

Н. М. Скорняков В. В. Кузнецов К. А. Ананьев

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Кемерово 2010

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Кузбасский государственный технический университет»

Н. М. Скорняков В. В. Кузнецов К. А. Ананьев

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Допущено Учебно-методическим объединением вузов Российской Федерации по образованию в области горного дела в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Горные машины и оборудование» направления подготовки «Технологические машины и оборудование»

Кемерово 2010

УДК 622.233: 621.22(075.8)

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор В. В. Аксенов (Институт угля и углехимии СО РАН)

Кандидат технических наук, доцент кафедры процессов и аппаратов А. А. Крохалев (Кемеровский технологический институт пищевой промышленности)

Скорняков, Н. М. Проектирование и расчет объемной гидропередачи : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2010. – 104 с.

ISBN 978-5-89070-776-5

Приведены принципы и последовательность проектирования объемных гидропередач, критерии и порядок выбора гидромашин, гидрооборудования, трубопроводов и рабочей жидкости. Даны сведения по расчету потерь в гидросистеме и построению выходных характеристик системы.

Включен пример проектирования объемной гидропередачи поступательного движения с дроссельным регулированием скорости.

Подготовлено по дисциплинам «Основы гидро- и пневмопривода» и «Гидроприводы горных машин» для студентов специальности 150402 «Горные машины и оборудование». Материалы могут быть использованы студентами других специальностей, изучающих подобные курсы, а также техническими специалистами, занимающимися проектированием и модернизацией гидроприводов.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Кузбасского государственного технического университета.

УДК 622.233: 621.22(075.8)

© Скорняков Н. М., Кузнецов В. В.,  
Ананьев К. А., 2010

© Кузбасский государственный  
технический университет, 2010

ISBN 978-5-89070-776-5

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Весьма широкая область применения гидравлических приводов, особенно в горнодобывающей промышленности и машиностроении, обусловлена рядом причин:

- малая удельная масса;
- способность создания больших усилий для преодоления внешних нагрузок на рабочем органе;
- простая и надежная защита гидросистемы от перегрузок;
- малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);
- простота получения как вращательного, так и поступательного видов движения;
- простота смены направления движения и регулирования скорости гидродвигателя (вплоть до применения систем автоматического управления);
- возможность расположения гидродвигателя отдельно от остальной части гидропривода и свобода компоновки;
- жесткая механическая характеристика гидродвигателей и возможность неограниченной по времени работы при малых скоростях движения.

Все это приводит к необходимости знания принципа проектирования гидросистем и выбора необходимого оборудования большим кругом технических специалистов современного производства.

Модернизация и ремонт оборудования, как правило, сопряжены с необходимостью расчета и выбора гидромашин и гидроаппаратов, оценкой рабочих характеристик и КПД гидравлических приводов. Поэтому овладение инженерной методикой проектирования и расчета объемной передачи является обязательной частью изучения студентами механических специальностей курса «Основы гидро- и пневмопривода» и «Гидроприводы горных машин» дневной и заочной форм обучения.

Данное учебное пособие дает возможность усвоить основную последовательность проектирования и расчета типовой объемной гидропередачи, содержит рекомендации, а также пример расчета типовой гидропередачи, включает ряд приложений. Это делает данное учебное пособие полезным для технических специалистов и научных работников.

## 1. Основные принципы проектирования объемных гидropердач

Силовые гидростатические приводы можно классифицировать по давлению, способу регулирования, виду циркуляции рабочей жидкости, способам управления и контроля.

По давлению различают гидроприводы низкого (до 2,5 МПа), среднего (2,5–6,3 МПа) и высокого (6,3–50 МПа) давлений.

Первые применяются в машинах, где имеются незначительные нагрузки и малый уровень колебания давления.

Приводы среднего давления используются наиболее часто и отличаются высокой жесткостью механической характеристики и точностью воспроизведения параметров движения (скорости, величины перемещения) при сравнительно малой стоимости гидроаппаратуры.

Приводы высокого давления используются в тяжелых машинах и позволяют получить большую выходную мощность при ограниченных размерах гидродвигателей.

По способу регулирования скорости выходного звена различают гидростатические приводы с машинным (объемным) и дроссельным регулированием.

При машинном способе регулирование скорости движения гидродвигателя осуществляется изменением рабочего объема гидромашин (насоса, гидродвигателя). При дроссельном – путем установки регулируемого гидравлического сопротивления (дросселя или регулятора потока), которое ограничивает расход рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель.

Регулируемые гидромашинны – насосы и гидромоторы – более дорогостоящие, чем нерегулируемые, и, будучи более сложными, менее долговечны. Поэтому, используя машинное регулирование гидропривода, идут на значительные капитальные затраты, но зато благодаря более высокому КПД получают экономию в эксплуатационных расходах, т. е. в стоимости энергозатрат. Ввиду этого машинное регулирование гидропривода обычно применяют, когда существенными являются энергетические показатели, например, для гидроприводов большой мощности ( $N > 6$  кВт) и с длительными режимами их работы. Гидроприводы с дроссельным регулированием и дешевыми нерегулируемыми насосами и гидродвигателями

используют обычно в маломощных системах ( $N \leq 6$  кВт), а также когда режимы работы гидропривода кратковременные.

В зависимости от пути, который проходит жидкость в гидропередаче, различают гидропередачи с разомкнутой и замкнутой циркуляцией жидкости (рис. 1.1). Если в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, являющийся гидродвигателем дискретного (периодического) действия, то возможна только разомкнутая циркуляция жидкости (рис. 1.1, *а*). Насос **Н** всасывает жидкость из бака **Б** и нагнетает ее в гидроцилиндр **ГЦ** через распределитель **Р**. Из другой рабочей полости гидроцилиндра жидкость возвращается через распределитель в бак. Разрыв циркуляции происходит в баке, где жидкость отстаивается некоторое время, охлаждаясь и очищаясь от загрязнений прежде, чем попасть снова во всасывающую патрубков насоса. Такая схема исключает возможность реверсирования гидродвигателя путем изменения направления подачи насоса (реверса подачи). Для этой цели обязательно применение распределителей.

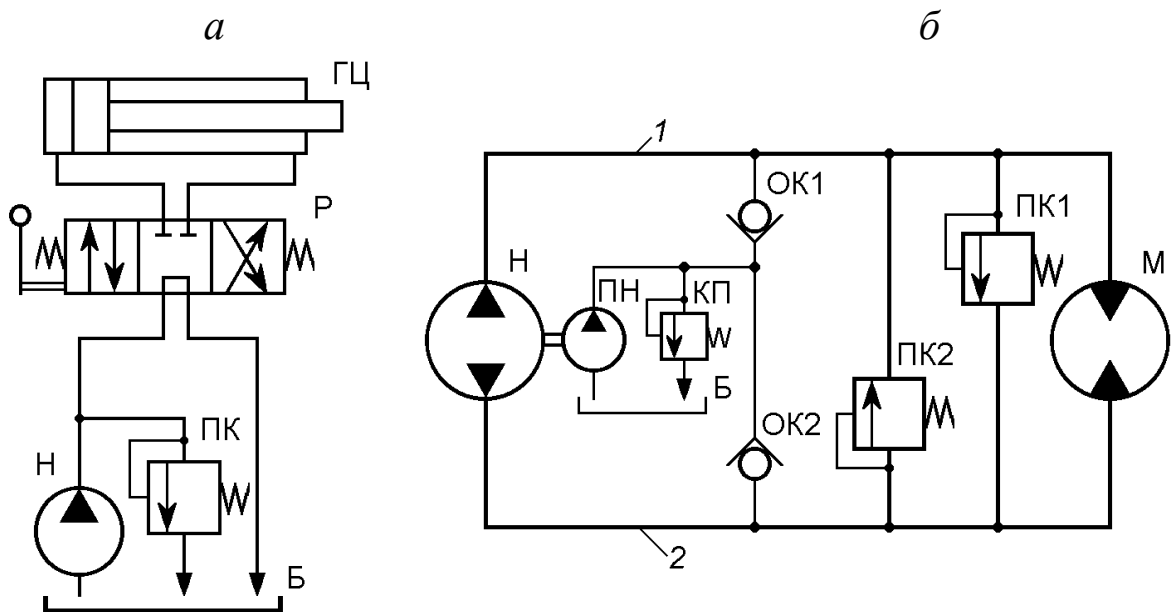


Рис. 1.1. Схемы гидропередач с разомкнутой (*а*) и замкнутой (*б*) циркуляцией жидкости

На рис. 1.1, *б* показана схема гидропередачи вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости. Особенно эффективна такая схема в гидропередачах с большими расходами жидкости, т. к. обеспечивает минимальные потери в гидролиниях 1 и 2, соединяющих насос **Н** и гидромотор **М**. Изменение направления враще-

ния вала гидромотора осуществляется за счет реверса подачи насоса, поэтому магистрали 1 и 2 периодически меняют свое назначение (напорная или всасывающая), и для их защиты от чрезмерного давления установлены предохранительные клапаны **ПК1** и **ПК2**.

Поскольку в насосе и гидромоторе происходят утечки жидкости, гидросистема оказывается замкнута только теоретически. В приведенной гидросистеме подпиточный насос **ПН**, восполняющий утечки из нее, получает вращение от вала основного насоса **Н**. Подпиточный насос подает жидкость через обратные клапаны **ОК1** или **ОК2** в ту магистраль, которая в данный момент является всасывающей. Этим обеспечиваются минимальные затраты мощности на его работу ( $N_{\text{пн}} = Q_{\text{пн}} p_{\text{пн}}$ ) и исключается возможность кавитации в основном насосе **Н** при падении давления на его всасе до опасных пределов.

Давление подпитки ограничивается переливным клапаном **КП** и обычно составляет 0,1–0,3 МПа.

По способам управления и контроля различают гидроприводы циклового управления (с контролем по пути, давлению или времени), а также гидроприводы со следящим, адаптивным или программным управлением.

Конструкция гидропривода и его основные параметры определяются типом машины, для которой он предназначен, поэтому разработка гидропривода должна начинаться с анализа технического задания (ТЗ). Этот документ составляется ведущим разработчиком машины и содержит ее общее описание, включая механическую часть, электрические и гидравлические узлы (функционально) с предварительной компоновкой на машине гидродвигателей, насосной установки, а также указанием возможных мест размещения гидроаппаратуры. В ТЗ приводятся методы управления и контроля, требуемые блокировки, нагрузочные характеристики и режимы движения (перемещения, скорости, ускорения, пути торможения и разгона) каждого рабочего органа, циклограмма рабочего цикла машины, необходимые средства диагностики технического состояния, основные требования надежности, а также, при необходимости, другие сведения (точность, дискретность перемещений, жесткость, вибрации, шум, качество переходных процессов, температура масла, точность гидравлического уравнивания, возможность регу-

лировок, необходимость остановок гидродвигателей в промежуточных положениях, время выстоя и др.).

Специалист-гидравлик вместе с ведущим разработчиком конкретизирует и уточняет ТЗ с учетом специфики гидропривода. В частности, анализируются и согласовываются варианты размещения гидрооборудования. Для удобства обслуживания и безопасности наружных утечек удобно располагать гидроаппаратуру непосредственно на панели (или в шкафу) насосной установки, однако в этом случае между установкой и машиной появляется большое число трубопроводов. Для сложных гидросистем бывает целесообразнее сгруппировать гидроаппараты на гидропанелях по функциональному назначению, расположить гидропанели вблизи исполнительных органов и связать с насосной установкой напорной, сливной и дренажной линиями.

Далее специалист-гидравлик анализирует различные варианты принципиальной гидросхемы. При этом решаются вопросы техники безопасности, в том числе при различных нарушениях в работе гидрооборудования (случайные падения давления, сгорание обмотки электромагнита, засорение малых отверстий и т. п.); вводятся блокировки, исключающие возможность несовместимых движений,

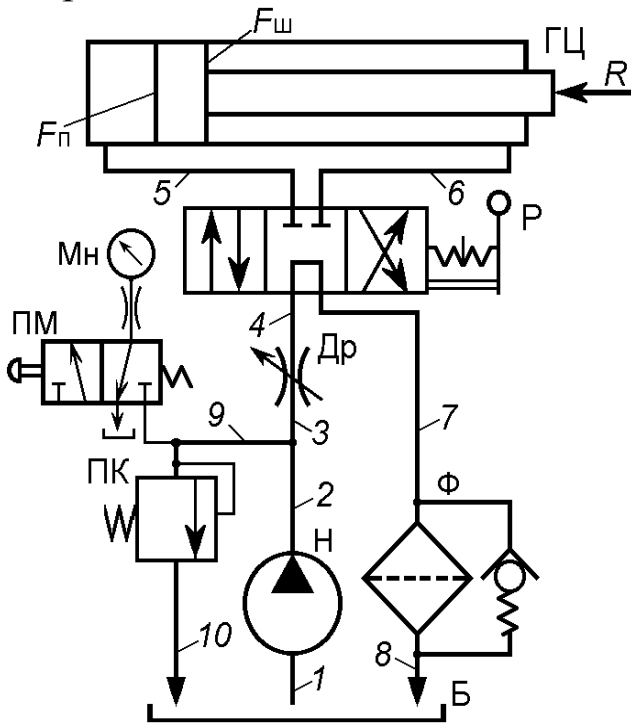


Рис. 1.2. Гидросистема с дроссельным способом регулирования

падающие вертикально расположенных рабочих органов, включения движений при отсутствии смазки и т. п.; обеспечивается необходимый минимум регулировок.

Специалист-гидравлик должен четко представлять, как будет функционировать гидросистема. Необходимо стремиться обеспечить облегченный пуск приводного двигателя насоса, плавное трогание с места гидродвигателя и его движение с контролируемой (требуемой) скоростью.

В качестве примера анализа может служить принципиальная гидросхема, приведенная на рис. 1.2.



При дроссельном способе регулирования целесообразно обеспечивать разгрузку насоса перед его включением. Так у гидросистемы, приведенной на рис. 1.2, это осуществляется при помощи распределителя **Р**. Дроссель **Др** перед пуском насоса должен быть полностью открыт. Благодаря этому пуск насоса происходит быстро и легко.

Давление на выходе насоса будет небольшим (рис. 1.3):

$$p_n = \Sigma \Delta p_{л} + \Delta p_p + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{др}^{\min},$$

где  $\Sigma \Delta p_{л} = \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_7 + \Delta p_8$  – суммарные потери давления в трубопроводах;  $\Delta p_p$  – потери давления в распределителе;  $\Delta p_{\phi}$  – потери давления на фильтре;  $\Delta p_{др}^{\min}$  – потери давления на полностью открытом дросселе.

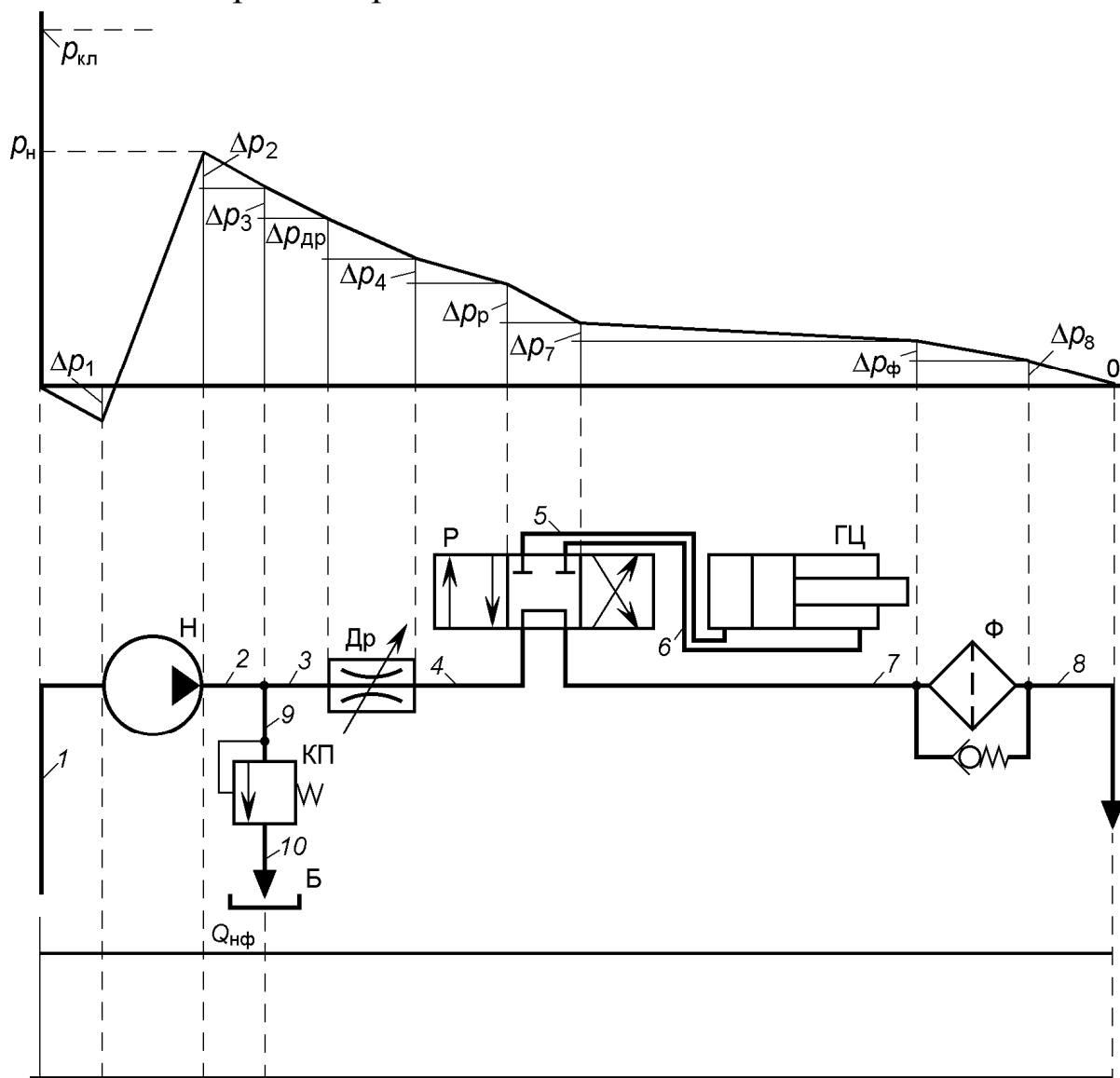


Рис. 1.3. Схема распределения давлений в гидросистеме при пуске

Согласно формуле расхода жидкости через дроссель  $Q_{др} = \mu S_{др} U_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}$ , перепад давления на дросселе равен

$$\Delta p_{др} = \frac{Q_{др}^2}{k U_{др}^2},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода через дроссель;  $S_{др}$  – максимальная площадь проходного сечения дросселя;  $U_{др}$  – параметр регулирования дросселя ( $0 \leq U_{др} \leq 1$ );  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$$k = \frac{2}{\rho} \mu^2 S_{др}^2.$$

В данном случае  $U_{др} = 1$  и  $Q_{др} = Q_{н}$ , т. е.  $\Delta p_{др}^{\min} = \frac{Q_{н}^2}{k}$ .

После пуска насоса за некоторый промежуток времени производится прогрев гидросистемы. В это же время можно проконтролировать степень засорения фильтра  $\Phi$ , оценивая величину давления  $p_{н}$ .

Распределитель  $P$  все это время установлен в нейтральную позицию.

Для исключения резкого страгивания с места гидродвигателя (на рис. 1.2 это гидроцилиндр  $\Gamma Ц$ ) и его движения с максимальной скоростью при переводе распределителя  $P$  в рабочую позицию необходимо прикрыть дроссель. Целесообразно прикрыть дроссель  $Др$  на величину  $U_{др}^п$ , когда откроется переливной клапан  $\Pi К$ , т. е. давление перед дросселем станет равно давлению настройки клапана  $p_{др}$  (рис. 1.4). Манометр будет показывать давление настройки этого клапана.

Дроссель будет прикрыт на большую величину.

Объясняется это тем, что распределитель установлен в нейтральную позицию и давление после дросселя (точка 5 на рис. 1.4) невелико (слив в бак):

$$p_5 = \Delta p_4 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_\phi + \Delta p_8.$$

В данном случае  $U_{др}^п = \frac{Q_{др}}{\mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}}$ ,

где  $\Delta p_{др} = p_{кл} - (\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_\phi + \Delta p_8)$ .

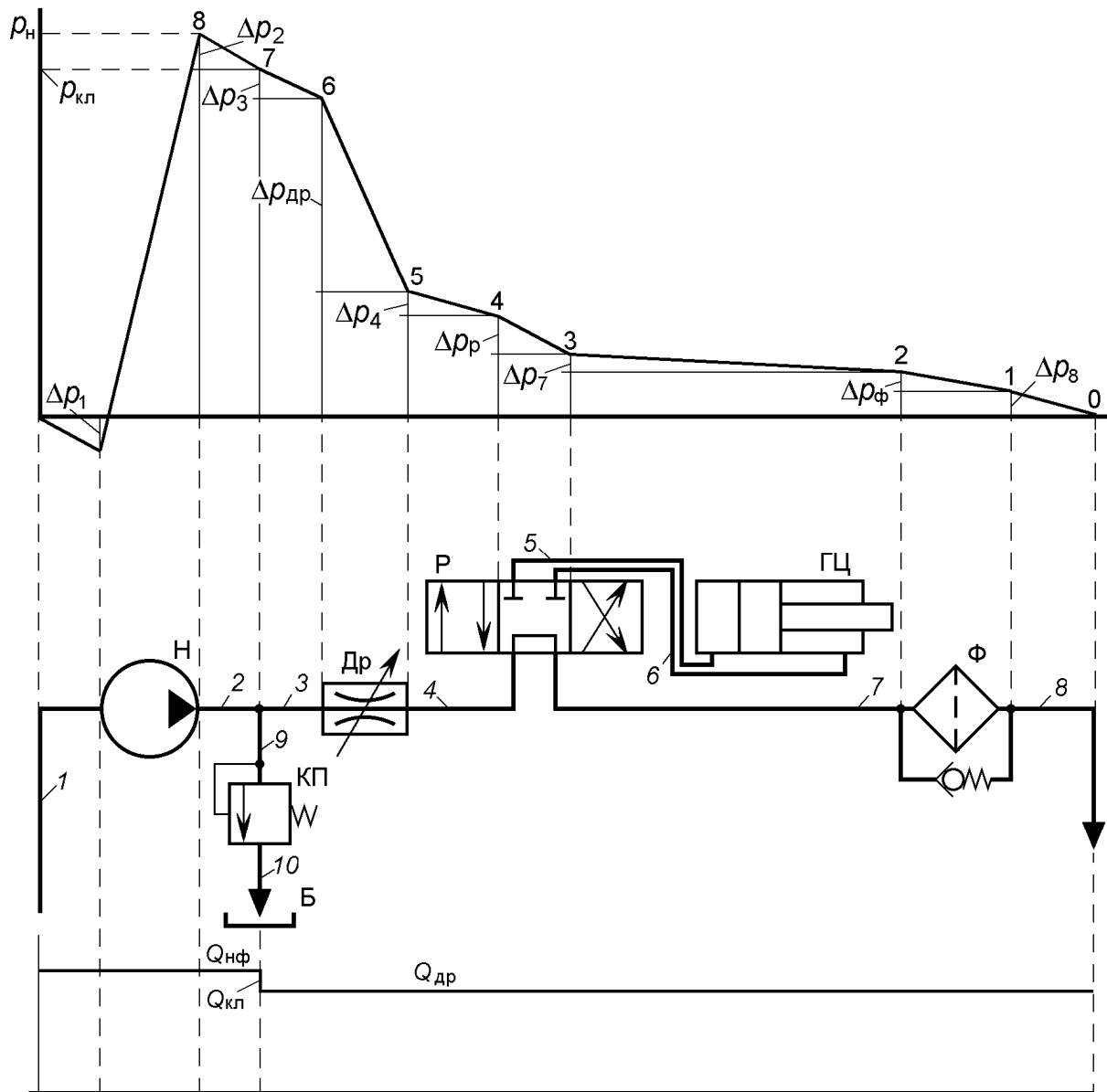


Рис. 1.4. Схема распределения давлений в гидросистеме при закрытии дросселя

При переводе распределителя **Р** в рабочую позицию (рис. 1.5) давление после дросселя (точка 9) увеличится на величину

$$p_9 = \Delta p_5 + p_p + \Delta p_4 + \Delta p_\pi + \Delta p_6 + \Delta p_p - (\Delta p_7 + \Delta p_\phi + \Delta p_8)(1 - \phi),$$

где  $p_p = R / F_\pi$  – рабочее давление;  $R$  – внешняя нагрузка;  $F_\pi$  – рабочая площадь поршня;  $\Delta p_\pi$  – потери давления в гидроцилиндре;  $\phi$  – отношение рабочих площадей гидроцилиндра,  $\phi = F_{ш} / F_\pi$ .

