{St}$ Давление управления
$p_1$ Давление в отверстии *B*
$p_2$ Давление в отверстии *A*

## Глава 11

$D_y$ Диаметр условного прохода
$F_m$ Динамическая (массовая) сила
$F_{St}$ Сила потока
$F_w$ Сила сопротивления
$F_z$ Сила вязкости
$p$ Рабочее давление
$p_{max}$ Максимальное рабочее давление
$Q$ Расход
$Q_{max}$ Максимальный расход
$s$ Перемещение
$t_A$ Время запаздывания
$t_{ges}$ Время переключения
$t_1$ Время до начала эффективного воздействия силы потока на дросселирующую кромку
$t_2$ Время создания полной магнитной силы
$t_3$ Время движения управляющего золотника
$\Delta p$ Перепад давлений

## Глава 12

$A$ Площадь уплотняемой поверхности
$A_H$ Площадь уплотняемой поверхности главного золотника
$A_K$ Площадь золотника или седла
$A_v$ Площадь уплотняемой поверхности пилота
$C$ Жесткость пружины
$F_F$ Усилие пружины
$F_H$ Усилие пружины основного золотника
$F_{hyd}$ Гидравлическая сила
$F_S$ Гидродинамическая сила потока
$p_A$ Выходное давление
$p_E$ Давление на входе
$p_{max}$ Максимальное рабочее давление
$p_o$ Давление открывания
$p_S$ Давление закрывания
$p_{St}$ Давление управления
$Q$ Расход
$Q_{max}$ Максимальный расход
$R$ Контрольное отклонение
$t$ Время сигнала переключения
$t_0$ Время переключения гидрораспределителя
$t_A$ Постоянная времени
$t_E$ Время переходного процесса
$V_m$ Максимальное перерегулирование
$\Delta p$ Разность давлений
$\Delta p_{min}$ Минимальная разность давлений
$\Delta Q$ Разность расходов

## Глава 13

$A$ Площадь проходного сечения дросселирующей щели
$A_k$ Площадь золотника
$A_1$ Площадь управляющего отверстия
$A_2$ Площадь дросселирующего отверстия
$b$ Ширина
$d$ Диаметр седла или отверстия
$d_H$ Гидравлический диаметр
$F_F$ Усилие пружины
$h$ Ход
$l$ Длина дросселя
$p_1$ Давление насоса
$p_2$ Промежуточное давление
$p_3$ Давление нагрузки
$Q$ Расход
$Q_R$ Излишек расхода
$s$ Перемещение золотника
$U$ Смоченный периметр
$v$ Скорость потока
$\alpha$ Коэффициент расхода
$\alpha, \beta$ Углы дросселирующей щели в осевом и радиальном направлениях
$\Delta p$ Перепад давлений
$\pi$ Число «π»
$\rho$ Плотность
$\nu$ Кинематическая вязкость

## Глава 14

$f_1$ Фактор преобразования вязкости
$f_2$ Фактор окружающих условий
$Q_A$ Расход для проектирования фильтра
$Q_{design}$ Проектный поток через фильтр
$Q_{nom}$ Номинальный поток через фильтр
$Q_{pump}$ Подача насоса
$Q_{system}$ Системный поток
$Q_W$ Эффективный поток
$\beta_x$ Коэффициент эффективности фильтрования (β-фактор)
$\Delta p_A$ Рекомендуемый перепад давлений
$\Delta p_{индик}$ Перепад давлений, при срабатывании индикатора
$\Delta p_{элем}$ Перепад давлений на фильтроэлементе
$\Delta p_{корп}$ Перепад давлений на корпусе фильтра

## Глава 15

$A$ Площадь теплоизлучающей поверхности
$c$ Удельная теплоемкость масла
$P_k$ Рассеиваемая мощность
$P_V$ Потери мощности
$t$ Время работы
$T_1$ Действительная температура
$T_2$ Желаемая температура
$V$ Вместимость бака
$\alpha$ Коэффициент теплопередачи
$\Delta T$ Увеличение температуры
$\rho$ Плотность масла

# Список наиболее важных стандартов и предписаний

Следующий список содержит наиболее важные стандарты и предписания, большинство из которых упомянуты в тексте.

| Номер стандарта | Наименование | Дата публикации (примечания) |
|---|---|---|
| DIN 1301-1 | Наименования и условные обозначения единиц<br>Unit names, unit symbols | 2002-10 |
| DIN 1301-2 | Единицы основные и производные для общего использования<br>Units; Submultiples and Multiples for General Use | 1978-02 |
| DIN 1304-1 | Буквенные символы для физических параметров,<br>символы для общего применения<br>Letter symbols for physical quantities; symbols for general use | 1994-03 |
| DIN 1 304-5 | Буквенные символы для физических параметров,<br>символы для использования в жидкостной механике<br>Letter symbols for physical quantities; symbols to be used for fluid mechanics | 1989-09 |
| DIN 1314 | Давление; основные определения, единицы<br>Pressure; Basic Definitions, Units | 1977-02 |
| DIN 1318 | Уровень шума<br>Loudness level | 1970-09 |
| DIN 20 066 | Гидроприводы – Рукава высокого давления – Размеры, требования<br>Fluid power systems - Hose assemblies -Dimensions, requirements | 2002-10 |
| DIN 2391-1 | Бесшовные прецизионные стальные трубы; размеры<br>Seamless precision steel tubes; dimensions | 1994-09 |
| DIN 2391-2 | Бесшовные прецизионные стальные трубы;<br>технические условия на поставку<br>Seamless precision steel tubes; technical conditions of delivery | 1994-09 |
| DIN 24 315 | Масляная гидравлика и пневматика; сравнение единиц<br>Oilhydraulic and pneumatic; comparison of units | 1967-03 |
| DIN 24 339 | Гидроприводы; стальные гидравлические баки;<br>размеры, требования, методы испытаний;<br>номинальная вместимость от 63 до 1250 л<br>Fluid power; hydraulic reservoirs made of steel;<br>dimensions, requirements, test methods; nominal capacity 63 to 1250 | 1993-06 |
| DIN 24 340-2 | Гидроаппараты; монтажные поверхности<br>и присоединительные плиты для гидрораспределителей<br>Hydraulic valves; mounting surfaces and connecting plates<br>for directional control valves | 1982-11 |
| DIN 24 340-3 | Гидроаппараты; монтажные поверхности<br>и присоединительные плиты для клапанов, регулирующих давление,<br>и обратных клапанов<br>Hydraulic valves; mounting surfaces and connecting plates<br>for pressure control valves and check valves | 1982-11 |
| DIN 24 343 | Гидроприводы и их компоненты;<br>перечень мероприятий по обслуживанию<br>и проверке гидрооборудования<br>Hydraulic fluid power systems and components;<br>list for attendance and inspection of hydraulic equipments | 1982-02 |
| DIN 24 346 | Гидроприводы; гидросистемы; основные правила применения<br>Hydraulic fluid power; hydraulic systems; general rules for application | 1984-12 |
| DIN 24 550-1 | Гидроприводы – Гидравлические фильтры – Часть 1: Определения,<br>номинальные давления, номинальные размеры, размеры фиттингов<br>Fluid power - Hydraulic filters - Part 1 : Definitions, nominal pressures,<br>nominal sizes, fitting dimensions | 1998-01 |