В результате этого расход через дроссель станет небольшим и скорость движения поршня гидроцилиндра будет невелика.

Теперь, изменяя  $U_{др}$ , можно установить требуемую скорость движения поршня гидроцилиндра.

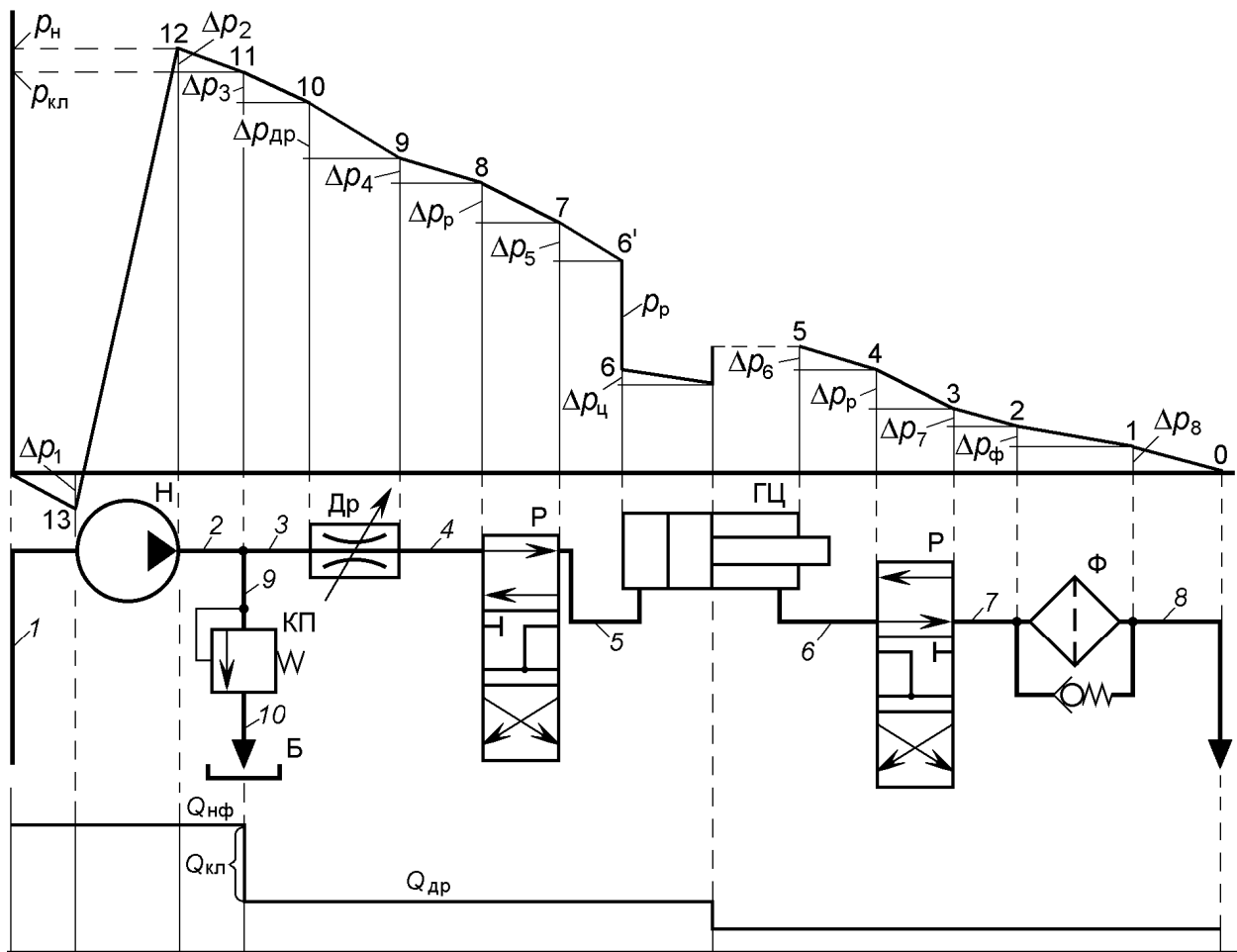


Рис. 1.5. Схема распределения давлений в гидросистеме при включенном распределителе

Особое внимание необходимо также уделять сокращению энергетических потерь. Обычно в гидросистемах станков температура масла не превышает  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  и лишь в простейших гидроприводах, к стабильности работы которых не предъявляется высоких требований, может достигать  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Поддержание теплового режима гидропривода, в котором имеются значительные потери мощности вследствие дросселирования масла, – весьма сложная техническая проблема, требующая существенного увеличения объема бака или применения эффективной системы искусственного охлаждения. В последнем случае мы сначала завышаем мощность гидропривода, а затем тратим дополнительную мощность на работу системы охлаждения.

Особо остро проблема охлаждения рабочей жидкости стоит у гидросистем с замкнутой циркуляцией жидкости (см. рис. 1.1, б). В разомкнутой системе (см. рис. 1.1, а) отвод тепла осуществляется

при помощи бака и, если этого не достаточно, несложно обеспечить дополнительно воздушное или водяное его охлаждение. В гидросистеме с замкнутой циркуляцией жидкости бак **Б** (см. рис. 1.1, б) напрямую не связан с объемом жидкости, циркулирующей в ней, что в ряде случаев делает невозможной длительную работу гидропривода под нагрузкой. Для решения этой проблемы, например, в [6] предлагается осуществлять частичный обмен рабочей жидкости (рис. 1.6).

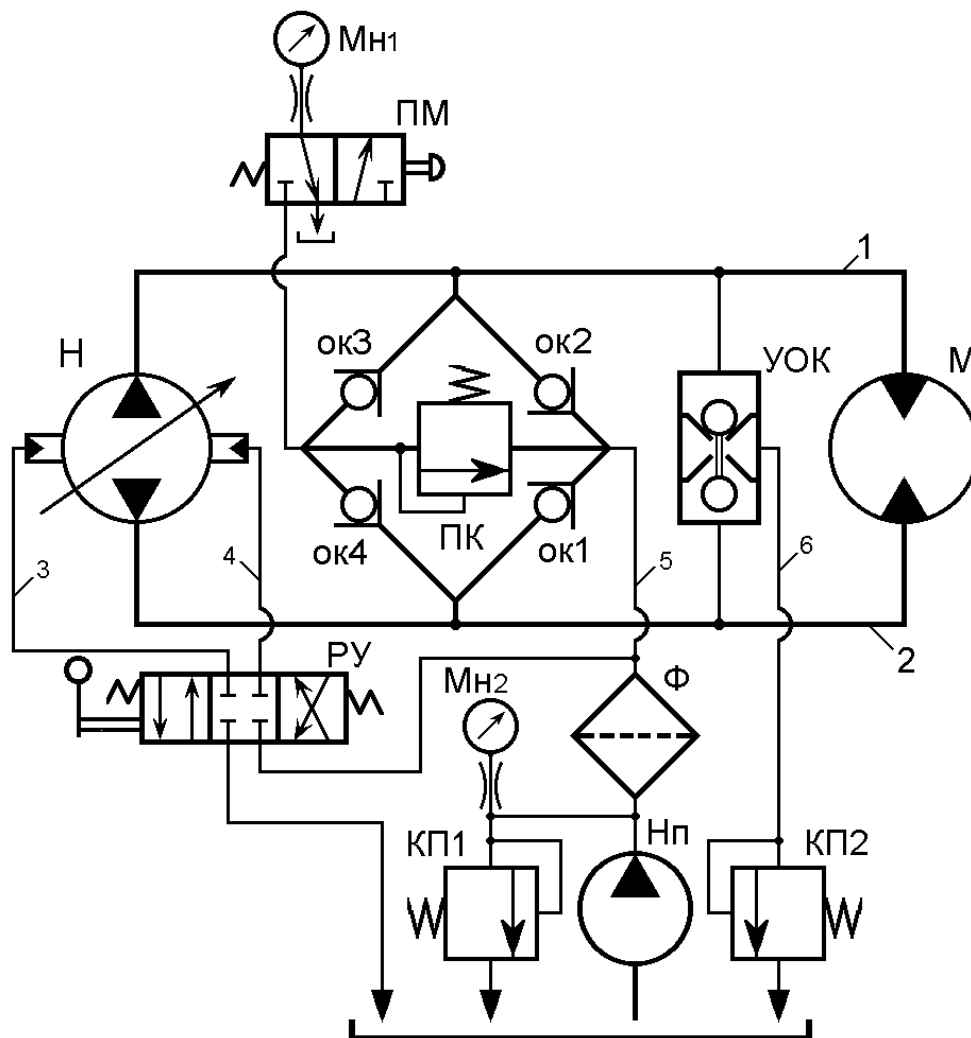


Рис. 1.6. Гидросистема с замкнутой циркуляцией жидкости и частичным ее обменом

Происходит это следующим образом. Поскольку производительность подпиточного насоса **Нп** берется с избытком по сравнению с ожидаемой величиной утечек, то во всасывающей линии замкнутой системы давление возрастает выше нормы. Это приводит к срабатыванию подпорного клапана **КП2** и сбросу избытка рабочей жидкости в бак через управляемый обратный клапан **УОК**, об-

ладающий логической функцией «или». Так происходит непрерывная замена циркулирующей в замкнутой системе части горячего масла более холодным маслом, поступающим из бака.

На основе изложенного выше проектировщик получает необходимый и достаточный перечень исходных данных, позволяющих приступить непосредственно к проектированию и расчету гидropередачи. Для каждой конкретной машины или станка перечень исходных данных свой, включая, однако, общий обязательный минимум исходных данных, позволяющий осуществить проектирование гидropередачи:

- усилие ( $R_{p,x}$ ) и скорость ( $V_p$ ) рабочего хода при поступательном движении рабочего органа или крутящий момент ( $M_{p,x}$ ) и частота вращения ( $n_p$ ) при вращательном движении рабочего органа;

- усилие ( $R_{x,x}$ ) и скорость ( $V_x$ ) холостого хода при поступательном движении рабочего органа или крутящий момент ( $M_{x,x}$ ) и частота вращения ( $n_{x,x}$ ) при вращательном движении рабочего органа;

- величина рабочего хода поршня ( $L$ ) гидроцилиндра или число оборотов ( $Z$ ) гидромотора;

- отношение площадей поршня гидроцилиндра

$$\varphi = F_{ш} / F_{п}, \quad (1.1)$$

где  $F_{ш}$  и  $F_{п}$  – рабочие площади поршня (см. рис. 1.2);

- циклограмма работы привода;

- требования по регулированию скорости рабочего и холостого хода;

- наличие и время паузы;

- температура окружающей среды;

- требования по установке и закреплению гидродвигателя на машине или станке.

Способ регулирования скорости гидродвигателя определяется путем оценки величины выходной мощности гидросистемы по формулам:

а) для гидросистемы с гидроцилиндром

$$N_{\text{вых}} = R_{p,x} V_p \text{ [кВт]}, \quad R_{p,x} \text{ [кН]}; \quad V_p \text{ [м/с]}; \quad (1.2)$$

б) для гидросистемы с гидромотором

$$N_{\text{вых}} = (\pi M_{p,x} n_p) / 30\,000 \text{ [кВт]}, \quad M_{p,x} \text{ [Н·м]}; \quad n_p \text{ [об/мин]}. \quad (1.3)$$

Если рассчитанная по этим формулам величина выходной мощности будет равна или менее 6 кВт, то принимается дроссельный способ регулирования, а если  $N_{\text{вых}} > 6$  кВт, то объемный (машинный) способ регулирования скорости гидродвигателя.

Данное условие носит рекомендательный характер. Дроссельный способ регулирования может быть применен и в гидросистемах с мощностью более 6 кВт, если, например, в общем времени работы гидросистемы регулирование дросселем занимает незначительную величину (30 % и менее) или имеется длительная пауза в работе с разгрузкой насоса от давления.

## 2. Разработка принципиальной гидравлической схемы

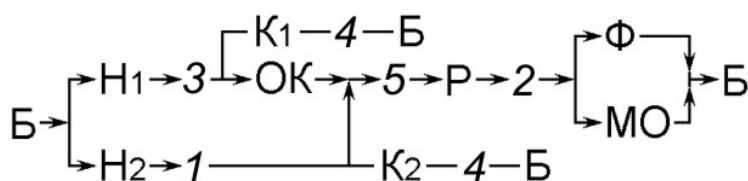
Перед выбором гидроаппаратов и выполнением расчетов предварительно составляется гидросхема привода из типовых гидравлических устройств, обеспечивающая заданный цикл работы. Схематично последовательность составления гидросхемы можно представить в виде, приведенном на рис. 2.1.

При выборе дроссельного способа регулирования скорости движения кроме замечаний, приведенных в п. 1, необходимо иметь в виду, что изменение нагрузки приводит к изменению скорости. Исключить влияние нагрузки на скорость движения гидродвигателя можно, используя регулятор потока [1].

Ступенчатое регулирование скорости движения гидродвигателя используется в приводах с типовыми циклами работы (например, медленный рабочий ход и быстрый холостой ход). Это позволяет повысить КПД гидропередачи. Данный способ регулирования реализуется при помощи *разделительной панели* (рис. 2.2).

Разделительная панель состоит из клапана низкого давления **К1**, клапана высокого давления **К2** и обратного клапана **ОК**.

При нейтральном положении распределителя **Р** обе секции насоса разгружены от давления. Схема движения потоков в гидросистеме в этом случае



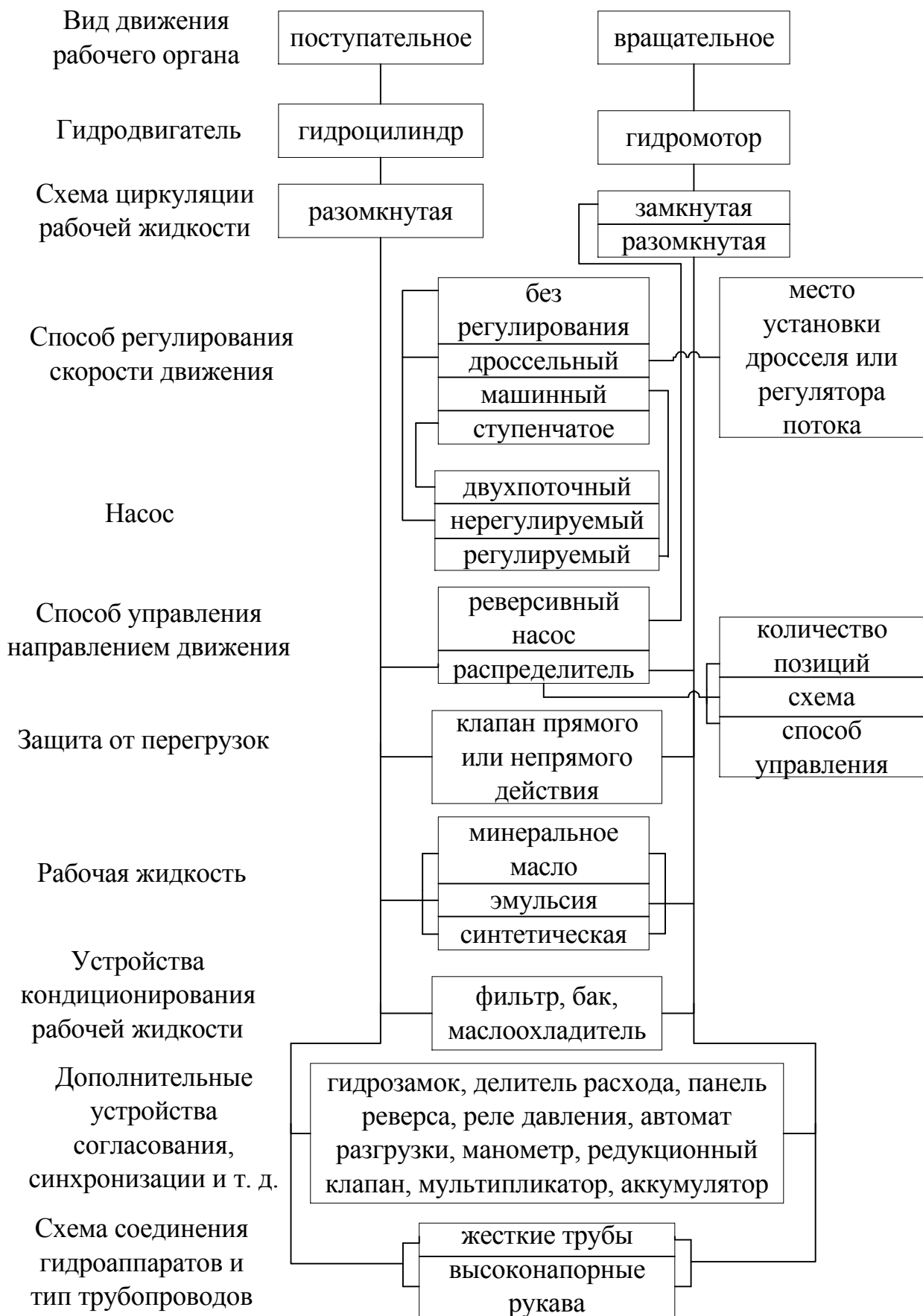


Рис. 2.1. Схема последовательности составления гидросхемы



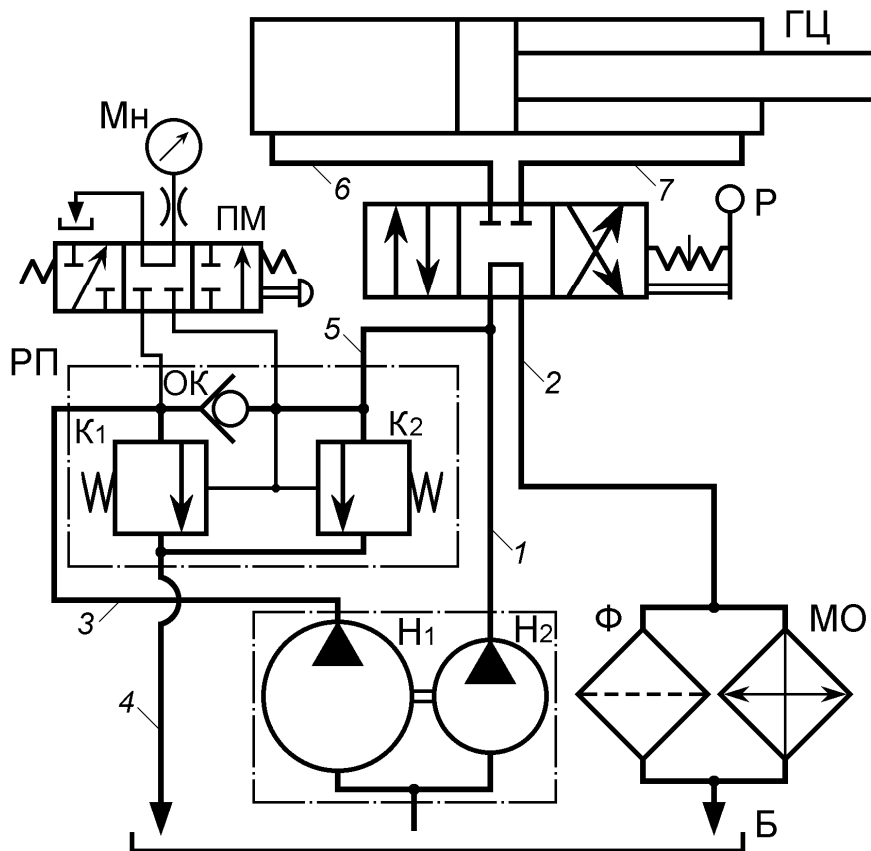
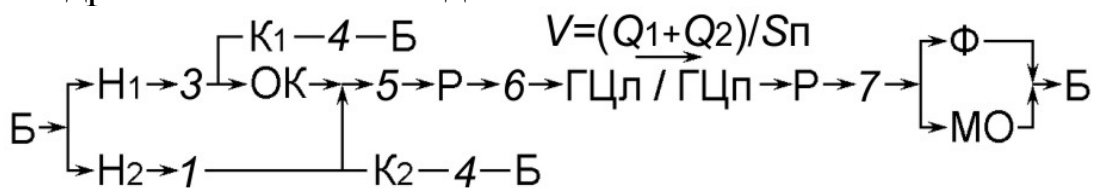
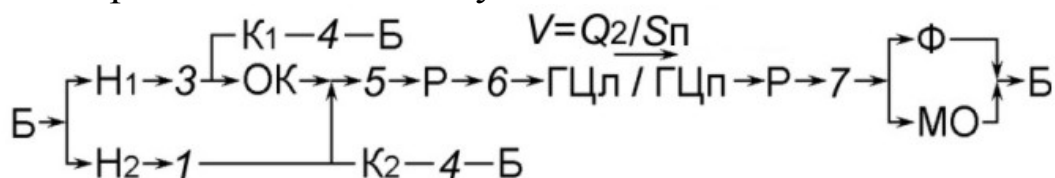


Рис. 2.2. Схема гидропередачи с разделительной панелью

При переводе распределителя **Р** в рабочую позицию и при малой нагрузке (давление в линии 5 меньше давления настройки клапана **К1**) подачи насосов складываются, что обеспечивает большую скорость движения поршня гидроцилиндра **ГЦ**. Так при переводе распределителя **Р** в левую рабочую позицию схема движения потоков в гидросистеме имеет вид



Когда нагрузка на рабочем органе возрастет и давление в линии 5 достигнет давления настройки клапана **К1**, поток от секции **Н1** насоса через открывшийся клапан **К1** направляется в бак. Обратный клапан **ОК** давлением в линии 5 будет закрыт. Схема движения потоков в гидросистеме в этом случае



Таким образом, в гидроцилиндр будет поступать подача только от секции **Н<sub>2</sub>** насоса.

Кроме этого разделительная панель позволила иметь приводной двигатель с ограниченной мощностью. Так если производительность секции **Н<sub>1</sub>** больше производительности секции **Н<sub>2</sub>** в два раза, то давление рабочего хода может быть больше давления холостого хода в три раза при той же мощности.

В гидросистемах с типовыми циклами движения рабочих органов без глубокого регулирования скорости целесообразно применять *панель реверса* (рис. 2.3).

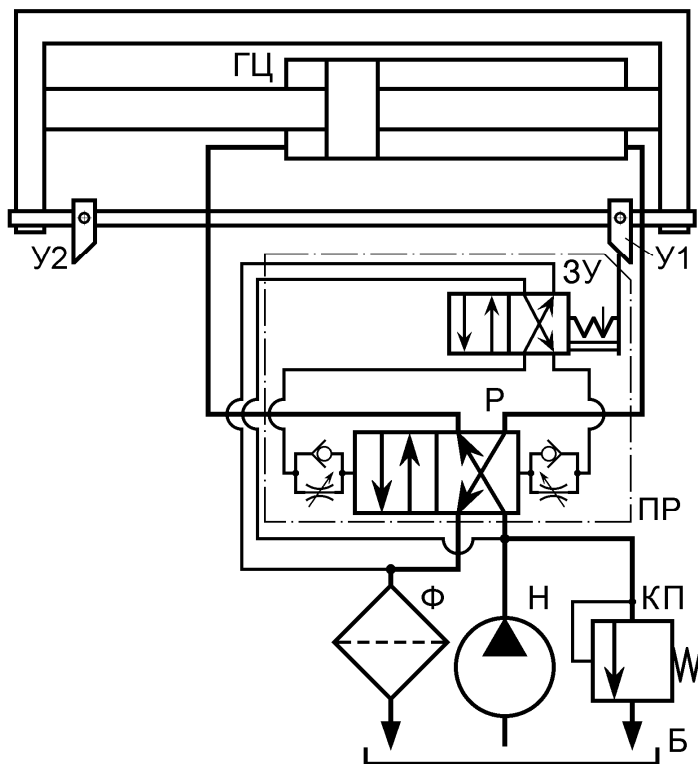


Рис. 2.3. Схема панели реверса

Соответственно положениям золотника управления, жидкость из напорной магистрали подается под правый или левый торцы распределителя **Р**, осуществляя его переключение. При этом реверсируется направление потока рабочей жидкости, идущей к гидроцилиндру **ГЦ**, и осуществляется противоположное движение поршня гидроцилиндра до переключения золотника управления. Обратные клапаны и дроссели, установленные на пути рабочей жидкости под торцы распределителя **Р**, обеспечивают плавное перемещение его золотника. Систему защищает предохранительный клапан **КП**.

В приведенной схеме панель реверса **ПР** позволяет получить автоматическое возвратно-поступательное перемещение стола металлорежущего станка (например, плоскошлифовального).

В состав панели реверса входят золотник управления **ЗУ** и распределитель **Р**. Переключение золотника управления осуществляется перенастраиваемыми упорами **У1** и **У2**. Этими упорами можно настраивать требуемую величину перемещения стола.

На рис. 2.3 показан момент, когда упор У1 переключил золотник управления в правую позицию. Это привело к подаче жидкости под правый торец распределителя Р и его переключению в правую позицию. Поэтому жидкость от насоса будет поступать в левую полость гидроцилиндра ГЦ и осуществится движение стола станка вправо. Схема движения потоков в этом случае имеет вид

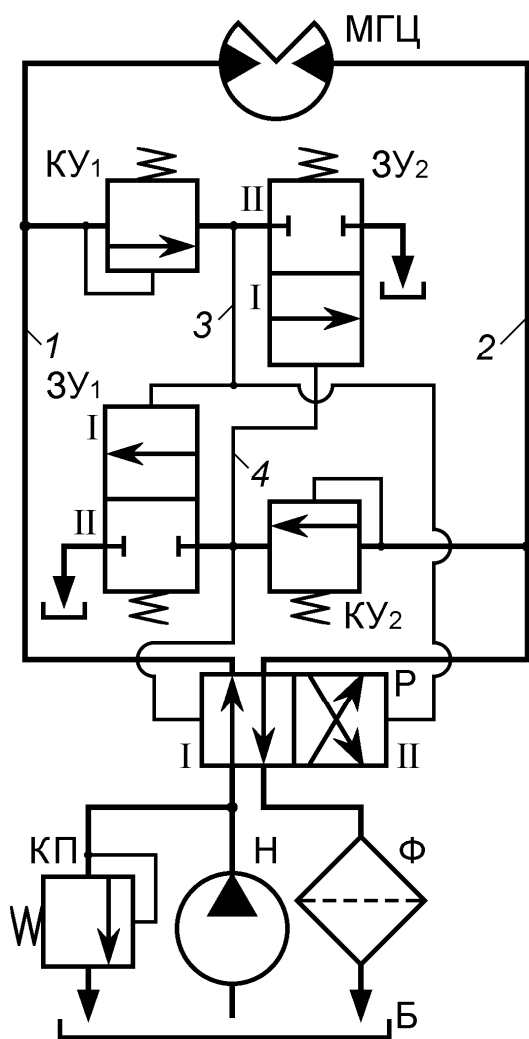
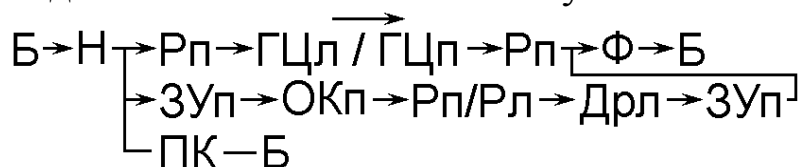


Рис. 2.4. Схема с автоматическим колебательным движением

Автоматическое реверсирование перемещения рабочего органа можно осуществлять и без использования механического привода переключения золотника управления. Такой вариант возможен для двигателей дискретного действия – гидроцилиндров и поворотных гидродвигателей (моментных гидроцилиндров).

Суть способа заключается в следующем. При перемещении рабочего органа гидродвигателя (поршня или лопасти) в крайнее положение до упора в напорной магистрали повышается давление. Это повышение давления и используется для переключения золотника управления на реверс движения. Примером может служить гидросхема, приведенная на рис. 2.4.

Клапаны управления КУ1 и КУ2 настроены на давление, превышающее рабочее примерно на 0,1–0,2 МПа. Они управляют двумя золотниками управления ЗУ1 и ЗУ2 и распределителем Р.

Рабочая жидкость через распределитель **Р** и магистраль *1* поступает в моментный гидроцилиндр **МГЦ**, осуществляя поворот его лопасти. Когда лопасть дойдет до упора, давление в магистрали *1* возрастет и клапан **КУ1** откроется. В результате по магистрали *3* жидкость поступает под торцы золотника управления **ЗУ1** и распределителя **Р**, вызывая их переключение. Золотник управления **ЗУ1** устанавливается в положение **I**, а распределитель **Р** в положение **II**. При этом жидкость, вытесняемая из-под левого торца распределителя **Р** по магистрали *4*, через положение **I** золотника управления **ЗУ1** идет на слив в бак.

Переключение золотника управления **ЗУ1** и распределителя **Р** приводит к реверсу системы. Жидкость поступает в моментный гидроцилиндр **МГЦ** по магистрали *2*. Теперь после поворота лопасти до упора срабатывают клапан **КУ2** и золотник управления **ЗУ2** и цикл повторяется.

Защищает гидросистему от перегрузки предохранительный клапан **КП**.

При машинном способе регулирования имеется принципиальная возможность применять регулируемый гидромотор [1]. Однако на практике такой вариант широкого применения еще не получил, но в последнее время имеются подвижки в сторону его внедрения.

Регулируемые насосы могут оснащаться регуляторами различного назначения [15].

Реверсирование движения обеспечивается переключением распределителя с задержкой его в нейтральной позиции во время паузы. Если пауза или реверсирование движения не требуется, то выбирается двухпозиционный распределитель.

Различные варианты разгрузки во время паузы обеспечиваются выбором соответствующей схемы исполнения распределителя. Один такой вариант показан на рис. 1.1, *a*.

Схема исполнения распределителей выбирается в соответствии с общими требованиями к циклу работы по рекомендациям, приведенным в п. 1.

Основные схемы исполнения распределителей приведены в табл. 2.1.

Способ управления распределителем выбирается самостоятельно, если это не оговорено в ТЗ. Возможные способы управления распределителем приведены на рис. 2.5.

Таблица 2.1

№ схемы	Условное обозначение	№ схемы	Условное обозначение
14		35	
24		45	
34		55	
44		65	
54		75	
64		512	
74		573	
15		574	
25		575	

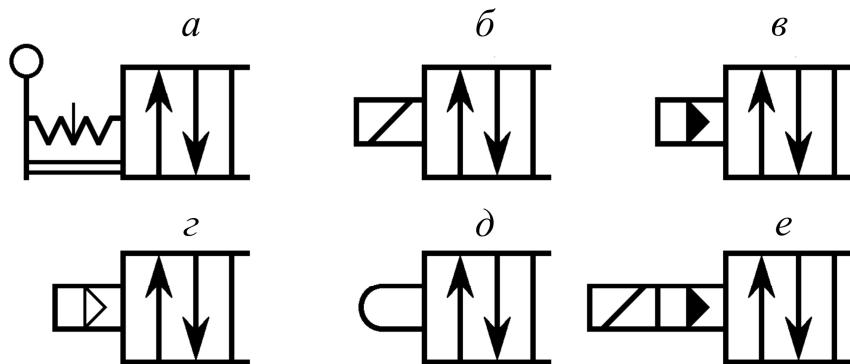


Рис. 2.5. Способы управления распределителями: *а* – ручной; *б* – электромагнитный; *в* – гидравлический; *г* – пневматический; *д* – механический; *е* – электрогидравлический

Более подробную информацию можно найти в [4, 9, 11].

После составления принципиальной гидросхемы осуществляется выбор конкретных типов гидромашин и гидроаппаратов, сопровождаемый необходимыми расчетами параметров.

В заключение отметим новое, получающее все большее распространение, направление в системах объемного гидропривода, называемое *пропорциональной гидравликой*.

Пропорциональная гидравлика представляет собой объединение гидropередачи с электронным управлением. Структурная схема такой системы представлена на рис. 2.6.

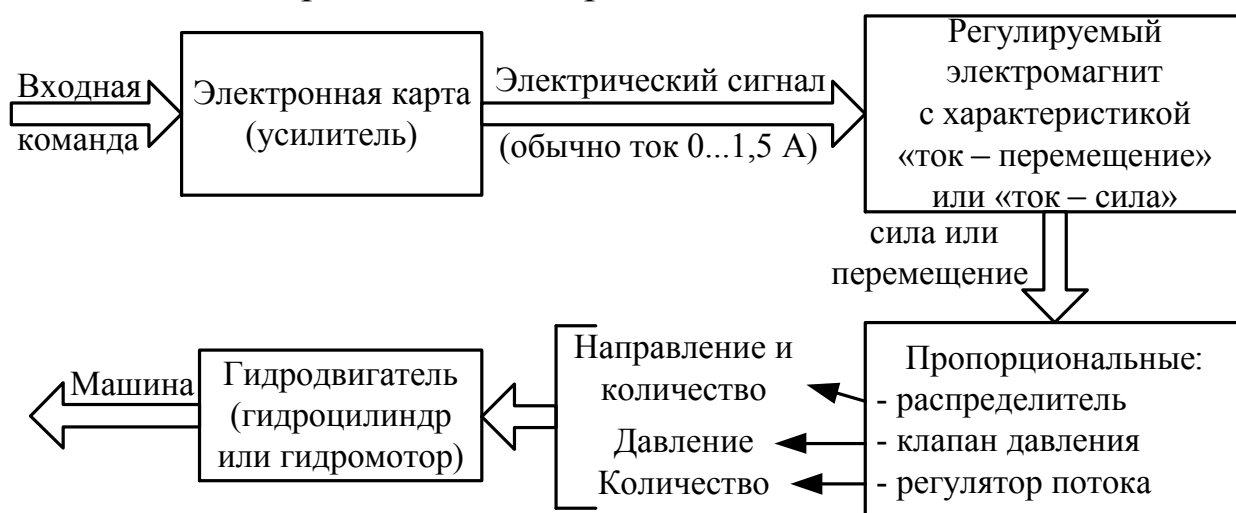


Рис. 2.6. Структурная схема гидросистемы с пропорциональным управлением

Электрический входной сигнал в виде напряжения преобразуется в электронном усилителе в соответствии с величиной напряжения в электрический ток, пропорционально которому в регулируемом электромагните вырабатывается выходная величина в виде усилия или перемещения. Гидроаппараты согласно поступившему сигналу управляют расходом или давлением. В результате на рабочем органе машины обеспечиваются требуемые усилия или скорости движения.

Регулируемый электромагнит является связующим звеном между электроникой и гидравликой и, в зависимости от назначения, может быть:

- электромагнитом с аналоговой характеристикой «ток – сила», так называемым «регулируемым по силе электромагнитом»;

- электромагнитом с аналоговой характеристикой «ток – перемещение», так называемым «регулируемым по подъему электромагнитом».

Отличительной особенностью гидроаппаратов в таких системах является наличие индукционного датчика перемещения, который обеспечивает обратную связь между командой и величиной перемещения рабочего органа гидроаппарата (золотника распределителя или запирающего элемента клапана).

Гидроаппараты могут совмещать сразу несколько функций. Так пропорциональный распределитель может управлять потоком жидкости не только по направлению, но и по расходу. Конструкция золотника распределителя такова, что позволяет получать плавное изменение расхода практически без зоны нечувствительности.

Пропорциональный дроссель позволяет получать как линейную, так и квадратичную (нелинейную) характеристики регулирования расхода (рис. 2.7).

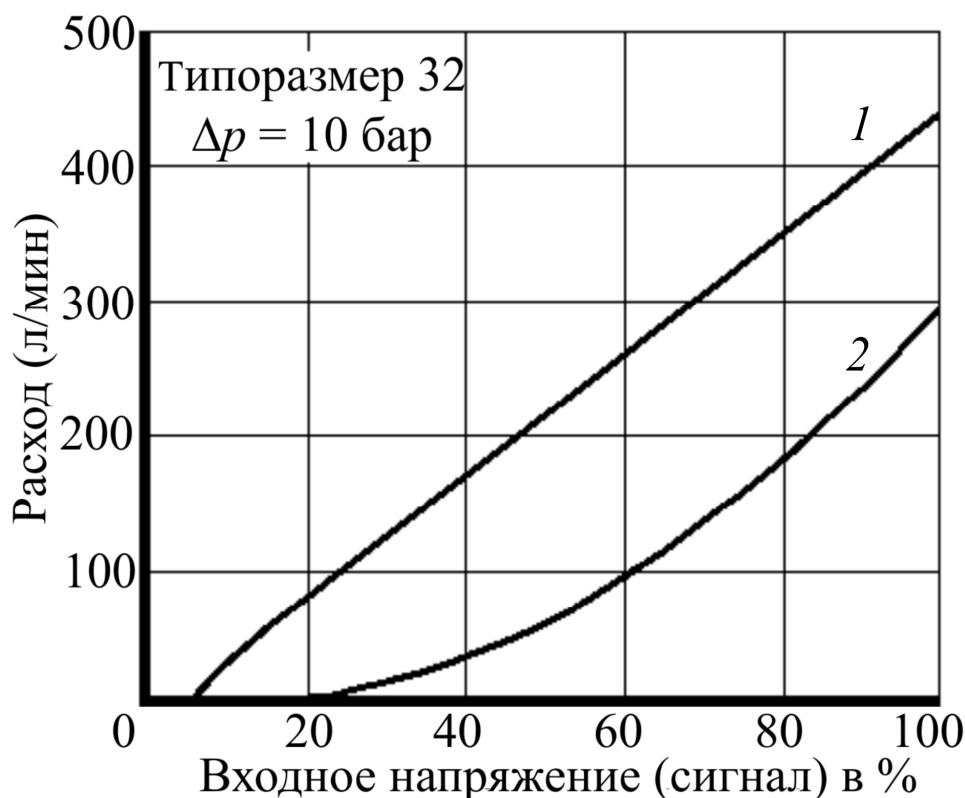


Рис. 2.7. Расходные характеристики пропорционального дросселя:  
1 — линейная; 2 — квадратичная

Более подробно описание пропорциональной гидравлики можно найти в [14].

### 3. Выбор гидродвигателя

#### 3.1. Выбор параметров гидроцилиндра

В процессе работы оборудования гидроцилиндр (ГЦ) подвергается действию различных по величине и направлению нагрузок. К ним относятся силы полезной нагрузки рабочего  $R_{р.х}$  и холостого  $R_{х.х}$  хода, трения  $R_{тр}$ , веса  $G$ , а в динамических режимах – инерционные нагрузки  $R_{ин}$ . Поэтому для правильного выбора гидроцилиндра необходимо знать циклограмму работы оборудования. Типичная циклограмма работы гидроцилиндра приведена на рис. 3.1.

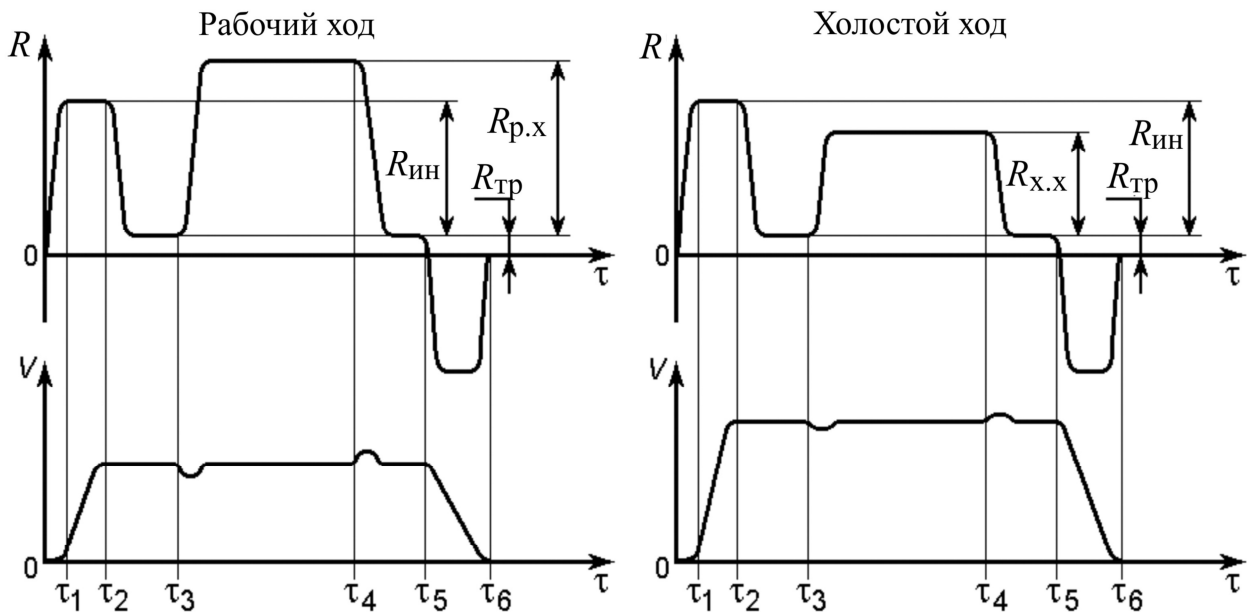


Рис. 3.1. Изменение нагрузок и скоростей движения гидроцилиндра во времени

В период времени  $0-\tau_1$  преодолевается сила трения покоя  $R_{тр}$ .

При разгоне (от  $\tau_1$  до  $\tau_2$ ) к ней добавляется сила инерции  $R_{ин}$ .

В период времени  $\tau_2-\tau_3$  выбираются возможные люфты в соединениях.

В момент времени  $\tau_3$  начинает, а в момент  $\tau_4$  заканчивает действовать полезная нагрузка ( $R_{р.х}$  или  $R_{х.х}$ ). При наличии тормозного устройства в период времени  $\tau_5-\tau_6$  происходит замедление хода поршня гидроцилиндра. В этом случае сила инерции  $R_{ин}$  меняет знак.

Основными параметрами, необходимыми для расчета ГЦ, являются диаметр поршня  $D$ , диаметр штока  $d$ , ход поршня  $L$ , скорость поршня при рабочем ходе  $V_p$ , максимально возможная на-



грузка  $R$  (обычно нагрузка рабочего хода  $R_{p.x}$ ). При этом возможны два варианта рабочего хода ГЦ – прямой (рис. 3.2, а) и обратный (рис. 3.2, б).

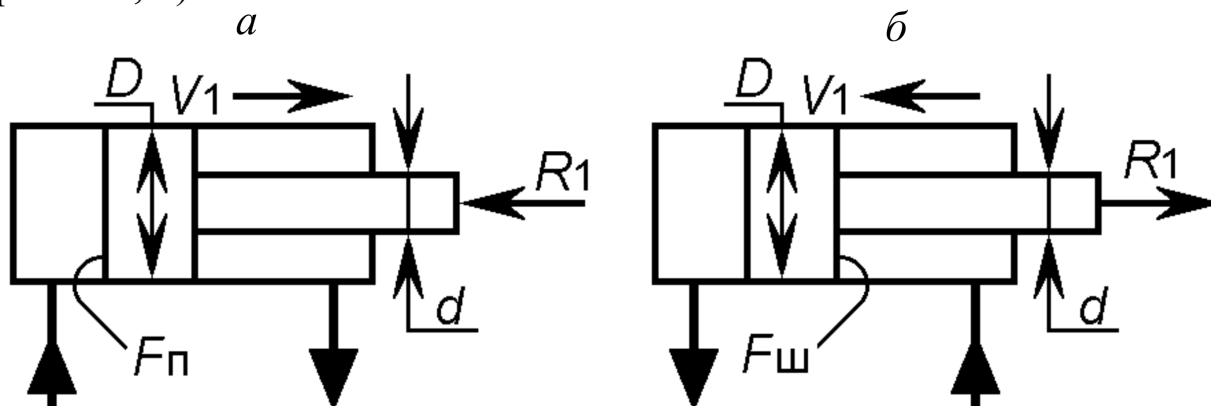


Рис. 3.2. Схемы вариантов рабочих ходов ГЦ

При прямом рабочем ходе (см. рис. 3.2, а) шток ГЦ нагружается сжимающими усилиями, под действием которых он может потерять продольную устойчивость. Возникший прогиб штока приведет к потере герметичности уплотнительного узла в крышке или даже к выходу из строя ГЦ.