| | | |
|---|---|---|
| DIN 24 550-2 | Гидроприводы; гидравлические фильтры; фильтроэлементы и корпуса; характеристики, требования<br>Fluid power; hydraulic filters; filter elements and filter housings; characteristics, requirements | 1993-11 |
| DIN 24552 | Гидроприводы; аккумуляторы в гидросистемах; концепции, общие требования. Часть 1: Примеры формы аккумулятора. Часть 2: Сравнение различных стандартов<br>Hydraulic fluid power; accumulators in hydraulic systems; concepts, general requirements<br>Beiblatt 1: Examples for accumulator configuration<br>Beiblatt 2: Comparison of various standards | 1990-05 |
| DIN 24 557 | Сапуны; присоединительные размеры<br>Air breathers; connecting dimensions | 1990-11 |
| DIN 24 950-1 | Масляная гидравлика и пневматика; термины для рукавов высокого давления<br>Oilhydraulic and pneumatic; terms for hose assemblies | 1978-07 |
| DIN 31 051 | Основы эксплуатации<br>Fundamentals of maintenance | 1985-01 |
| DIN 31 052 | Техническое обслуживание; инструкции по техническому обслуживанию<br>Maintenance; instructions for maintenance | 1981-06 |
| DIN 3852-1 | Головки винтов, отверстия для фиттингов, клапаны – Часть 1: Резьбовые пробки с тонкой метрической резьбой; основные типы<br>Stud ends, ports for fittings, valves -Part 1 :<br>Plug screw with metric fine pitch thread; General outlay of types | 2002-05 |
| DIN 3852-11 | Резьбовые головки винтов, отверстия для фиттингов; заглушаемые отверстия; клапаны, резьбовые пробки, резьбовые концы винтов типа E; конструктивные размеры<br>Screwed stud-ends; tapped holes; for compression fittings, valves, screw plugs, screwed stud-ends type E; design dimensions | 1994-05 |
| DIN 3861 | Компрессионные фиттинги без пайки – Уплотнительные кольца - Конструкция<br>Non-soldering compression fittings -Compression rings - Design | 2002-11 |
| DIN 51 381 | Испытание смазочных масел, управляющих масел и гидравлических жидкостей; определение свойств отделения воздуха<br>Testing of lubricating oils, governor oils and hydraulic fluids; determination of air release properties | 1988-12 |
| DIN 51 519 | Смазки — Классификация вязкости по ISO для промышленных жидких смазок<br>Lubricants - ISO viscosity classification for industrial liquid lubricants | 1998-08 |
| DIN 51 524-1 | Рабочие жидкости; гидравлические масла; гидравлические масла типа HL; минимальные требования<br>Pressure fluids; hydraulic oils; HL hydraulic oils; minimum requirements | 1985-06 |
| DIN 51 524-2 | Рабочие жидкости; гидравлические масла; гидравлические масла типа HLP; минимальные требования<br>Pressure fluids; hydraulic oils; HLP hydraulic oils; minimum requirements | 1985-06 |
| DIN 51 524-3 | Рабочие жидкости; гидравлические масла; гидравлические масла типа HVLP; минимальные требования<br>Pressure fluids; hydraulic oils; HVLP hydraulic oils; minimum requirements | 1990-08 |
| DIN EN 853 | Резиновые шланги и заделки – Гидравлические шланги с металлической армирующей оплеткой – Технические условия; Немецкая версия EN 853: 1996<br>Rubber hoses and hose assemblies -Wire braid reinforced hydraulic type - Specification; German version EN 853: 1996 | 1997-02 |
| DIN EN 854 | Резиновые шланги и заделки – Гидравлические шланги с текстильной армирующей оплеткой – Технические условия; Немецкая версия EN 854: 1996<br>Rubber hoses and hose assemblies -Textile reinforced hydraulic type - Specification: German version EN 854: 1996 | 1997-02 |