Для обеспечения нормальной работы ГЦ необходимо иметь достаточную толщину стенок его корпуса, которые под действием давления деформируются. Диаметральная деформация стенок может привести к нарушению работы уплотнений поршня.

Исходя из этих предварительных замечаний, целесообразно выполнить расчет в следующем порядке.

1. Определить рекомендуемое давление по эмпирической формуле [4]:

$$p = 5,85 \sqrt[3]{N_{\text{вых}}} \text{ [МПа]; } N_{\text{вых}} \text{ [кВт]}. \quad (3.1)$$

Полученное значение давления необходимо скорректировать по ряду номинальных давлений для ГЦ по ГОСТ 6540-68 (см. прил. 1). Принимается ближайшее значение  $p$ .

2. По усилию  $R_{p.x}$  и принятому давлению  $p$  определить требуемую площадь поршня ГЦ при рабочем ходе

$$F = \frac{R_{p.x}}{1000p} \text{ [м}^2\text{]; } R_{p.x} \text{ [кН]; } p \text{ [МПа]}, \quad (3.2)$$

где  $F_i = F_{\text{п}}$ , если рабочим является прямой ход ГЦ (см. рис. 3.2, а) и  $F_i = F_{\text{ш}}$ , если рабочим является обратный ход ГЦ (см. рис. 3.2, б).

3. Определить диаметры поршня  $D$  и штока  $d$  следующим путем:

а) для ГЦ с односторонним штоком ( $\phi = F_{ш}/F_{п} \neq 1$ ) при  $F_i = F_{п}$  вычислить диаметр поршня по площади  $F_{п}$  и принять ближайшее значение из ряда нормальных диаметров по ГОСТ 6540-68 (см. прил. 1).

Далее с учетом  $\phi = F_{ш}/F_{п}$  вычислить диаметр штока и принять ближайшее значение по ряду диаметров штоков по ГОСТ 6540-68 (см. прил. 1).

У ГЦ с прямым рабочим ходом (см. рис. 3.2, а) необходимо проверить шток на продольную устойчивость. Для этого можно воспользоваться номограммой [4] (см. прил. 2) или более точно расчетом согласно [5].

При использовании номограммы необходимо учитывать способ закрепления ГЦ, определяя приведенную величину хода поршня гидроцилиндра  $L_{пр} = LK_3$ , где  $L$  – требуемый (заданный) ход поршня ГЦ;  $K_3$  – коэффициент закрепления ГЦ на рабочей машине [4] (рис. 3.3).

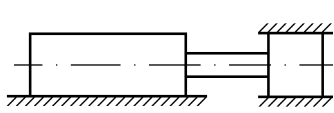
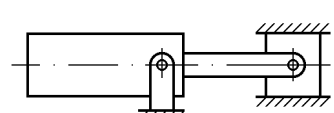
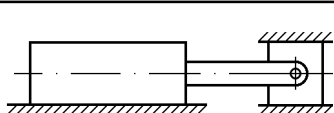
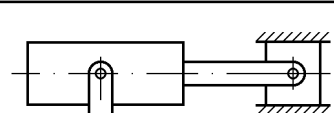
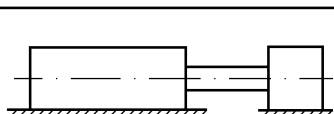
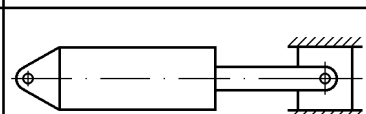
№ схемы	Способ закрепления ГЦ	$K_3$	№ схемы	Способ закрепления ГЦ	$K_3$
1		0,5	4		1
2		0,7	5		1,5
3		2	6		2

Рис. 3.3. Зависимость коэффициента  $K_3$  от способа закрепления ГЦ

Если диаметр штока окажется меньше допустимого, то необходимо увеличивать  $d$  и  $D$  с соблюдением отношения  $\phi$  (отклонения не более  $\pm 0,1$ ) до тех пор, пока не будет достигнута нормальная устойчивость штока;

б) для ГЦ с односторонним штоком ( $\varphi \neq 1$ ) при  $F_i = F_{ш}$ , используя отношение  $\varphi = F_{ш}/F_{п}$ , определить площадь  $F_{п}$  и далее выполнить последовательность выбора аналогично предыдущему пункту. Поскольку в этом случае на шток действует растягивающее усилие, то корректировать его диаметр по продольной устойчивости нет необходимости;

в) для ГЦ с двухсторонним штоком ( $\varphi = 1$ ) определить минимально допустимый диаметр штока по той же номограмме и принять ближайшее большее значение по ряду нормальных диаметров. Далее по расчетной площади  $F_i = F_{ш}$  и принятому  $d$  вычислить диаметр поршня  $D$ , округлив его до ближайшего значения по ряду нормальных диаметров.

После выбора  $d$  и  $D$  нужно определить фактическое значение площадей  $F_{п}$  и  $F_{ш}$  и их отношение  $\varphi$ . Далее необходимо вычислить требуемые величины давления и расхода жидкости при рабочем ходе ГЦ по формулам

$$p_T = \frac{R_{p.x}}{1000 F_i \eta_{гм}} \text{ [МПа]}; \quad (3.3)$$

$$Q_T = Q_p + \Delta Q_{ц} \text{ [л/мин]}, \quad (3.4)$$

$$\text{где } Q_p = 60\,000 V_p F_i \text{ – теоретическая подача}; \quad (3.5)$$

$$\Delta Q_{ц} = 0,127 \frac{R_{p.x}}{D} \text{ – утечки в ГЦ}; \quad (3.6)$$

$\eta_{гм}$  – гидромеханический КПД ГЦ.

Принимая для расчетов ГЦ нормальной точности изготовления, будем иметь  $\eta_{гм} = 0,96$  для ГЦ с односторонним штоком и  $\eta_{гм} = 0,94$  для ГЦ с двухсторонним штоком. Объемный КПД ГЦ составляет  $\eta_0 = 0,998$ .

В этих формулах  $R_{p.x}$  [кН];  $F_i$  [м<sup>2</sup>];  $V_p$  [м/с];  $D$  [мм].

Минимально допустимая толщина стенки корпуса ГЦ, выполненного из стали, определяется по формуле [5]:

$$\delta = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{100\sigma_{доп} + 0,4p}{100\sigma_{доп} - 0,3p}} - 1 \right), \quad (3.7)$$

где  $\sigma_{доп}$  – допустимое напряжение материала корпуса ГЦ;  $p$  – рабочее давление (рекомендуется принять равным  $1,2 p_T$ ).

Дополнительные сведения об элементах конструкции ГЦ (днище, крышка, уплотнения и др.) можно найти в [5].

### 3.2. Выбор параметров гидромотора

Основными параметрами для выбора гидромотора (ГМ) являются требуемый крутящий момент  $M_{р.х}$  и частота вращения вала  $n_p$ . Промышленностью выпускается широкий спектр гидромоторов, при выборе которых для конкретной машины необходимо учитывать момент инерции вращающихся масс, габариты, осевую нагрузку на вал и другие дополнительные условия, которые задаются в ТЗ. Необходимо обратить внимание на величину пускового момента гидромотора, который меньше  $M_{ном}$ , и сравнить его с крутящим моментом пуска рабочей машины. Если пусковой момент гидромотора меньше момента пуска рабочей машины, то такой ГМ применять нельзя.

Упрощенный вариант выбора ГМ предусматривает следующий порядок: из каталога [4, 8, 11] выбирается ГМ с большим ближайшим значением крутящего момента  $M_{ном}$ , причем требуемая частота вращения  $n_p$  должна быть в пределах допустимых частот вращения по паспортным данным ГМ.

После выбора ГМ следует выписать его паспортные данные и определить требуемые значения рабочего давления и расхода жидкости по формулам:

$$p_T = \frac{2\pi M_{р.х}}{q_M \eta_{ГМ}} \text{ [МПа];} \quad (3.8)$$

$$Q_T = Q_p + \Delta Q_M \text{ [л/мин]}, \quad (3.9)$$

$$\text{где } Q_p = 0,001 q_M n_p \text{ – рабочая подача;} \quad (3.10)$$

$$\Delta Q_M = 0,001 q_M n_M^{ном} \frac{M_{р.х}}{M_{ном}} \left( \frac{1}{\eta_{ом}} - 1 \right) \text{ – утечки в ГМ;} \quad (3.11)$$

$\eta_{ГМ}$  и  $\eta_{ом}$  – гидромеханический и объемный КПД ГМ.

В этих формулах  $M_{р.х}$  и  $M_{ном}$  [Н·м],  $n_p$  и  $n_M^{ном}$  [об/мин],  $q_M$  [см<sup>3</sup>/об].

В ряде случаев требуемая частота вращения  $n_p$  и номинальная частота вращения вала  $n_M^{ном}$  выбранного гидромотора могут существенно отличаться друг от друга, что приведет к снижению КПД

гидромотора. В этом случае рационально установить согласующий редуктор между рабочим органом машины и гидромотором и произвести перерасчет  $p_T$  и  $Q_T$ .

Для ряда приводов требуемые скорость ( $V_p$  или  $n_p$ ) и нагрузка ( $R_{p,x}$  или  $M_{p,x}$ ) могут быть представлены некоторым диапазоном:

$$V_p^{\min} \leq V_p \leq V_p^{\max} \text{ или } n_p^{\min} \leq n_p \leq n_p^{\max};$$

$$\text{и } R_p^{\min} \leq R_p \leq R_p^{\max} \text{ или } M_p^{\min} \leq M_p \leq M_p^{\max}.$$

В такой ситуации для принятия рационального решения по выбору насоса и способа регулирования целесообразно иметь скоростную характеристику гидродвигателя, описываемую зависимостями (3.4) или (3.9).

Скоростная характеристика гидромотора имеет вид, представленный на рис. 3.4.

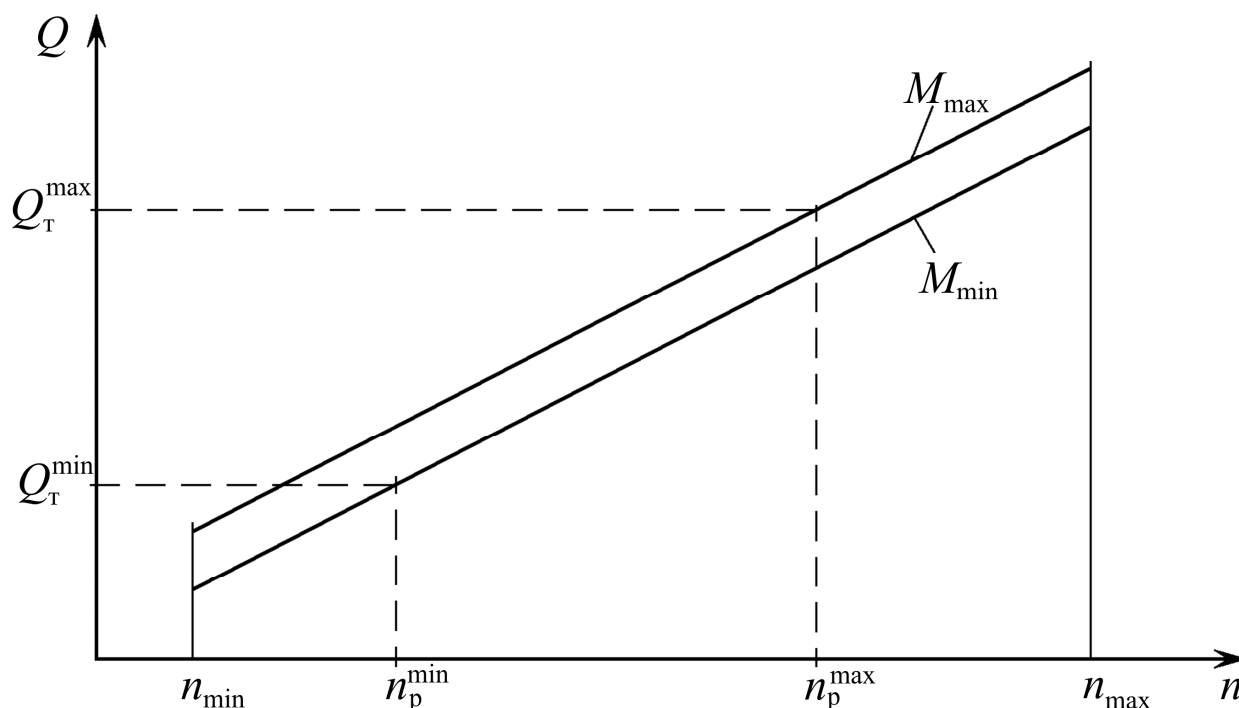


Рис. 3.4. Скоростная характеристика гидромотора

Скоростная характеристика строится для паспортного диапазона изменения скоростей выбираемого гидромотора (от  $n_{\min}$  до  $n_{\max}$ ) при  $M_{\max}$  и  $M_{\min}$  для проектируемого привода ( $M_{\max} \leq M_{\text{ном}}$ , где  $M_{\text{ном}}$  из паспорта гидромотора).

Отметив требуемый диапазон изменения скоростей проектируемого привода (от  $n_p^{\min}$  до  $n_p^{\max}$ ), получим диапазон требуемых

подач от  $Q_T^{\min}$  до  $Q_T^{\max}$ . По  $Q_T^{\max}$  будет выбран насос, а по диапазону изменения  $Q$  принято окончательное решение о способе регулирования.

#### 4. Выбор насоса

Дроссельный способ регулирования скорости предполагает использование нерегулируемого насоса, а машинный – регулируемого. При замкнутой схеме циркуляции жидкости насос должен быть еще и реверсивным (с переменным направлением подачи жидкости) (см. рис. 1.1, б и 1.6).

Решение принимается по величине  $N_{\text{вых}}$  [см. формулы (1.2) и (1.3)] в соответствии с приведенными в п. 1 рекомендациями.

Основными параметрами, обуславливающими выбор насоса, являются требуемая производительность  $Q_T$  и рабочее давление  $p_T$ . По численным значениям этих параметров в справочной литературе [4, 8, 11] выбирается насос с ближайшей большей подачей (в системе будут утечки, которые надо компенсировать) и номинальным давлением не менее требуемого давления ( $p_{\text{ном}} \geq p_T$ ).

Номинальное давление насоса, при котором он обеспечивает свою производительность, может существенно (иногда в несколько раз) превышать требуемое по расчету. Как следствие этого фактическая подача насоса при давлении меньше номинального давления насоса будет больше  $Q_{\text{ном}}$ , т. е. будет выбран насос с завышенной подачей. Для гидросистемы с нерегулируемым насосом «лишняя» подача, как правило, никак не используется, что приводит к перерасходу энергии и снижению КПД привода. Выбрать оптимальный вариант можно путем изменения частоты вращения вала насоса (применить приводной двигатель соответствующей частоты вращения или поставить между приводным двигателем и насосом согласующий редуктор), а также пытаться взять насос с меньшей номинальной подачей, но с достаточной фактической подачей. Во всех приведенных вариантах необходимо рассчитать характеристику удельной (фактической) подачи насоса по формуле

$$Q_{\text{нф}} = q_n n_n [U_n - (1 - \eta_{\text{он}}) \frac{P}{p_{\text{ном}}}] 10^{-3} \text{ [л/мин]}, \quad (4.1)$$

где  $q_n$  – рабочий объем (объемная постоянная) насоса, см<sup>3</sup>/об;  $n_n$  – номинальная частота вращения вала насоса, об/мин;  $U_n$  – пара-

метр регулирования насоса (для нерегулируемого насоса  $U_n = 1$ );  $\eta_{он}$  – объемный КПД насоса;  $p$  – давление на выходе насоса, МПа;  $p_{ном}$  – номинальное рабочее давление насоса, МПа.

При рассмотрении варианта изменения частоты вращения вала насоса в формулу (4.1) необходимо вместо  $p$  и  $Q_{нф}$  подставить  $p_T$  и  $Q_T$  соответственно и вычислить  $n_n$ .

Возможность использования насоса с меньшей номинальной подачей определяется путем подстановки в формулу (4.1)  $p_T$ . Если будем иметь  $Q_{нф} > Q_T$ , то насос можно применить.

Пример. Пусть необходимо иметь  $Q_T = 8,4$  л/мин при  $p_T = 20$  МПа. В каталоге находим два насоса с параметрами, приведенными в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Тип насоса	$Q_{ном}$ , л/мин	$p_{ном}$ , МПа	$q_n$ , см <sup>3</sup> /об	$n_n$ , об/мин	$\eta_{он}$	$\eta$
НА-6.3/32М2	8,3	32	6,3	1500	0,84	0,77
50НР6.3	8,6	50	6,3	1500	0,92	0,91

Фактические подачи этих насосов, вычисленные по формуле (4.1), при  $p_T = 20$  МПа составили: у НА-6.3/32М2 –  $Q_{нф} = 8,5$  л/мин, а у 50НР6.3 –  $Q_{нф} = 9,15$  л/мин. Таким образом, имеется возможность использовать насос НА-6.3/32М2. Однако необходимо иметь в виду, что при увеличении давления до  $p = 24$  МПа (что соответствует предварительному максимальному давлению на выходе из насоса  $p_{max} = 1,2p_T$ ) подача этого насоса уже составит всего 8,3 л/мин.

При проектировании гидропривода конкретной машины кроме этих параметров необходимо учитывать такие факторы, как плавность подачи жидкости, габариты и вес насоса, КПД, традиции отрасли, ресурс работы, стоимость, требования к очистке жидкости, шум и другие параметры, определяемые техническим заданием на проектирование машины.

Для удобства выполнения дальнейших расчетов необходимо в формулу (4.1) подставить все численные значения параметров, кроме  $p$  и  $U_n$ , и получить характеристику фактической подачи насоса в общем виде

$$Q_{нф} = A - Bp_n \quad \text{или} \quad Q_{нф} = AU_n - Bp_n. \quad (4.2)$$

При использовании замкнутой схемы циркуляции жидкости кроме основного насоса необходимо выбрать подпиточный насос,

который должен компенсировать утечки из основной гидросистемы, а также создавать подпор на всасе основного насоса. Утечки в основном происходят из насоса и гидромотора. Поэтому производительность подпиточного насоса определяется как сумма утечек из этих гидромашин

$$Q_{\text{пн}} \geq [q_{\text{н}} n_{\text{н}} \frac{p_{\text{т}}}{p_{\text{ном}}} (1 - \eta_{\text{он}}) + q_{\text{м}} n_{\text{м}} \frac{M_{\text{р.х}}}{M_{\text{ном}}} (\frac{1}{\eta_{\text{ом}}} - 1)] 10^{-3}. \quad (4.3)$$

Размерности параметров, входящих в формулу, те же, что и в предыдущих выражениях. Рабочее давление подпиточного насоса должно составлять не менее 0,5 МПа.

В ситуации, описанной выше, когда требуемые скорость и нагрузка могут быть представлены некоторым диапазоном, целесообразно проанализировать характеристику фактической подачи насоса, описываемую зависимостью (4.1). График этой зависимости представлен на рис. 4.1, а.

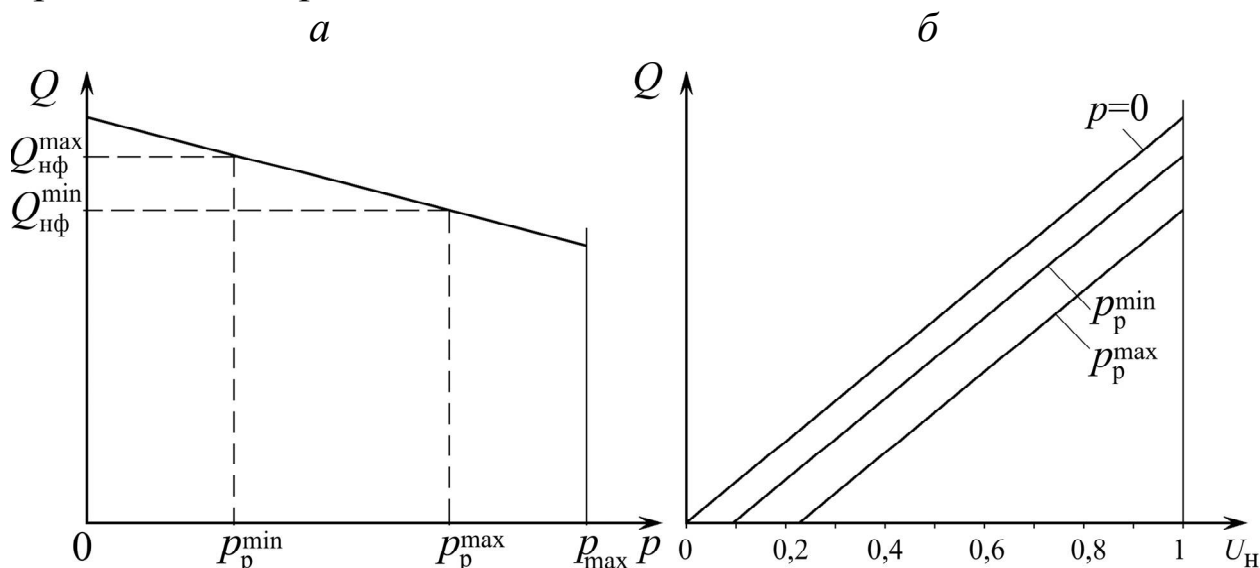


Рис. 4.1. Характеристики насоса:  
а – фактической подачи; б – регулировочная

Характеристика фактической подачи насоса позволяет оценить величину изменения производительности насоса в диапазоне рабочих нагрузок проектируемой гидросистемы. Так график (см. рис. 4.1, а) показывает, что в диапазоне рабочих давлений (от  $p_p^{\text{min}}$  до  $p_p^{\text{max}}$ ) фактическая подача насоса будет изменяться от  $Q_{\text{нф}}^{\text{max}}$  до  $Q_{\text{нф}}^{\text{min}}$ , что повлечет за собой изменение скорости движения гидро-

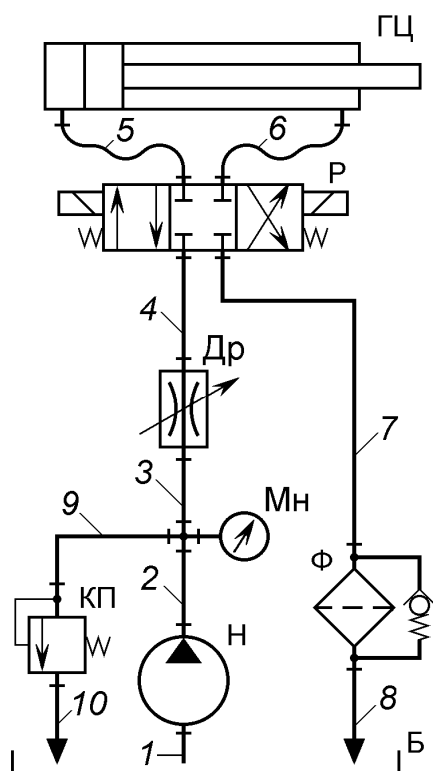


двигателя. Необходимо сопоставить диапазон изменения подачи насоса с диапазоном требуемых подач от  $Q_T^{\min}$  до  $Q_T^{\max}$  (см. рис. 3.4). Очевидно, что максимальная и минимальная фактические подачи насоса должны быть не меньше соответствующих требуемых подач.