| | | |
|---|---|---|
| DIN EN 856 | Резиновые шланги и заделки – Гидравлические шланги со спиральной металлической оплеткой и резиновым покрытием – Технические условия; Немецкая версия EN 856: 1996<br>Rubber hoses and hose assemblies -Rubber-covered spiral wire reinforced hydraulic type - Specification: German version EN 856: 1996 | 1997-02 |
| DIN EN ISO 8434-1 | Металлические соединения труб для гидроприводов и общего использования – Часть 1: Уплотняющие фиттинги с углом 24° (ISO 8434-1: 1994); Немецкая версия EN ISO 8434-1: 1997<br>Metallic tube connections for fluid power and general use - Part 1: 24° compression fittings (ISO 8434-1: 1994); German version EN ISO 8434-1: 1997 | 1997-11 |
| DIN ISO 1219-1 | Гидросистемы и компоненты – Графические символы и схемы – Часть 1: Графические символы (ISO 1219-1: 1991)<br>Fluid power systems and components -Graphic symbols and circuit diagrams - Part 1: Graphic symbols (ISO 1219-1: 1991) | 1996-03 |
| DIN ISO 1219-2 | Гидросистемы и компоненты – Графические символы и схемы – Часть 2: Схемы (ISO 1219-2: 1995)<br>Fluid power systems and components -Graphic symbols and circuit diagrams -Part 2: Circuit diagrams (ISO 1219-2: 1995) | 1996-11 |
| DIN ISO 2909 | Нефтепродукты – Вычисление индекса вязкости из кинематической вязкости (ISO 2909: 1981)<br>Petroleum products -Calculation of viscosity index from kinematic viscosity (ISO 2909: 1981) | 1997-10 |
| DIN ISO 3019-2 | Гидроприводы; размеры объемных насосов и гидромоторов и идентификационный код монтажных фланцев и концов валов<br>Hydraulic fluid power: positive displacement pumps and motors dimensions and identification code for mounting flanges and shaft ends | 1991-09 |
| DIN ISO 5884 | Авиация; жидкостные системы и компоненты; методы отбора проб и измерения загрязнения гидравлических жидкостей твердыми частицами; идентификация ISO 5884: 1987<br>Aerospace; fluid systems and components; methods for system sampling and measuring the solid particle contamination of hydraulic fluids; identical with ISO 5884: 1987 | 1989-12 |
| DruckbehV | Закон о сосудах под давлением, баках со сжатым газом и заправочных станциях и общие административные правила<br>Ordinance regarding pressure vessels, compressed gas tanks and filling plants (Druckbehälterverordnung - «DruckbehV») and general administrative regulation | 1999-07 |
| ISO 2941 | Гидроприводы; фильтроэлементы; проверка прочности<br>Hydraulic fluid power; Filter elements; Verification of collapse/burst resistance | 1974-03 |
| ISO 2942 | Гидроприводы – Фильтроэлементы – Проверка качества изготовления<br>Hydraulic fluid power -Filter elements -Verification of fabrication integrity | 1991-09 |
| ISO 2943 | Гидроприводы – Фильтроэлементы – Проверка совместимости материала с жидкостями<br>Hydraulic fluid power -Filter elements -Verification of material compatibility with fluids | 1998-11 |
| ISO 3724 | Гидроприводы; фильтроэлементы; проверка усталостных характеристик<br>Hydraulic fluid power; Filter elements; Verification of flow fatigue characteristics | 1990-11 |
| ISO 4021 | Гидроприводы; анализ частиц загрязнений; взятие проб жидкости из гидролиний работающей системы<br>Hydraulic fluid power; particulate contamination analysis; extraction of fluid samples from lines of an operating system | 1992-11 |
| ISO 4406 | Гидроприводы – Жидкости – Метод кодирования уровня загрязненности твердыми частицами<br>Hydraulic fluid power -Fluids -Method for coding the level of contamination by solid particles | 1999-12 |

Примечание: Стандарты DIN, технические требования и законы, документы ISO или документы USA можно получить в компании Beuth Verlag GmbH или на сайте www.beuth.de.

**Предметный указатель**

Rexroth
Bosch Group

ООО «Бош Рексрот»
The Drive & Control Company
127015 Москва
ул. Вятская 27/15
Тел. +7 095 785 74 78/79
Факс +7 095 785 74 77
E-mail: info.rex@boschrexroth.ru
Internet: www.boschrexroth.ru