При использовании регулируемого насоса требуется дополнительно оценить возможный диапазон регулирования подачи насоса. Для этого анализируется регулировочная характеристика насоса  $Q = f(U_H)$ , имеющая вид, представленный на рис. 4.1, б.

## 5. Определение максимальных расходов и давлений по участкам гидросистемы

Для дальнейшего выбора элементов гидросистемы необходимо определить максимальные расходы и давления по ее участкам. Пример разбивки гидросистемы с разомкнутой циркуляцией жидкости на участки показан на рис. 5.1.



Параметры участков

Номер линии	$Q_{\max}$	$p_{\max}$	Количество соединений
1	$Q_{\text{нф}}$	0	1 штуцер
2	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_T$	1 штуцер 1 крестовина
3	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_T$	2 штуцера
4	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_T$	2 штуцера
5	$Q_{\text{нф}}/\varphi$	$1,2p_T$	2 штуцера
6	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_T$	2 штуцера
7	$Q_{\text{нф}}/\varphi$	0,5МПа	2 штуцера
8	$Q_{\text{нф}}/\varphi$	0,5МПа	1 штуцер
9	$Q_{\text{нф}}$	$1,2p_T$	2 штуцера
10	$Q_{\text{нф}}$	0,5МПа	1 штуцер

Рис. 5.1. Принципиальная схема гидросистемы с разомкнутой циркуляцией жидкости и параметры ее участков

Максимальное давление гидросистемы ограничивается настройкой предохранительного или переливного клапана и возникает при остановке (стопорении) гидродвигателя. На данном этапе рас-

четов максимальное давление следует принимать равным  $p_{\max} = 1,2p_T$ .

Максимальный расход рабочей жидкости по всасывающей и напорной магистралям гидросистемы принимают равным номинальной производительности насоса при действующей нагрузке ( $R_{p,x}$  или  $M_{p,x}$ ), когда параметр регулирования насоса ( $U_H$ ) или дросселя ( $U_{др}$ ) будет равен единице.

В гидросистеме с замкнутой циркуляцией жидкости (рис. 5.2) основные трубопроводы 1...4 могут находиться под давлением  $p_{\max}$ , а расходы в них составят  $Q_{нф}$ . При определении  $Q_{нф}$  следует брать  $U_H = 1$  и  $p_H = p_T$ . В трубопроводах 5 и 6 расходы равны  $Q_{пн}$ , а давление – 0,5 МПа.

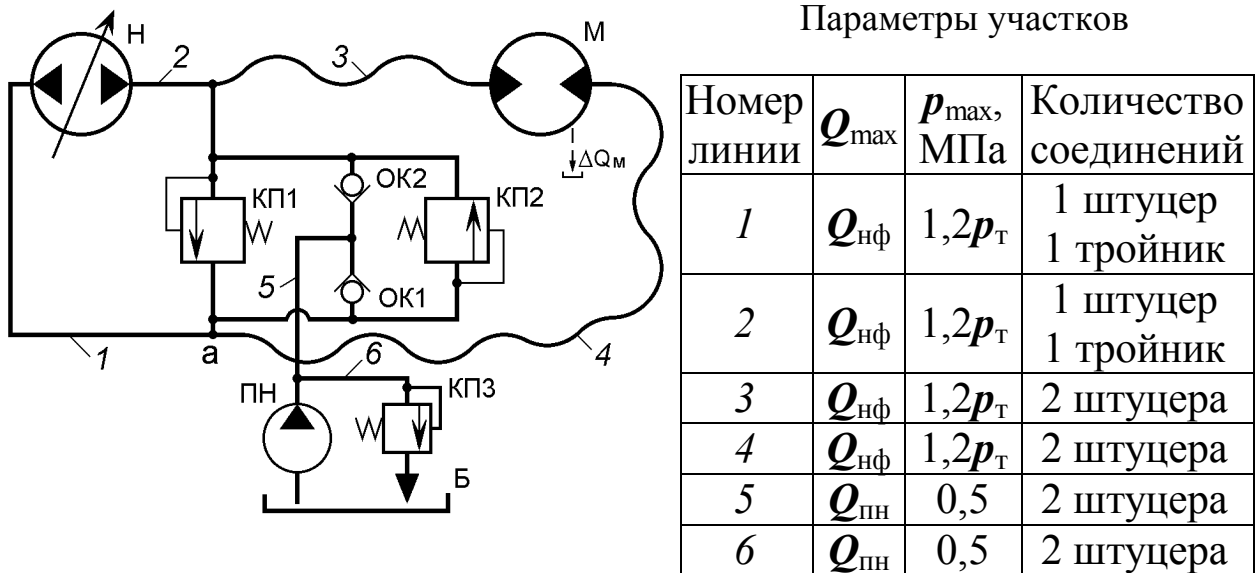


Рис. 5.2. Принципиальная схема гидросистемы с замкнутой циркуляцией жидкости и параметры ее участков

## 6. Выбор рабочей жидкости

От свойств рабочей жидкости (РЖ) существенно зависят эксплуатационные качества, КПД и долговечность работы гидросистемы. Наиболее чувствительными к качеству РЖ являются насосы и гидромоторы, в паспортных данных которых приведены рекомендуемые сорта РЖ и тонкость фильтрации.

В целях упорядочения номенклатуры рабочих жидкостей в отечественной практике введены несколько ГОСТов на масла, которые соответствуют международным стандартам по вязкости (ISO 3448-75) и по эксплуатационным свойствам (ISO 60-74), что позволяет решить вопросы взаимозаменяемости масел большинства

отечественных и зарубежных фирм. Принципиальным отличием новых ГОСТов является то, что жидкости классифицируются по вязкости при 40 °С, а не при 50 °С, как было ранее. Это несколько усложняет вопросы проектирования и эксплуатации гидросистем, т. к. для подавляющего большинства гидроаппаратов паспортные значения характеристик соответствуют температуре 50 °С.

Ключевым моментом для выбора рабочих жидкостей гидроприводов является установление оптимальной вязкости и индекса вязкости.

В зависимости от величины кинематической вязкости при 40 °С масла делятся на следующие классы (цифра обозначает среднюю кинематическую вязкость в сСт): 2; 3; 5; 7; 10; 15; 22; 32; 46; 68; 100; 150; 220; 320; 460; 680; 1000; 1500. Наиболее широка номенклатура индустриальных масел, которые в зависимости от назначения и эксплуатационных свойств подразделяют на группы Л, Г, Н и Т (ГОСТ 17479.4-87): Л – применяются в легконагруженных узлах трения; Г – для гидравлических систем; Н – для направляющих скольжения; Т – в тяжелонагруженных узлах трения. Каждая группа по условиям работы делится на подгруппы: А – без присадок; В – с антиокислительными и антикоррозионными присадками; С – с антиокислительными и противоизносными присадками; D – с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками; E – с антиокислительными, адгезионными, противоизносными, противозадирными и стабилизирующими присадками.

В соответствии с такой классификацией пример обозначения широкоприменяемого масла И-20А будет записан так: И-Г-А-32, где И – индустриальное, Г – гидравлическое, А – без присадок, 32 – класс вязкости.

Индустриальные масла имеют относительно невысокий индекс вязкости, который характеризует пологость кривой вязкости масла, т. е. зависимость вязкости от температуры. Индекс вязкости является относительной величиной, показывающей степень изменения вязкости от температуры. Определение индекса вязкости поясняется рис. 6.1, где кривая 1 (в логарифмической шкале почти прямая) соответствует эталонной группе жидкостей с индексом вязкости 0, а кривая 3 – с индексом вязкости 100.

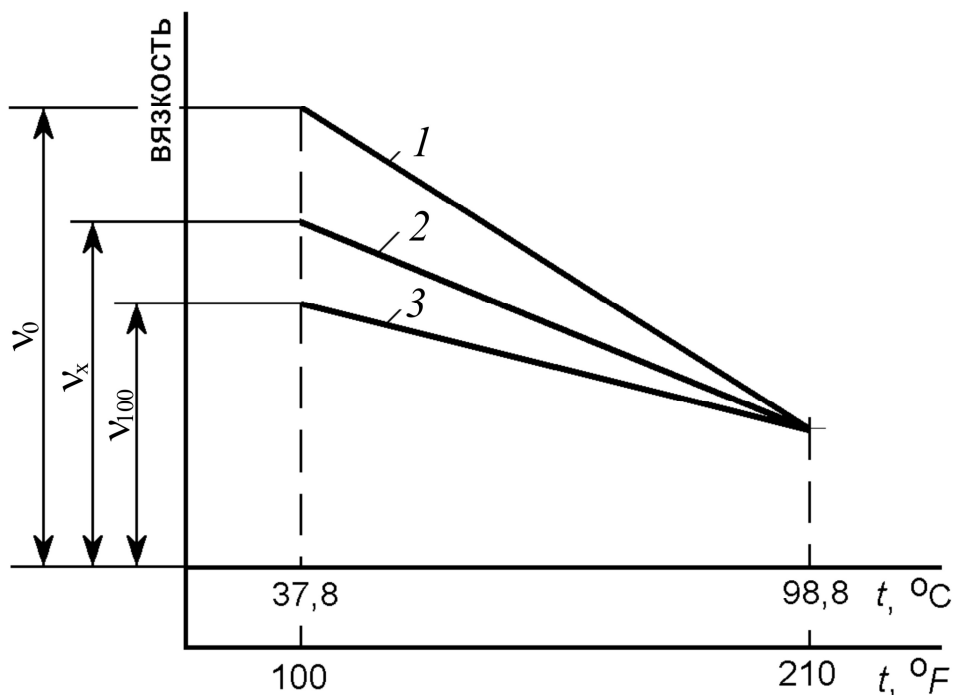


Рис. 6.1. Схема определения индекса вязкости

Чем выше температурная кривая, тем больший температурный диапазон окружающей среды допустим для этой жидкости.

Индекс вязкости произвольной жидкости (кривая 2) вычисляют по формуле

$$ИВ = \frac{v_M - v_X}{v_M - v_{100}} 100. \quad (6.1)$$

При разработке шкалы индексов вязкости предполагалось, что все масла будут иметь индекс вязкости от 0 до 100. Однако прогресс в области нефтехимии привел к появлению жидкостей с индексом вязкости 130 и более. Возможно и наличие жидкостей с отрицательными индексами вязкости, поскольку шкала основана на произвольно выбранных эталонах, что является недостатком этого показателя.

Для разработки жидкостей на нефтяной основе Убелло-де-Вальтером получена эмпирическая зависимость вязкости от температуры (известная как уравнение Вальтера)

$$\lg \lg(v+K) = m - n \lg T, \quad (6.2)$$

где  $v$  — кинематическая вязкость, сСт;  $K$  — универсальная постоянная величина (при  $v > 1,5$  сСт,  $K = 0,6$ );  $m$  и  $n$  — постоянные величины, характеризующие конкретную жидкость;  $T = 273 + t$  °C — абсолютная температура, К.

Величины  $m$  и  $n$  могут быть определены по двум известным точкам температурной кривой ( $\nu_1; T_1$  и  $\nu_2; T_2$ ) совместным решением двух уравнений вида (5.2) и имеются в справочной литературе. При известных  $m$  и  $n$  вязкость жидкости при любой другой температуре можно вычислить по формуле

$$\nu = 10^{[10^{m-n \cdot \lg(273+t)}] - 0,6} \text{ [мм}^2/\text{с} = \text{сСт]}, \quad (6.3)$$

где  $t$  – расчетная температура жидкости, °С.

Рабочую температуру жидкости в системе принимают  $t_{\text{ж}} = 50$  °С при температуре окружающей среды  $t_0 \leq 20$  °С, а при  $t > 20$  °С следует принять  $t_{\text{ж}} = t_0 + 30$  °С.

Применение РЖ с пониженной вязкостью приводит к возрастанию утечек в системе, а повышенная вязкость увеличивает потери давления в гидрелиниях. Оптимальную вязкость можно предварительно оценить по формуле, учитывающей давление в системе и температуру окружающей среды:

$$\nu = (10 + 2,5p_{\text{max}})(1 + t_0/120) \text{ [мм}^2/\text{с} = \text{сСт]}. \quad (6.4)$$

По расчетной вязкости выбирают РЖ с ближайшим значением кинематической вязкости и температурой застывания не менее чем на 10 °С ниже заданной температуры окружающей среды. При выборе следует учесть, что промышленные масла серии **И** можно использовать при  $t_{\text{ж}}$  не более 60 °С. Более высокие температуры приводят к быстрому окислению и старению этих масел.

Выбранную жидкость проверяют по двум факторам: по рекомендуемому диапазону вязкости  $\nu_p$  при работе насоса или мотора и по допускаемой вязкости  $\nu_n$  при пуске насоса. Для этого в формулу (6.3) необходимо подставить вначале рабочую температуру жидкости в системе, а затем температуру окружающей среды.

Если вязкость РЖ при температуре окружающей среды будет больше  $\nu_n$ , то следует принять другую РЖ с более низкой температурой застывания. Вязкость РЖ, определенная при  $t_{\text{ж}}$ , должна быть в пределах  $\nu_p$ . При несоблюдении этого условия выбирают другую РЖ с ближайшей большей (или меньшей) вязкостью, которую также проверяют по вышеперечисленным формулам.

Для дальнейших расчетов принимают вязкость, вычисленную при  $t_{\text{ж}}$ , и плотность  $\rho$ , соответствующую рабочей температуре.

## 7. Выбор дросселя

Дроссельный способ регулирования скорости движения гидродвигателя, как отмечалось в п. 1, отличается не только простой конструкцией используемых гидромашин и гидроаппаратов, но и высокими затратами энергии. Поэтому выбор дросселя является ответственной задачей.

При последовательной установке (рис. 7.1) дроссель изменяет характеристику системы  $Q_c = f(p)$  как дополнительное сопротивление. Получается семейство характеристик с рабочими точками 1, 2,  $i \dots$  (рис. 7.2).

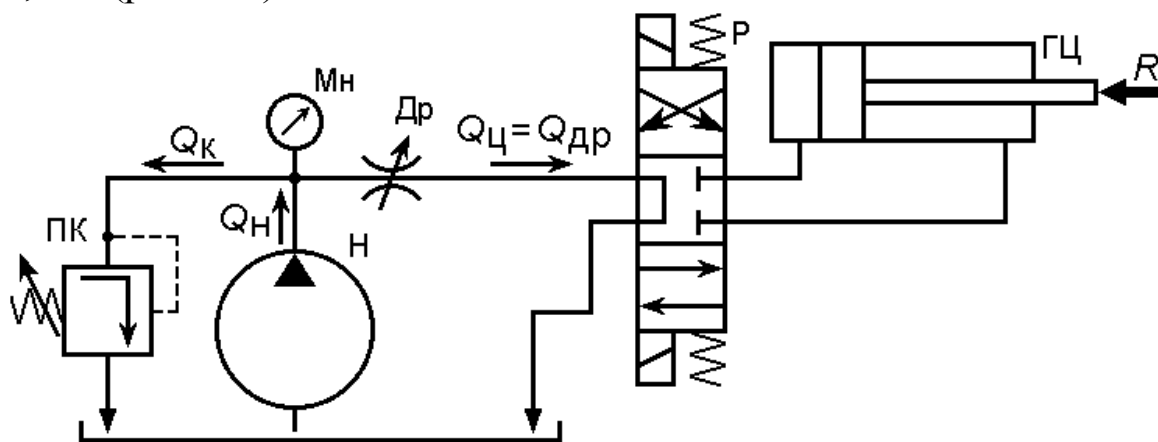


Рис. 7.1. Дроссель в напорной магистрали

Полностью открытому дросселю соответствует точка 1. В начальный момент прикрытия дросселя (от точки 1 до точки 2) из-за жесткости характеристики насоса  $Q_H = f(p)$  изменение подачи, а следовательно, и скорости движения поршня ГЦ, происходит незначительно. Зато растет давление, которое в точке 2 становится равным давлению  $p_K$  настройки клапана ПК. С этого момента ( $U_{дрн}$ ) начинается собственно регулирование. ПК срабатывает и начинает пропускать жидкость. Это приводит к появлению в гидросистеме параллельного с основным участка с характеристикой  $Q_K = f(p)$ . Суммарная характеристика разветвления пересекает характеристику насоса в точке  $i$ . Через клапан расход составит  $Q_{K_i}$ . Таким образом, подача в ГЦ уменьшится. При полностью закрытом дросселе вся подача насоса будет идти через клапан. Это точка с на графике.

Как видно из графика, система все время находится под давлением, превышающим рабочее давление  $p_r$ .

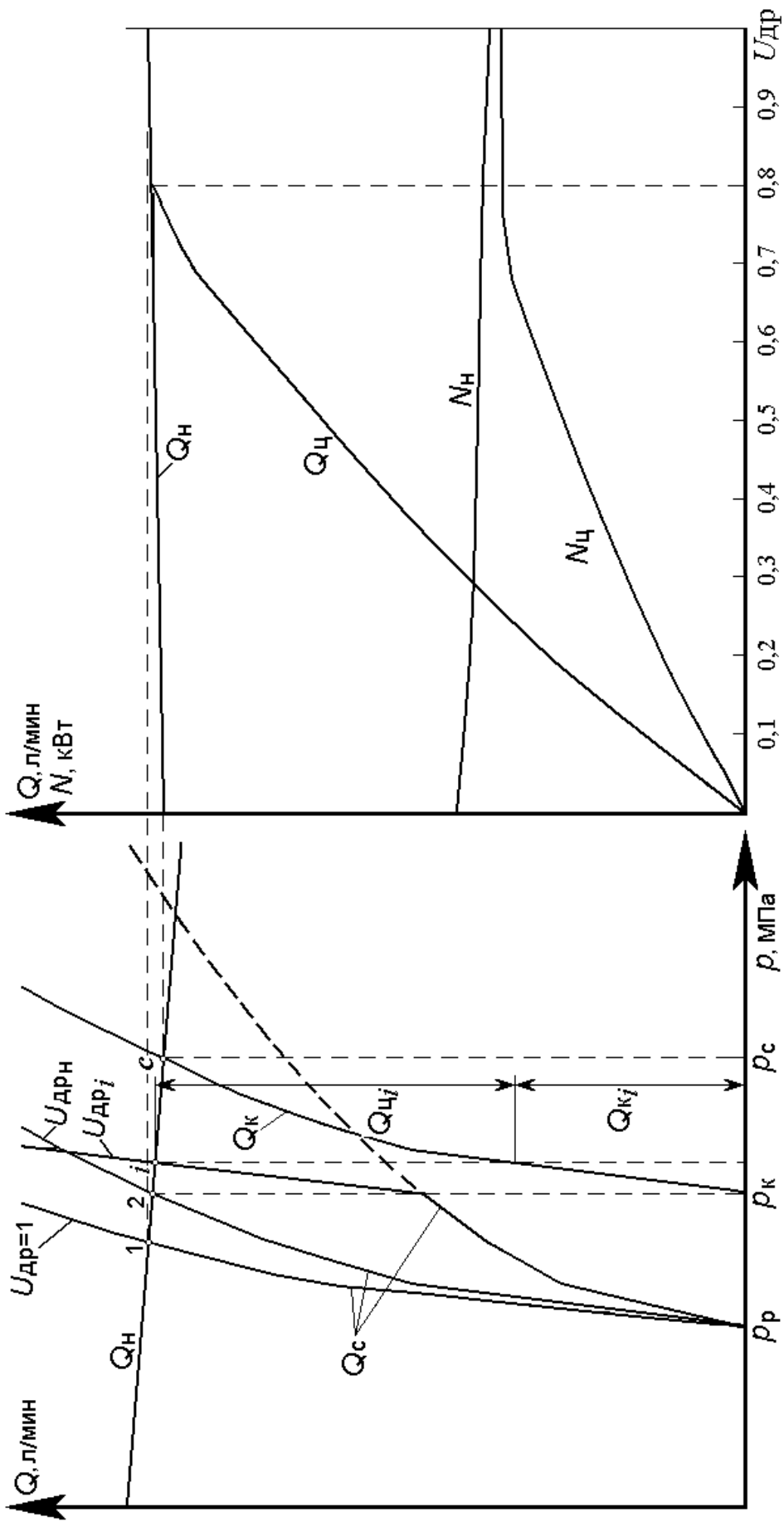


Рис. 7.2. Характеристики гидросистемы при последовательной установке дросселя

Мощность, затрачиваемая насосом, превышает полезную мощность, потребляемую гидродвигателем.

Из вышеизложенного следует, что дроссель следует выбирать по требуемому расходу  $Q_T$  и рабочему давлению в магистрали, где он установлен. При этом рабочее давление больше  $p_T$ . Следует иметь в виду, что при выборе предпочтение следует отдать дросселю с ближайшим меньшим расходом. Это уменьшит нерегулируемую зону и позволит несколько увеличить жесткость механической характеристики.

В схемах с последовательной установкой дросселя в сливной магистрали необходимо учитывать возможность возникновения высокого давления перед дросселем. Такая вероятность существует при резком падении нагрузки или при возможности возникновения знакопеременной нагрузки. В таких случаях необходимо предусмотреть установку предохранительного клапана перед дросселем.

При параллельной установке (рис. 7.3) дроссель изменяет характеристику системы  $Q_c = f(p)$ , образуя параллельный участок с характеристикой  $Q_{др} = f(p)$ .

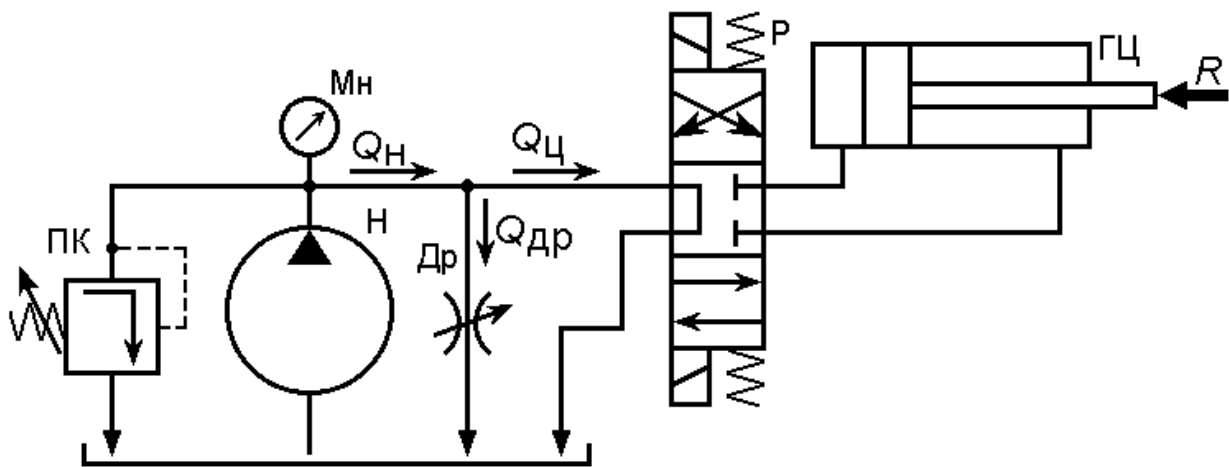


Рис. 7.3. Дроссель в ответвлении

Получается семейство характеристик с рабочими точками 0...10 (рис. 7.4).

Полностью закрытому дросселю соответствует точка 0.

При  $U_{др} > 0,9$  вся жидкость идет через дроссель в бак.

Давление в системе ограничивается настройкой предохранительного клапана ПК.



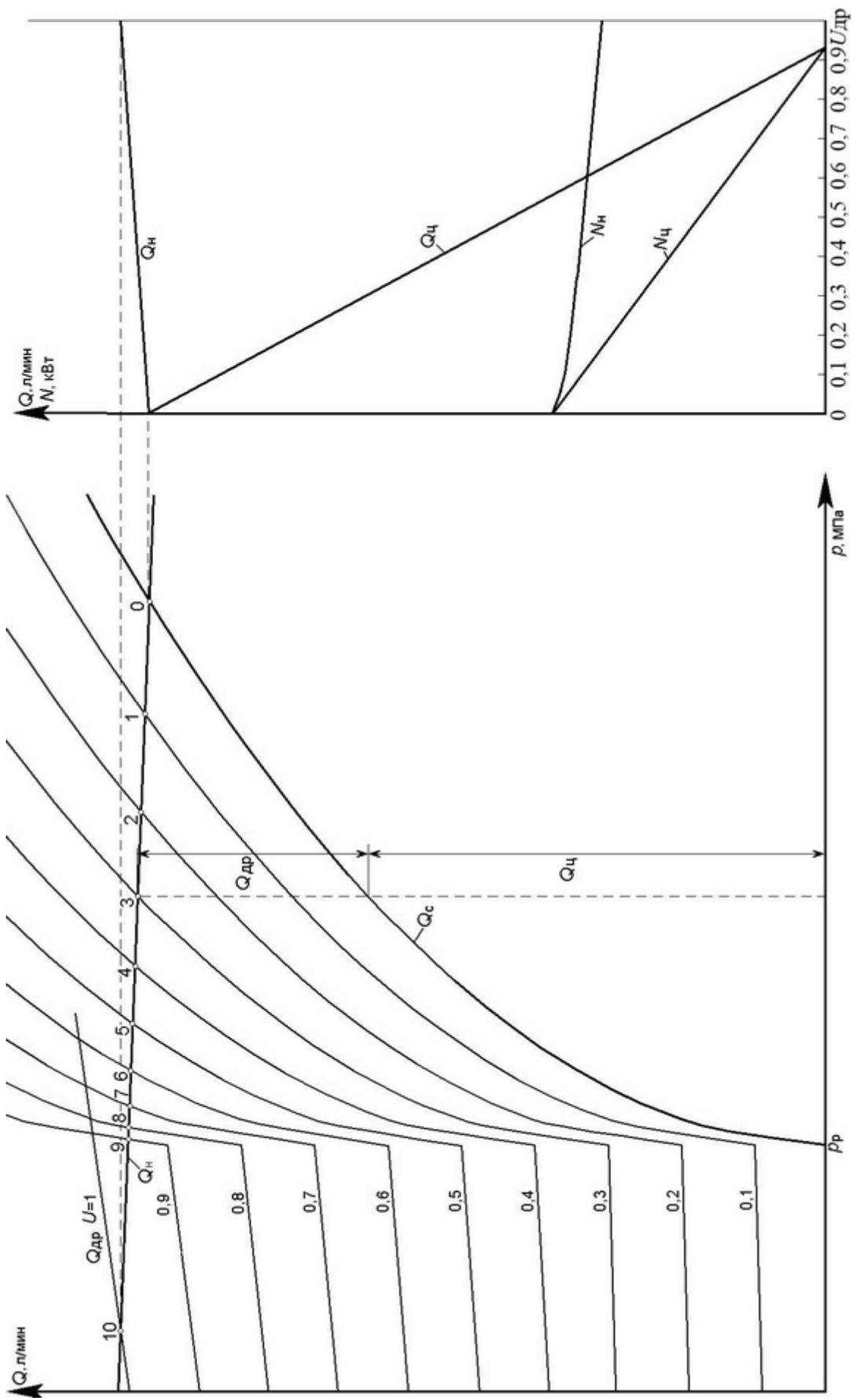


Рис. 7.4. Характеристики гидросистемы при установке дросселя в ответвлении

При параллельной установке дроссель должен обеспечивать полный слив жидкости от насоса при рабочем давлении  $p_T$ , т. е. при  $U_{др} = 1$  должно быть  $Q_{др} = Q_n$ . Это позволит получить изменение скорости гидродвигателя от нуля до максимального значения при закрытом дросселе ( $U_{др} = 0$ ).

В этом случае требуемый расход жидкости через полностью открытый дроссель можно определить исходя из следующих соотношений.

Перепад давления на дросселе при пропуске через него требуемого расхода  $Q_{тр}$  определяется зависимостью

$$\Delta p_{др} = \Delta p_{др}^{ном} \left( \frac{Q_{тр}}{Q_{др}^{ном}} \right)^2, \quad (7.1)$$

где  $\Delta p_{др}^{ном}$  и  $Q_{др}^{ном}$  – номинальные ( типовые ) перепад давления и расход дросселя.

В соответствии с номенклатурой серийно выпускаемых дросселей среднее значение перепада давления составляет  $(\Delta p_{др}^{ном})_{ср} = 0,26$ .

Тогда формула (7.1) для параллельной установки дросселя

примет вид

$$p_T = 0,26 \left( \frac{Q_n}{Q_{др}^{ном}} \right)^2,$$

откуда требуемый номинальный расход через дроссель будет равен

$$Q_{др}^{ном} = \frac{0,5Q_T}{\sqrt{p_T}} \quad [\text{л/мин}]; \quad Q_T \quad [\text{л/мин}]; \quad p_T \quad [\text{МПа}]. \quad (7.2)$$

По полученному значению  $Q_{др}^{ном}$  выбирается дроссель с ближайшим большим номинальным расходом.

После выбора дросселя определяется максимальная площадь проходного сечения  $f_{max}$  по формуле

$$f_{max} = \frac{Q_{ном}}{1,9\sqrt{\Delta p_{ном}}} \quad [\text{мм}^2]; \quad Q \quad [\text{л/мин}]; \quad p \quad [\text{МПа}], \quad (7.3)$$

где  $Q_{ном}$  и  $\Delta p_{ном}$  – номинальные расход и перепад давления выбранного дросселя.

В гидросистемах, у которых рабочее давление может изменяться в достаточно широких пределах вследствие действия переменной нагрузки на рабочем органе, получить требуемую скорость

движения можно при использовании вместо дросселя *регулятора расхода* [1, 2].

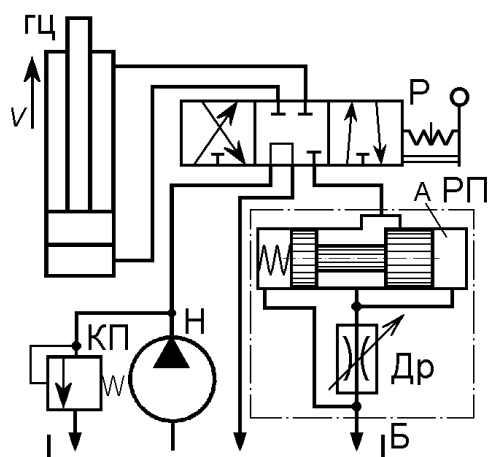


Рис. 7.5. Схема гидросистемы с регулятором расхода

Регулятор расхода позволяет установить требуемую скорость движения гидродвигателя и поддерживать ее постоянной при изменении нагрузки.

Принимая решение об установке регулятора расхода РП последовательно в сливной магистрали (рис. 7.5), надо иметь в виду, что при нейтральной позиции распределителя **Р** давление в камере **А** регулятора падает до нуля и золотник регулятора под действием пружины

сместится вправо, полностью открыв входное сечение. Это приведет к тому, что при включении подачи поршень гидроцилиндра тронется с места рывком с большой скоростью. Только после восстановления давления в камере **А** регулятор расхода начнет работать. Для исключения такой ситуации целесообразно установить на выходе регулятора расхода подпорный клапан, который позволит оставлять в камере **А** рабочее давление.

## 8. Выбор обратного клапана

При дроссельном способе регулирования скорости движения гидродвигателя в схемах с односторонним регулированием параллельно дросселю устанавливается обратный клапан. Пример такого варианта приведен на рис. 8.1.

В этом случае можно выбрать дроссель со встроенным обратным клапаном по изложенной в п. 7 методике или отдельный обратный клапан. Выбор обратного клапана осуществляется по расходу и давлению в магистрали, где он будет установлен (см. табл. на рис. 5.1 или 5.2).

В гидравлических системах с переменным направлением циркуляции рабочей жидкости обратные клапаны могут использоваться для автоматического подключения клапанов или других гидроаппаратов к магистрали, которая в данный момент оказывается под дав-

лением. Примером может служить гидросхема, приведенная на рис. 1.6.

В этой гидросистеме четыре обратных клапана (ОК1–ОК4). Обратные клапаны ОК1 и ОК2 обеспечивают подсоединение подпиточного насоса Нп к магистрали, являющейся в данный момент всасывающей, а обратные клапаны ОК3 и ОК4 подсоединяют предохранительный клапан ПК к магистрали, находящейся под давлением.

Объединение этих четырех обратных клапанов в общий корпус позволяет получить компактный аппарат, называемый *выпрямительной плитой*.

На рис. 8.2 приведена конструктивная схема выпрямительной плиты Z4S фирмы «ГЛ. Рекрот ГмбХ». Независимо от того, через какое отверстие (А или Б) будет подаваться жидкость от насоса, поток жидкости будет всегда выходить из отверстия В и возвращаться в отверстие Г.

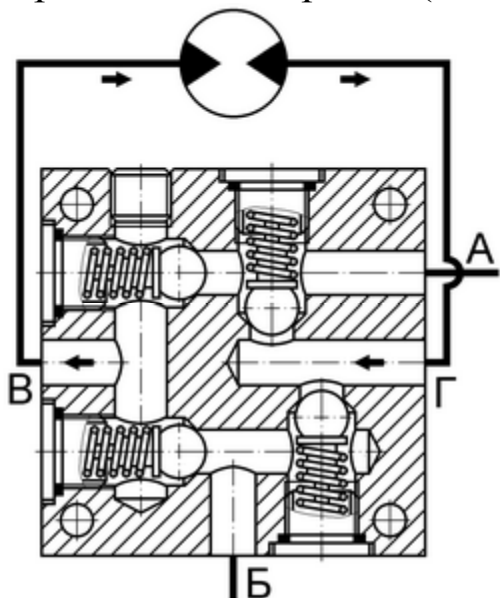


Рис. 8.2. Выпрямительная плита Z4S

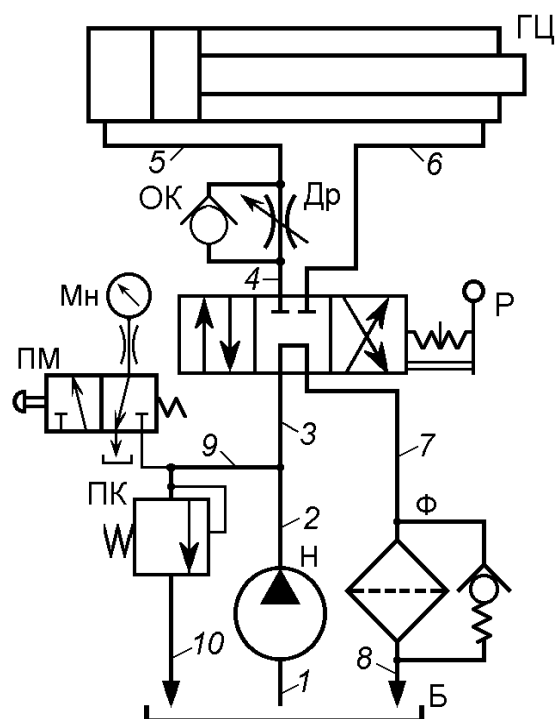


Рис. 8.1. Схема использования обратного клапана

На практике находят применение управляемые обратные клапаны, которые называются *гидрозамками*.

Основным назначением гидрозамка является запираение рабочих полостей (камер) гидродвигателей при прекращении подачи в них потока рабочей жидкости. Этим обеспечивается жесткая фиксация поршня гидроцилиндра или вала гидромотора и связанного с ними рабочего механизма.

Особенно эффективно применение гидрозамков в грузоподъемных механизмах (гидродомкрат, ле-

Особенно эффективно применение гидрозамков в грузоподъемных механизмах (гидродомкрат, ле-

бедка и т. п.), когда аварийное прекращение подъема груза не приводит к его падению.

На рис. 8.3 приведена схема, в которой используется гидрозамок для запираания одной полости гидроцилиндра (односторонний гидрозамок). Чтобы избежать самопроизвольного опускания поршня гидроцилиндра ГЦ, нижняя полость запирается гидрозамком ГЗ. Это происходит во всех случаях, когда в магистралях 1 и 2 отсутствует давление.

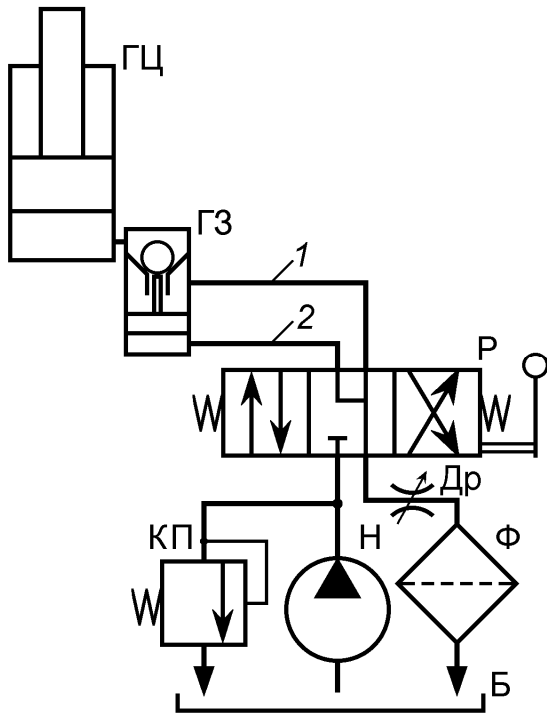


Рис. 8.3. Схема гидродомкрата

Произойдет соединение рабочей полости гидроцилиндра с баком. Поршень гидроцилиндра будет опускаться вниз.

Установленный в сливной магистрали регулируемый дроссель Др позволяет управлять скоростью опускания поршня гидроцилиндра.

Двухсторонние гидрозамки обеспечивают запираание двух полостей гидродвигателя. Пример применения такого гидрозамка приведен на рис. 10.4, б.

## 9. Выбор гидрораспределителя

Схема исполнения распределителей выбирается в соответствии с общими требованиями к циклу работы по рекомендациям, приведенным в п. 2 по табл. 2.1.

В данной гидросистеме при нейтральном (среднем) положении распределителя Р магистрали 1 и 2 соединены со сливом и гидрозамок заперт. При переводе распределителя Р в правую позицию рабочая жидкость от насоса Н по магистрали 1 поступит в гидрозамок, который пропустит ее в поршневую полость гидроцилиндра. Произойдет подъем поршня гидроцилиндра.

Если распределитель Р перевести в левую позицию, то рабочая жидкость от насоса по магистрали 2 поступит в нижнюю полость гидрозамка и он откроется.

Требуемые параметры распределителя (расход и давление) определяются по таблицам рис. 5.1 или рис. 5.2. Паспортные данные выбранного распределителя должны быть равны или больше требуемых. При этом необходимо ориентироваться на номинальный расход, рекомендуемый заводом-изготовителем.

Для выбранного распределителя необходимо записать схему шифровки его обозначения, что позволит однозначно описать его по всем конструктивным параметрам [4, 12, 15]. Это особенно важно при заказе на покупку распределителя.

Предупреждение! Когда выходным звеном является гидромотор, нельзя использовать распределитель со схемой, запирающей отводы, так как инерционность рабочего органа с большей маховой массой может вывести из строя гидромотор.

## 10. Выбор предохранительного (переливного) клапана

Во всех гидросистемах необходимо обязательно иметь устройство, которое будет защищать ее от чрезмерного давления при возникновении нагрузки, превышающей допустимую. Именно эту функцию выполняют *предохранительные клапаны*.

Их назначение заключается в ограничении давления в гидросистеме на заданном безопасном уровне путем отвода потока жидкости из напорной (нагнетающей) магистрали на слив в бак автоматически при возникновении нагрузки, превышающей допустимую. Ограничение давления обеспечивается направлением всей подачи насоса в бак. В результате рабочий орган останавливается, не пытаясь преодолеть чрезмерную нагрузку. Предохранительные клапаны срабатывают эпизодически только в аварийной ситуации. Поэтому от них требуется высокая герметичность и быстрота срабатывания. Этим условиям отвечают клапаны с шариковым и коническим (игольчатым) запирающими элементами.

В гидросистемах с последовательной установкой дросселя (см. рис. 1.2) клапан кроме защитных функций осуществляет сброс части жидкости в бак в процессе регулирования скорости движения гидродвигателя. Таким образом, он оказывается большую часть времени работы гидросистемы в открытом положении. Поэтому такой клапан называют *переливным*. От него требуется не высокая герметичность, а устойчивость к продольным и поперечным коле-

баниям запирающего элемента. Это достаточно успешно выполняют клапаны с золотниковым запирающим элементом.

Кроме названных выше клапанов в гидросистемах находят применение *клапаны разности давления*. На рис. 10.1 приведены варианты исполнения по схемам клапана типа Г54-3.

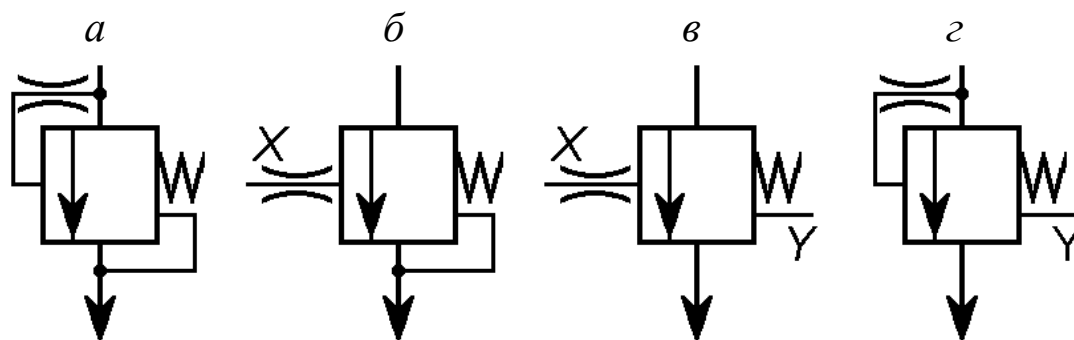


Рис. 10.1. Исполнение по схемам клапанов типа Г54-3

Клапан исполнения рис. 10.1, *а* обеспечивает поддержание заданной разности давления в подводимом и отводимом потоках

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

где  $p_{\text{вх}}$  и  $p_{\text{вых}}$  – давления на входе и выходе клапана;  $R_{\text{пр}}$  – настраиваемое усилие рабочей пружины клапана.

Клапан исполнения рис. 10.1, *б* будет пропускать поток только при достижении в линии управления *X* давления

$$p_x \geq p_{\text{вых}} + R_{\text{пр}}.$$

Клапан исполнения рис. 10.1, *в* будет пропускать поток только при достижении в линии управления *Y* давления

$$p_x \geq p_y + R_{\text{пр}},$$

где  $p_y$  – давление в линии управления *Y*.

Клапан исполнения рис. 10.1, *г* будет пропускать поток только при достижении в подводимом потоке давления

$$p_{\text{вх}} \geq p_y + R_{\text{пр}}.$$

В клапане типа Г54-3 приведенные различные исполнения по схемам обеспечиваются путем перестановок резьбовых пробок в каналах его корпуса. На рис. 10.2 приведен пример гидросхемы, в котором используются клапаны с разной схемой исполнения [4].

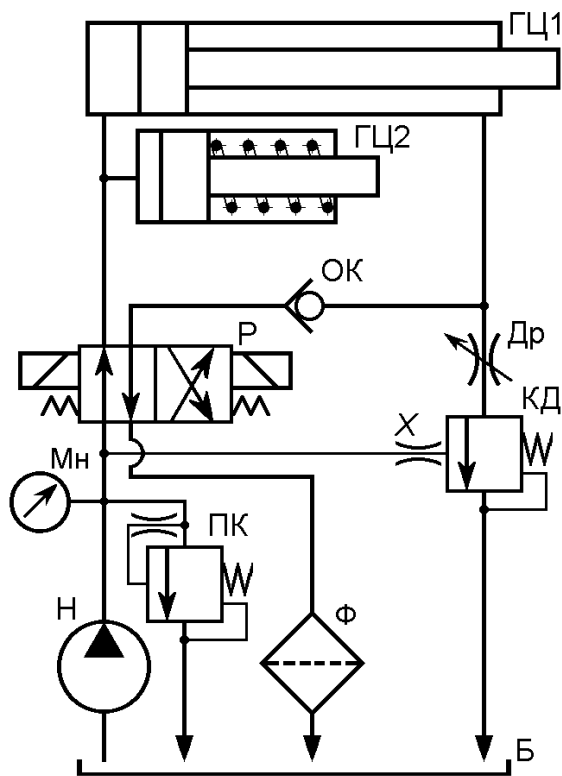


Рис. 10.2. Схема применения клапана типа Г54-3

В данной схеме гидроцилиндр **ГЦ1** осуществляет перемещение рабочего инструмента, а гидроцилиндр **ГЦ2** – зажим детали. Очевидно, что первый гидроцилиндр должен начать двигаться только после зажатия детали вторым гидроцилиндром.

При включении насоса **Н** жидкость из него поступает в рабочие полости сразу обоих гидроцилиндров. Однако гидроцилиндр **ГЦ1** не сможет сдвинуться с места до тех пор, пока не будет открыт клапан **КД** со схемой исполнения рис. 10.1, б.

Он откроется только после того, как гидроцилиндр **ГЦ2** осуществит зажатие детали и да-

вление в магистрали управления **Х** возрастет до величины, определяемой настройкой рабочей пружины клапана.

Клапан **ПК** со схемой исполнения рис. 10.1, а в данной гидросхеме выполняет функцию предохранительного клапана.

Требуемая пропускная способность клапана ( $Q_{кл}$ ) существенно влияет на его конструкцию. С увеличением пропускной способности растут габариты и масса клапана. Особенно сильно возрастают жесткость и размеры рабочей пружины клапана. Поэтому в гидросистемах с  $Q_{кл}$  до 50–80 л/мин рекомендуется использовать клапаны прямого действия, а при больших расходах – непрямого действия [1, 4].

Клапаны непрямого действия имеют различные схемы исполнения (рис. 10.3) и подобно клапанам прямого действия могут использоваться в качестве предохранительных и переливных клапанов, а также осуществлять разгрузку гидросистемы от давления.

Назначение отверстий клапана: **р** – подвод основного потока рабочей жидкости под давлением; **т** – отвод основного потока рабочей жидкости в сливную магистраль; **х** – отвод потока управления при дистанционной разгрузке гидросистемы от давления; **у** – отвод



потока управления в сливную магистраль; **а** – место для установки резьбовой заглушки для разделения слива основного потока и потока управления.

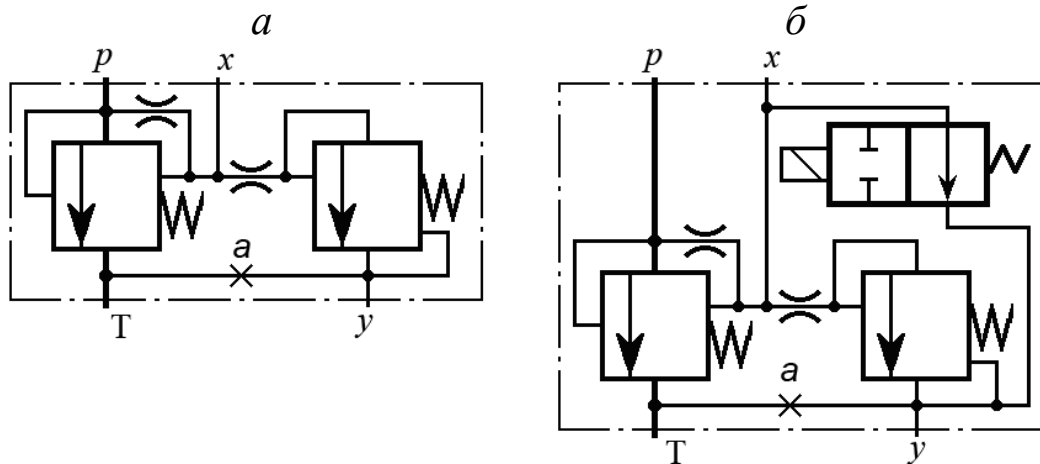


Рис. 10.3. Исполнение по схемам клапанов типа МКПВ

Клапан исполнения рис. 10.3, **б** отличается от клапана исполнения рис. 10.3, **а** наличием распределителя управления. На приведенной схеме разгрузка гидросистемы от давления осуществляется при выключенном электромагните распределителя. Возможно исполнение такого клапана, в котором разгрузка от давления осуществляется при включенном электромагните распределителя.

Примеры применения клапанов непрямого действия приведены на рис. 10.4.

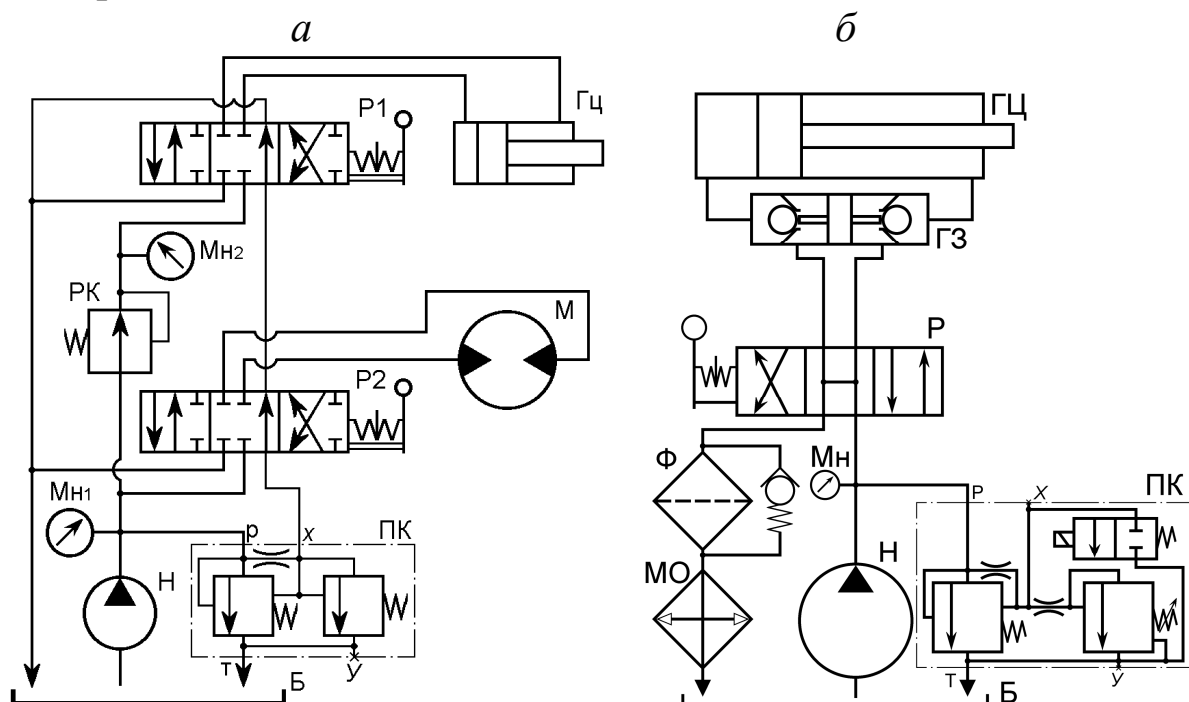


Рис. 10.4. Схемы применения клапанов непрямого действия

В гидросистеме, представленной на рис. 10.4, а, разгрузка насоса от давления при нейтральных положениях распределителей **P1** и **P2** осуществляется через **ПК**, открывающийся за счет соединения отверстия *x* клапана со сливом. При переводе любого распределителя в рабочую позицию клапан **ПК** закрывается и откроется только при давлении, превышающем его настройку.

В гидросистеме, представленной на рис. 10.4, б, разгрузка всей системы от давления осуществляется при включении электромагнита распределителя управления клапана **ПК**.

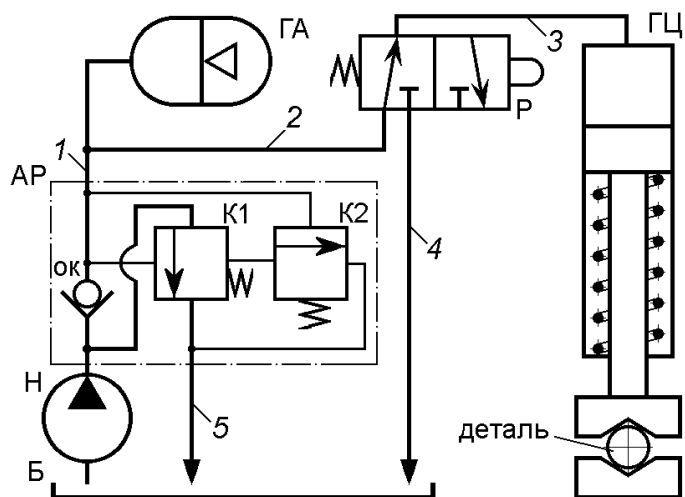


Рис. 10.5. Схема применения автомата разгрузки

Кроме приведенных выше клапанов давления находят применение *автоматы разгрузки* (рис. 10.5). Автомат разгрузки (**АР**) содержит три клапана: клапаны давления **K1**, **K2** и обратный клапан **ОК**. Пружина клапана **K1** настроена на предельно допустимое давление гидросистемы, а пружина клапана **K2** — на давление зажатия детали.

По мере зажатия детали давление в поршневой полости гидроцилиндра **ГЦ** и линиях 3, 2 и 1 будет возрастать до давления настройки клапана **K2**. Открытие клапана **K2** приведет к соединению заклапанной полости клапана **K1** со сливом.

Поэтому он откроется, соединив насос **Н** со сливом, т. е. произойдет разгрузка насоса. Обратный клапан **ОК** отделяет остальную часть гидросистемы, в которой давление зажатия детали будет поддерживаться гидроаккумулятором **ГА**.

Из вышеизложенного следует, что выбираемый клапан должен иметь возможность быть настроенным на требуемое давление (обычно на 20–30 % больше рабочего давления гидросистемы) и отвечать условию  $Q_{кл} \geq Q_{н}$ .

В гидросистемах с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости кроме основного клапана необходимо выбрать еще и переливной клапан гидросистемы подпиточного насоса. Его пропуск-

ная способность должна быть не менее производительности подпиточного насоса, а давление настройки составлять 0,1–0,3 МПа.

## 11. Выбор гидромагистралей

При проектировании гидросистемы для конкретной машины предварительно определяют местоположение агрегатов в пространстве и их относительную подвижность, исходя из чего выбирают тип магистралей (жесткие или гибкие) и их длину.

Предпочтение следует отдавать жестким трубопроводам, имеющим меньшие размеры и гидравлическое сопротивление. Гибкие рукава высокого давления целесообразно применять только в том случае, когда подсоединяемая гидромашина (обычно это гидродвигатель) или гидроаппарат имеют пространственные перемещения при работе.

В большинстве гидросистем используются стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75 (см. прил. 3) и стальные бесшовные горячекатаные трубы по ГОСТ 8732-70. В гидросистемах до давления 2,5 МПа могут быть применены медные трубы по ГОСТ 617-72, алюминиевые трубы по ГОСТ 18475-82 и латунные трубы по ГОСТ 494-76.

Высоконапорные рукава по ГОСТ 25452-90, ГОСТ 6286-73 и соответствующие им по евростандарту DIN EN 853 1SN, DIN EN 853 2SN, DIN EN 856 4SP и DIN EN 854 4SN в зависимости от диаметра рукава и количества упрочняющих оплеток могут быть применены в гидросистемах с давлением до 46 МПа (см. прил. 4).

Расчет внутреннего диаметра трубопровода осуществляется по максимальному расходу в данной линии и рекомендуемой скорости жидкости по формуле

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_i}{V_{\text{ж}}}} \text{ [мм]; } \quad Q_i \text{ [л/мин]; } V_{\text{ж}} \text{ [м/с].} \quad (11.1)$$

Расходы определены ранее в п. 5 (см. табл. на рис. 5.1 или 5.2), а скорость жидкости  $V_{\text{ж}}$  [м/с] в линиях определяется по эмпирическим формулам:

а) в нагнетающих трубопроводах

$$V_{\text{ж}} = \begin{cases} 2 & \text{при } p_{\text{T}} < 2,5 \text{ МПа,} \\ 1 + 0,425 p_{\text{T}} & \text{при } 2,5 \leq p_{\text{T}} \leq 5 \text{ МПа,} \\ 2,75 + 0,075 p_{\text{T}} & \text{при } p_{\text{T}} > 5 \text{ МПа;} \end{cases} \quad (11.2)$$

б) во всасывающем трубопроводе

$$V_{\text{ж}} = 0,5 + 0,01 Q_{\text{нф}}, \quad \text{но не более } 1,6 \text{ м/с;} \quad (11.3)$$

в) в сливных трубопроводах  $V_{\text{ж}} = 2 \text{ м/с}$ .

**Предупреждение!** Трубопроводы, соединяющие распределитель с реверсивным гидродвигателем (линии 5 и 6 на рис. 5.1), в процессе работы гидросистемы являются поочередно напорными и сливными. Поэтому при расчете их внутреннего диаметра необходимо считать их сливными, так как в этом случае допустимая скорость движения жидкости ограничена 2 м/с.

После определения расчетного внутреннего диаметра трубопровода необходимо выбрать трубы и гибкие рукава из соответствующего сортамента с учетом действующих в данных линиях давлений. Линии с переменной функцией работы в этом случае считаются напорными и в них действует давление, равное давлению настройки предохранительного (переливного) клапана.

Для выбора жестких трубопроводов, используемых в нагнетающей линии, необходимо определить еще и минимально допустимую толщину стенки трубы по формуле

$$\delta_{\text{min}} = \frac{p d}{2 \sigma} K_6 \quad [\text{мм}]; \quad d \quad [\text{мм}]; \quad p \quad [\text{МПа}]; \quad \sigma \quad [\text{МПа}], \quad (11.4)$$

где  $\sigma$  – допустимое напряжение на разрыв для материала трубопровода. Для труб, изготовленных из сталей,  $\sigma = 140 \text{ МПа}$ ;  $K_6 = 2 \div 4$  – коэффициент безопасности.

Для всасывающего и сливных трубопроводов целесообразно принимать толщину стенки не менее 0,5 мм. Действующие в линиях давления определены в п. 5 (см. табл. на рис. 5.1 или 5.2). По сортаменту выбирается соответствующая труба.

## 12. Выбор фильтров и схемы фильтрации

Значимость фильтров очень большая. Загрязнение жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидроагрегатов, причем влияние качества очистки жидкостей на работу

гидроагрегатов столь велико, что без преувеличения можно утверждать, что срок службы гидромашин и гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в зависимости от качества очистки рабочих жидкостей в несколько (до десятка) раз [4].

Частицы загрязнения, как правило, повышают трение и могут привести к заклиниванию подвижных деталей гидроагрегатов, а также быть причиной нарушения рабочего цикла при засорении дросселей и других каналов малого сечения. Твердые и в особенности абразивные частицы, попавшие в зазор, вызывают износ рабочих поверхностей скользящей пары при ее движении.

Твердые и вязкие загрязняющие примеси попадают в гидросистему извне (в частности, с атмосферной пылью), а также образуются в результате износа деталей гидроагрегатов и старения жидкостей.

Из твердых частиц наиболее разрушительными для гидроаппаратов являются частицы, входящие в состав атмосферной пыли (до 70 % это кварцевый песок), которые попадают в бак через различные каналы.

Очевидно, достигнуть абсолютной чистоты рабочих жидкостей при существующих методах их очистки невозможно. Практически фильтрацию считают удовлетворительной, если фильтр отделяет (задерживает) частицы размером, равным величине наименьшего зазора в скользящих парах гидравлического устройства. Величина задерживаемых частиц определяет тонкость фильтрации конструкции фильтра, в соответствии с которой условно различают *фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки*.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы более 45 мкм; фильтры нормальной очистки – более 25 мкм; фильтры тонкой очистки 5–10 мкм и фильтры особо тонкой очистки – менее 5 мкм.

Отделение от жидкостей твердых загрязняющих примесей осуществляют *механическим* или *силовым* методами. В первом случае фильтрация осуществляется различными щелевыми и пористыми фильтрующими элементами (материалами), и во втором – силовыми полями: магнитным, электрическим, гравитационным, центробежным и др. К последним очистителям относятся также средства очистки, в которых используются силы межмолекулярного взаимодействия, силы поверхностной активности материалов и другие силы подобного рода.

В гидросистемах машин применяют преимущественно метод механической очистки, при котором от жидкости отделяются частицы вследствие различия размеров этих частиц и проходных капиллярных каналов фильтрующего материала. В соответствии с видом применяемых фильтровальных материалов различают *поверхностную* и *глубинную фильтрацию*. В первом частицы задерживаются в основном на поверхности фильтровального материала, а во втором – в порах капилляров фильтровального материала, расположенных на различной глубине от поверхности. К поверхностным относятся металлические пластинчатые и сетчатые, тканевые и бумажные фильтры. К глубинным относятся фильтры с набивочным фильтрующим элементом (войлок, текстиль и другие пористые материалы).

Требуемая тонкость фильтрации обычно зависит от насоса или гидромотора, в паспортных данных которых она указана.

Основные варианты схем установки фильтров в гидропередачах приведены на рис. 12.1.

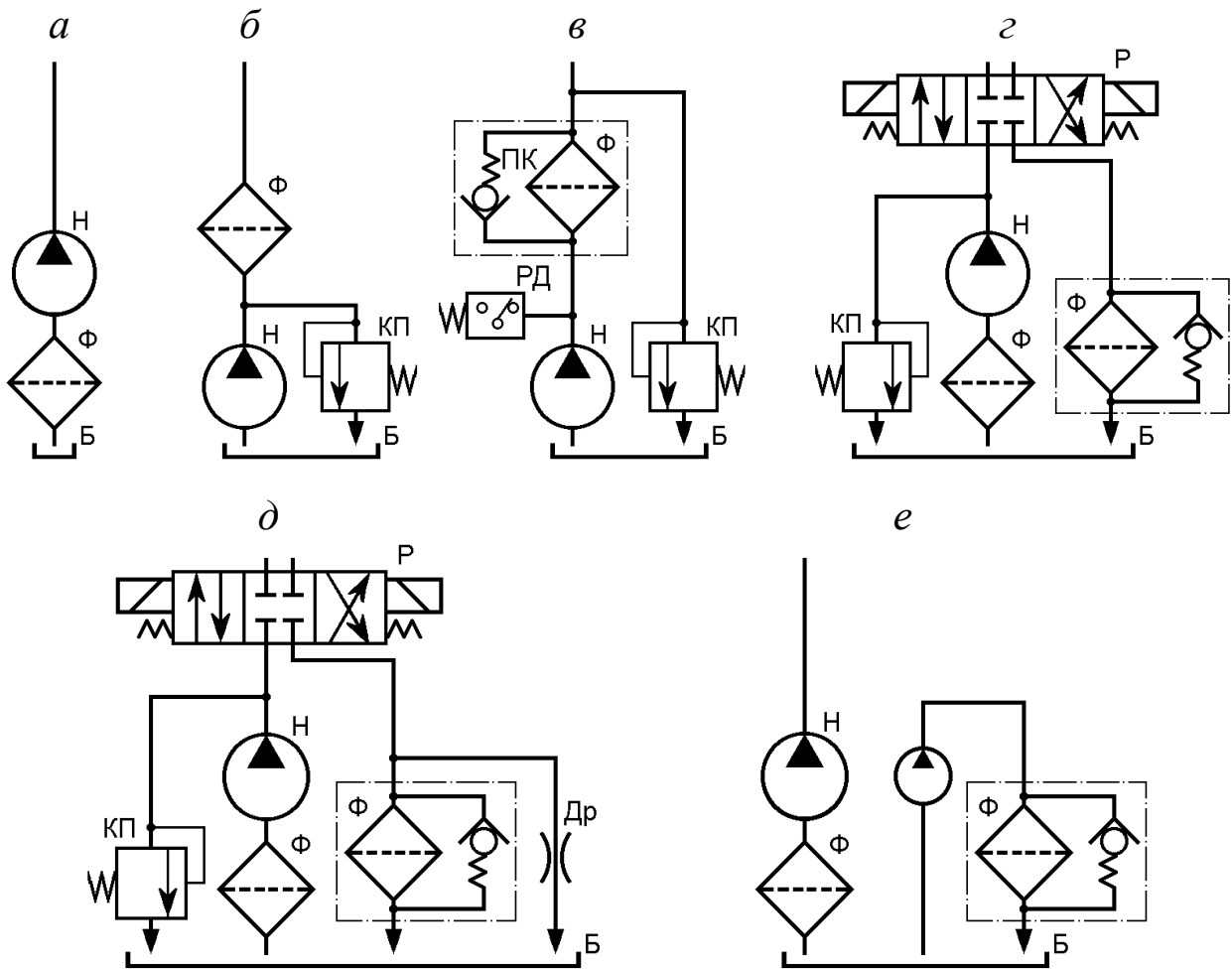


Рис. 12.1. Схемы установки фильтров в гидропередачах

На рис. 12.1, *а* фильтр установлен во всасывающей магистрали насоса. В большинстве гидросистем этот фильтр устанавливается непосредственно в баке (его часто называют заборным фильтром) и представляет собой сетчатый фильтр грубой очистки. Целесообразно устанавливать такой фильтр во всех гидросистемах, так как именно в баке в итоге собираются все загрязнения.

Использовать фильтр тонкой очистки во всасывающей магистрали насоса не рекомендуется, т. к. это ухудшает условия всасывания насосом. Возможно нарушение сплошности потока жидкости и возникновение явления кавитации.

Фильтр в напорной (нагнетающей) магистрали (рис. 12.1, *б*) рекомендуется применять в гидросистемах, имеющие высокочувствительные к засорению элементы, например дроссели. Очень важно защищать от эрозионного износа аксиально-поршневые насосы с торцевым распределителем, золотниковые пары распределителей и переливных клапанов. Если фильтр будет установлен перед предохранительным клапаном **КП** (рис. 12.1, *в*), то обязательно нужно иметь перепускной клапан **ПК**. Он защитит фильтр от разрушения. Однако может возникнуть опасное заблуждение – уверенность эксплуатационников в чистоте гидросистемы, в то время как фильтр практически не работает. Поэтому в этом случае должна быть визуальная индикация загрязнения, а лучше электрическая сигнализация или блокировка работы гидросистемы. На рис. 12.1, *в* для этого используется реле давления **РД**.

Фильтры, установленные в напорной магистрали, находятся под большим давлением. Поэтому они должны быть достаточно прочными и, следовательно, будут более металлоемкими и дорогими.

Фильтры, установленные в сливной магистрали (рис. 12.1, *г*), также требуют наличия перепускного клапана и средств контроля засорения фильтрующего элемента, так как могут обуславливать возникновение нежелательно высокого давления подпора. Хотя наличие подпора в сливной линии повышает плавность движения гидродвигателя. Сливные фильтры позволяют обеспечить тонкую фильтрацию, достаточно компактны и могут встраиваться в бак.

На рис. 12.1, *д* показан вариант частичной (пропорциональной) фильтрации.

В гидросистемах с замкнутой циркуляцией жидкости эффективно применять пропорциональную фильтрацию с фильтром в напорной линии подпиточного насоса (см. рис. 1.6).

Наиболее эффективным является вариант с автономным очистительным агрегатом, действующим непрерывно (рис. 12.1, *e*). Только надо иметь в виду, что этот вариант требует дополнительной затраты энергии.

Номинальные параметры фильтра по расходу должны быть наиболее близки к фактическому максимальному расходу в магистрали, а давление не ниже максимального (см. табл. на рис. 5.1 и 5.2).

В [4] рекомендуется для полнопоточных схем фильтрации в напорной и сливной магистралях пропускную способность фильтров принимать равной  $1/3$  объема бака в минуту.

### 13. Выбор дополнительных гидроаппаратов

К дополнительным устройствам относятся гидроаппараты, обеспечивающие контроль, согласование и синхронизацию работы нескольких гидродвигателей, поддержание давления в гидросистеме и получение давлений, превышающих возможности используемых насосов.

Весьма важным аппаратом гидросистемы является манометр. Он необходим прежде всего для оперативного контроля давления в гидросистеме и позволяет осуществлять настройку клапанов на требуемое давление срабатывания.

Манометры имеют классы точности. Классом точности **К** называю отношение допустимой ошибки измерения  $\Delta$  к величине верхнего предела измерения давления манометра **П**:

$$K = \frac{\Delta}{P} 100.$$

В зависимости от класса точности манометры делятся на технические и образцовые. Последние предназначены для проверки технических манометров.

По ГОСТ 2405-80 технические манометры имеют классы точности 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5; 4. Образцовые манометры по ГОСТ 6521-72 имеют классы точности 0,15; 0,25 и 0,4.

Если рассмотреть манометр, например, с классом точности **К** = 1,5 и верхним пределом измерений давления **П** = 25 МПа, то наибольшая ошибка измерений составит  $\Delta = 0,375$  МПа.



Рекомендуется выбирать манометры с верхним пределом измерений давления, превышающим рабочее давление гидросистемы в 1,25–1,5 раза.

Манометры, согласно ГОСТ 8625-77, различаются также по верхнему пределу измерений давления и по диаметру корпуса.

Не рекомендуется подключать манометры к гидросистеме напрямую. Возможные резкие изменения давления быстро выведут манометр из строя. Поэтому между манометром и гидромагистралью целесообразно устанавливать демпферы в виде дросселей и специальные переключатели, соединяющие манометр с магистралью только в моменты измерения давления.

Имеются многопозиционные переключатели, позволяющие с помощью одного манометра контролировать давление в нескольких магистралях гидросистемы. Примером может служить переключатель манометра типа ПМ-320, у которого имеется до шести точек подключения [4].

Реле давления, настроенное на определенное давление, срабатывает, выдавая электрический сигнал в систему управления гидропередачей. Сигнал может выдаваться как при возрастании давления в контролируемой магистрали, так и при снижении этого давления.

Возможности использования этого сигнала весьма разнообразны. Реле давления может быть дублером предохранительного клапана, выключая приводной двигатель насоса или переключая распределитель жидкости на разгрузку от давления. Оно может включать соответствующую сигнальную лампочку или табло на пульте оператора (нормальное или высокое давление в гидросистеме, завершение какой-либо операции и т. д.).

Реле давления может управлять циклами работы гидросистемы. Примером может служить схема, приведенная на рис. 13.1 [4].

В данной схеме реле давления обеспечивает реверс движения поршня гидроцилиндра после поджима его к конечному упору.

При движении поршня влево дроссель **Др** создает подпор в штоковой полости гидроцилиндра. После прижатия к конечному упору поршень останавливается, и давление в штоковой полости падает. Срабатывает реле давления **РД** и выдает сигнал на отключение электромагнита золотника управления **Зу**. В результате произойдет переключение распределителя **Р**, и движение гидроцилиндра реверсируется.

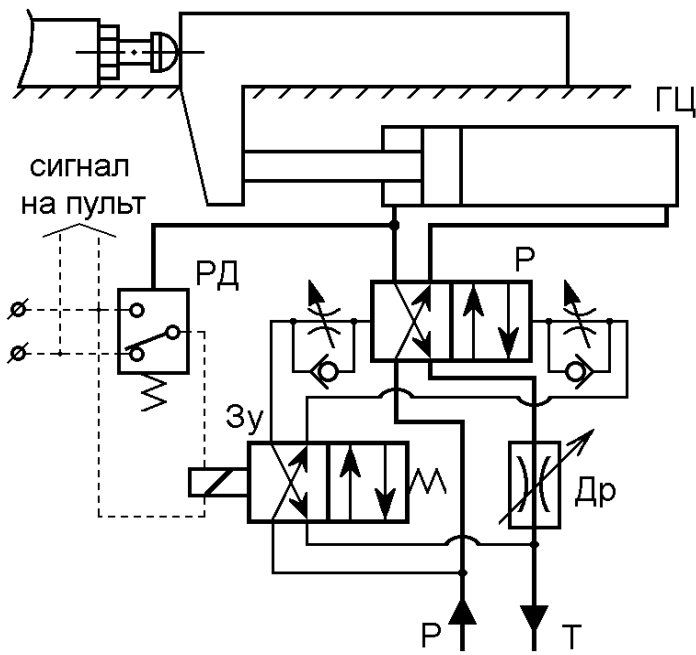


Рис. 13.1. Схема применения реле давления

В настоящее время достаточно широкое применение получили датчики давления. Они обладают малой инерционностью и высокой чувствительностью. При изменении давления в контролируемой магистрали датчик давления создает на своем выходе изменяемые пропорционально давлению напряжение (потенциометрическая схема) или ток (реостатная схема). Полученный сигнал обрабатывается электронным блоком управления, который вырабатывает ту или иную команду управления.

На рис. 13.2 показан фрагмент схемы управления многопоточным насосом.

На рис. 13.2 показан фрагмент схемы управления многопоточным насосом.

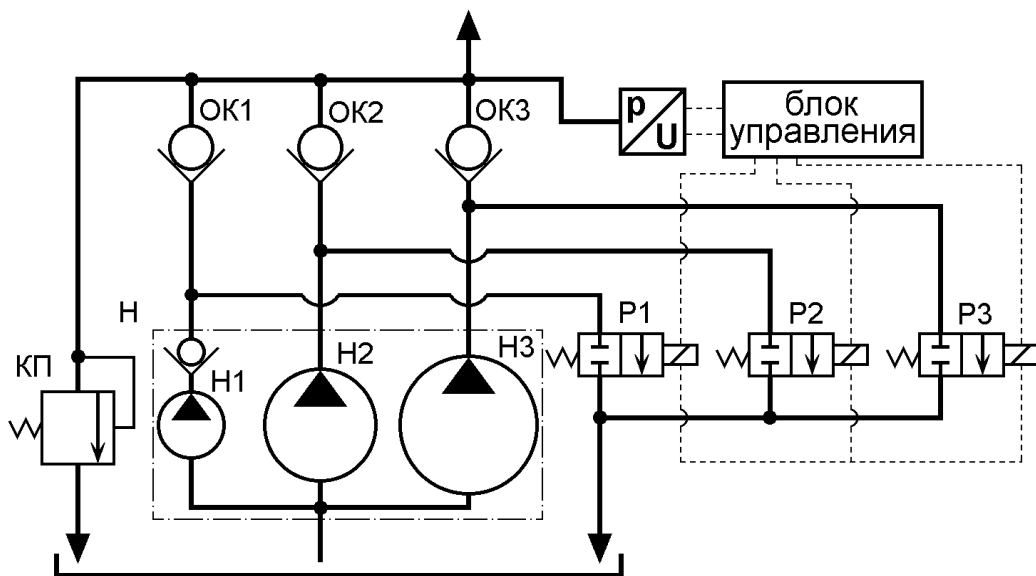


Рис. 13.2. Схема управления многопоточным насосом

Один из вариантов работы системы может быть следующим.

Пусть секция **Н1** насоса имеет производительность  $Q$ , секция **Н2**— $2Q$ , секция **Н3**— $3Q$ . При низком давлении в гидросистему подается суммарная подача всех трех секций, т. е.  $6Q$ .

При возрастании давления до определенного значения блок управления по сигналу датчика давления отключит секцию **Н1** насоса. Подача в систему составит  $5Q$ . При дальнейшем увеличении давления будет отключена секция **Н2** и подключена назад секция **Н1**. Подача в систему составит  $4Q$ .

Далее последовательно будут отключены секции **Н1** и **Н2**. Подача будет равна  $3Q$ . Затем отключатся секции **Н1** и **Н3**. Подача равна  $2Q$ . И наконец, останется подключенной только секция **Н1** и подача в систему будет всего  $Q$ .

Таким образом, в зависимости от давления в гидросистеме, получаем шесть ступеней подач.

Такое решение позволяет в частности ограничить мощность приводного двигателя.

Для получения весьма больших усилий на исполнительном органе, например в прессах (рис. 13.3), используется *мультипликатор* [1].

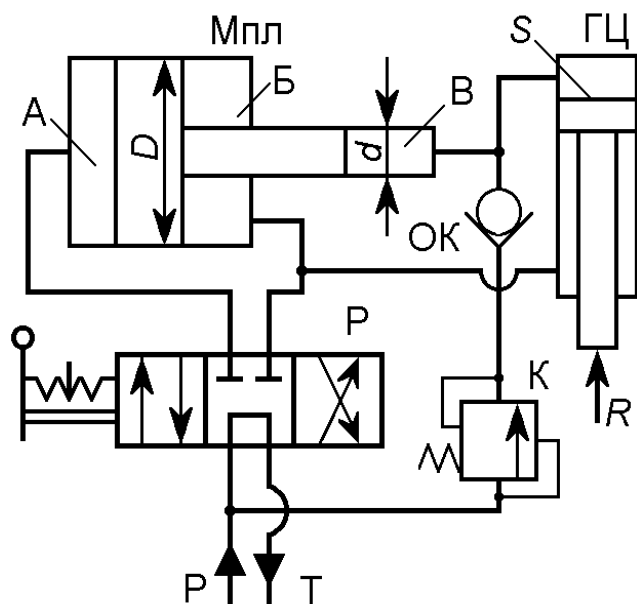


Рис. 13.3. Схема гидравлического пресса с мультипликатором

Увеличение рабочего давления  $p_{ц}$  ограничивается возможностями гидромашин и гидроаппаратов, выпускаемых промышленностью. В настоящее время  $p_{max} = 50$  МПа имеют радиально-поршневые насосы типа 50НР... В подобной ситуации и оказывается полезным мультипликатор **Мпл**. Золотник мультипликатора делит корпус на три камеры: **А** и **Б** — низкого давления и **В** — высокого

Усилие на штоке гидроцилиндра определяется зависимостью

$$R = p_{ц}S,$$

где  $p_{ц}$  — давление в рабочей полости гидроцилиндра;  $S$  — площадь поршня гидроцилиндра, на которую действует рабочая жидкость.

Увеличение  $R$  за счет  $S$  ограничивается ростом массы и габаритов гидроцилиндра, а также инерционности движения его поршня. Кроме того, возрастают проблемы уплотнения сопряжения поршень-цилиндр.

давления. Подача жидкости от насоса в камеры **A** и **B** при переключении распределителя **P** обеспечивает возвратно-поступательное перемещение золотника. При соединении камеры **A** с напорной линией насоса золотник перемещается вправо, вытесняя из камеры **B** рабочую жидкость в поршневую полость гидроцилиндра **ГЦ**. Для преодоления требуемого усилия  $R$  на штоке гидроцилиндра необходимо в его поршневой полости получить давление  $p_{ц} = R/S$ , которое по закону Паскаля будет и в камере **B**. Это давление создаст силу  $R_{ц} = 0,25\pi d^2$ , противодействующую перемещению золотника. Поэтому в камере **A** должна быть создана сила, уравновешивающая эту противодействующую силу  $R_{ц}$ , т. е.

$$0,25p_{ц}D^2 = 0,25p_{ц}d^2,$$

где  $p_{ц}$  – давление в камере **A**;  $D$  и  $d$  – диаметры золотника, соответственно, в камерах **A** и **B**.

Из этого уравнения следует, что будет необходим насос с рабочим давлением, равным

$$p_{н} = p_{ц} (d^2/D^2).$$

Предположим, что  $D = 3d$ . Тогда  $p_{н}$  будет в 9 раз меньше  $p_{ц}$ . Во столько же раз большее количество жидкости придется подать в камеру **A**, чтобы из камеры **B** в гидроцилиндр поступил объем жидкости, необходимый для совершения поршнем гидроцилиндра требуемого рабочего хода.

Для восполнения утечек из замкнутой части гидросистемы (камера **B** – поршневая полость гидроцилиндра) установлены обратный клапан **ОК** и клапан разности давления **К**. Клапан **К** будет открыт в том случае, когда при возврате поршня гидроцилиндра и золотника мультипликатора в исходное положение давление в камере **B** окажется меньше давления в напорной линии. Клапан **ОК** исключает воздействие на клапан **К** большого давления  $p_{ц}$  при рабочем ходе.

В многодвигательных гидроприводах, когда цикл его работы предусматривает работу то всех гидродвигателей, то их части, возникает проблема с выбором питающего насоса. Если выбрать насос с производительностью, достаточной для работы всех гидродвигателей, то при работе только их части будем иметь лишнюю подачу, которую придется направлять обратно в бак. Ясно, что это весьма невыгодно. В этом случае, а также когда, например, надо периодически увеличивать скорость движения гидродвигателя, необходимо

устройство, осуществляющее накопление гидроэнергии (объема жидкости под избыточным давлением) в период минимального ее потребления и отдачи этого объема жидкости при пиковом расходе жидкости. Таким устройством в гидропередачах является *гидроаккумулятор*.

По типу элемента, выполняющего функции накопителя энергии, различают гидроаккумуляторы грузовые, пружинные и газовые, а по конструкции – поршневые и диафрагменные (баллонные) [1].

В грузовых гидроаккумуляторах накопление энергии осуществляется за счет подъема груза определенного веса. Они отличаются достаточно простой конструкцией и стабильностью параметров работы, однако имеют большие габариты. Обычно их применяют в стационарных установках и при аккумуляции больших объемов жидкости.

В пружинных и газовых гидроаккумуляторах накопление энергии осуществляется за счет сжатия, соответственно, пружины или объема газа. В качестве последнего обычно используется инертный газ, чаще азот. Разделителем между рабочей жидкостью и накопителем энергии являются поршни или эластичные диафрагмы и баллоны.

Менее инерционными и высокогерметичными являются газовые гидроаккумуляторы (гидропневмоаккумуляторы) с эластичным разделителем – баллонный и диафрагменный.

В расчетах гидропневмоаккумулятора основными вопросами являются определение конструктивной (полной) его вместимости  $W_k$  и полезного объема  $W_n$  жидкости, под которым понимается объем жидкости, вытесняемый газом из аккумулятора в процессе полной его разрядки при понижении давления газа в заданном диапазоне (интервале). Произведение полезного объема на среднее давление газа в этом диапазоне давлений определяет внешнюю работу (энергию) аккумулятора

$$A = W_n p_{\text{ср}} \left[ \frac{\text{м}^3 \cdot \text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж} \right].$$

Если процессы наполнения и разрядки аккумулятора происходят медленно (не менее 3 мин), не вызывая заметного изменения температуры газа, то будем иметь *изотермический режим работы*, для которого справедлива формула

$$\frac{W_{\text{п}}}{W_{\text{к}}} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{min}}} - \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{max}}},$$

где  $p_{\text{н}}$  – начальное (предварительное) давление зарядки;  $p_{\text{min}}$  – минимально допустимое рабочее давление разрядки;  $p_{\text{max}}$  – максимальное рабочее давление аккумулятора в конце его полной зарядки.

Если зарядка и разрядка аккумулятора происходят быстрее 3 мин, но успевает произойти обмен теплотой с окружающей средой, то будем иметь *политропное* изменение состояния газа. В этом случае справедлива формула

$$\frac{W_{\text{п}}}{W_{\text{к}}} = \left( \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{min}}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left( \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{max}}} \right)^{\frac{1}{n}},$$

где  $n$  – показатель политропы ( $n > 1$ ), значение которого определяется опытным путем. Обычно принимают  $n = 1,3$ .

При быстропотекающих процессах работы аккумулятора (менее 0,5 мин) теплообмен со средой практически отсутствует и изменение состояния газа происходит по адиабатическому закону с показателем адиабаты  $k = n = 1,4$ .

#### 14. Расчет потерь в гидросистеме

Потери расхода и давления снижают КПД гидросистемы и увеличивают нагрев жидкости. Наибольшие утечки (потери расхода) происходят в насосе и гидродвигателе, особенно в гидромоторах. В других аппаратах утечки обычно на один-два порядка меньше и их можно не учитывать.

Потери давления суммируются из потерь в гидромагистралях и гидроаппаратах. Все потери существенно зависят от режима работы, поэтому целесообразно предварительно оценить потери в общем виде для всех элементов системы в отдельности, чтобы потом при известном маршруте движения рабочей жидкости определить общие потери как сумму потерь в отдельных элементах.

Объемные потери (л/мин) определяют по формулам  
– для насоса

$$\Delta Q_{\text{н}} = 0,001 q_{\text{н}} n_{\text{н}} \frac{P}{P_{\text{ном}}} (1 - \eta_{\text{он}}); \quad (14.1)$$

– для гидроцилиндра и гидромотора – соответственно по формулам (3.6) и (3.11), в которых вместо заданных значений  $R_{p,x}$  и  $M_{p,x}$  в дальнейшем подставляют действительные значения этих параметров  $R$  и  $M$ . На данном этапе расчетов давление  $p$ , усилие  $R$  и крутящий момент  $M$  неизвестны. Поэтому получаем формулы потерь в общем виде

$$\Delta Q_n = f(p), \quad \Delta Q_n = f(R) \quad \text{или} \quad \Delta Q_m = f(M).$$

**Предупреждение!** В случае, когда выбирается регулируемый насос и в дальнейшем будет использоваться 50 % и менее его подачи ( $U_n \leq 0,5$ ), необходимо производить корректировку формулы  $\Delta Q_n$ , вводя параметр регулирования  $U_n$  и уточненное значение КПД  $\eta_{он}$ , определяемого по справочникам.

Расчет потерь давления в гидроаппаратах производится по общей формуле, отражающей квадратичный характер зависимости от расхода:

$$\Delta p = \Delta p_{ном} \left( \frac{Q}{Q_{ном}} \right)^2 \quad [\text{МПа}], \quad (14.2)$$

где  $\Delta p_{ном}$  и  $Q_{ном}$  – номинальные паспортные данные гидроаппарата (распределителя, фильтра, обратного клапана и др.).

После подстановки численных значений получаем характеристику гидроаппарата в общем виде  $\Delta p = f(Q^2)$ .

Потери давления при движении рабочей жидкости в трубопроводах складываются из потерь по длине трубопровода и в местных сопротивлениях. Потери давления по длине трубопровода зависят от режима течения жидкости. Они определяются по формулам

$$\text{– ламинарный режим} \quad \Delta p_{дл} = 0,62 \frac{\nu Q L}{d^4} \quad [\text{МПа}]; \quad (14.3)$$

$$\text{– турбулентный режим} \quad \Delta p_{дл} = 7,85 \frac{L Q^2}{d^5} \quad [\text{МПа}], \quad (14.4)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, сСт;  $Q$  – расход рабочей жидкости в трубопроводе, л/мин;  $L$  – длина трубопровода, м;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Режим течения жидкости характеризуется числом Рейнольдса. Для трубопроводов (каналов) круглого сечения

$$\text{Re} = 21200 \frac{Q}{d\nu}, \quad (14.5)$$

где  $Q = Q_{\max}$ , которые берутся из таблиц, приведенных на рис. 5.1 и 5.2.

Переход ламинарного режима течения жидкости в турбулентный определяется по критическому значению числа Рейнольдса. Для круглых труб  $Re_{кр} = 2320$ , а для гибких резиновых рукавов  $Re_{кр} = 1600$ .

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_{мс} = 0,21 \frac{Q^2}{d^4} \sum \xi \quad [\text{МПа}], \quad (14.6)$$

где  $\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений в рассматриваемой линии.

У длинных трубопроводов преобладают потери по длине, а у коротких потери в местных сопротивлениях.

На начальном этапе проектирования, когда трасса гидромагистралей конкретно еще не определена, расчет потерь давления производят в следующем порядке:

а) трубопроводы, идущие от распределителя к гидродвигателю (трубы 5 и 6 на рис. 5.1 и трубы 3 и 4 на рис. 5.2), считают условно длинными ( $L > 2$  м) и для них рассчитывают потери по длине;

б) остальные трубопроводы считают условно короткими и для них рассчитывают потери в местных сопротивлениях. Местными сопротивлениями считают все штуцеры, при помощи которых трубы присоединяются к гидроаппаратам, угольники, тройники и т. п. в местах разветвлений трубопроводов и изгибы труб.

Потерю давления определяют в общем виде  $\Delta p_{дл} = f(Q^2)$  и  $\Delta p_{мс} = f(Q^2)$ . Численные значения коэффициентов при  $Q^2$  необходимо еще увеличить на 10 %, чтобы соответственно учесть потери на местных сопротивлениях для длинных труб и потери по длине для коротких труб.

Потери давления на дросселе  $\Delta p_{др}$  (перепад давления) определяют из формулы расхода

$$Q_{др} = 60 \mu f_{\max} U_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}} \quad [\text{л/мин}], \quad (14.7)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода,  $\mu = 0,64$ ;  $f_{\max}$  – максимальная площадь проходного сечения дросселя,  $\text{мм}^2$ ;  $U_{др}$  – параметр регулирования дросселя;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $\text{кг/м}^3$ .



После подстановки численных значений получим расходную характеристику дросселя в общем виде

$$Q_{др} = K_{др} U_{др} \sqrt{\Delta p_{др}} \quad [\text{л/мин}], \quad (14.8)$$

где  $K_{др} = 60 \mu f_{\max} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ .

$$\text{Отсюда} \quad \Delta p_{др} = \left( \frac{Q}{K_{др} U_{др}} \right)^2 \quad [\text{МПа}]. \quad (14.9)$$

Потери давления на гидродвигателе зависят от его гидромеханического КПД  $\eta_{гм} = \eta_{г} \eta_{м}$ . У современных гидродвигателей гидравлический КПД  $\eta_{г}$  близок к единице, и поэтому потери давления зависят в основном от механического трения в движущихся частях гидродвигателя и могут быть с достаточной точностью определены по формулам:

$$\text{– для гидроцилиндра} \quad \Delta p_{ц} = \frac{R}{F_i} \left( \frac{1}{\eta_{гц}} - 1 \right) 10^{-3} \quad [\text{МПа}]; \quad (14.10)$$

$$\text{– для гидромотора} \quad \Delta p_{м} = \frac{2\pi M}{q_m} \left( \frac{1}{\eta_{гм}} - 1 \right) 10^{-3} \quad [\text{МПа}]. \quad (14.11)$$

После подстановки  $F_i$  [ $\text{м}^2$ ],  $q_m$  [ $\text{см}^3/\text{об}$ ],  $\eta_{гц}$  и  $\eta_{гм}$  получим потери в общем виде  $\Delta p_{ц} = f(R)$  или  $\Delta p_{м} = f(M)$ .

Для гидроцилиндров с односторонним штоком ( $\varphi \neq 1$ ) в (14.10)  $F_i$  принимается равной  $F_{ц}$  либо  $F_{ш}$  в зависимости от направления движения гидроцилиндра.

## 15. Определение давлений и расходов в линиях гидросистемы

Для исключения возможных ошибок при определении суммарных потерь по маршруту движения жидкости необходимо построить графики распределения давления по гидросистеме при всех режимах ее работы.

### 15.1. Расходы и давления в гидросистеме при рабочем режиме работы

Рабочим режимом работы гидросистемы считают такие направления движения поршня ГЦ и вращения вала гидромотора, при

которых преодолевается заданная рабочая нагрузка  $R_{p,x}$  или  $M_{p,x}$  с требуемыми рабочими скоростями движения  $V_p$  или  $n_p$ .

Порядок построения графика рассмотрим на примере гидросистемы, изображенной на рис. 5.1.

За начало отсчета берут давление на свободной поверхности рабочей жидкости в баке (рис. 15.1).

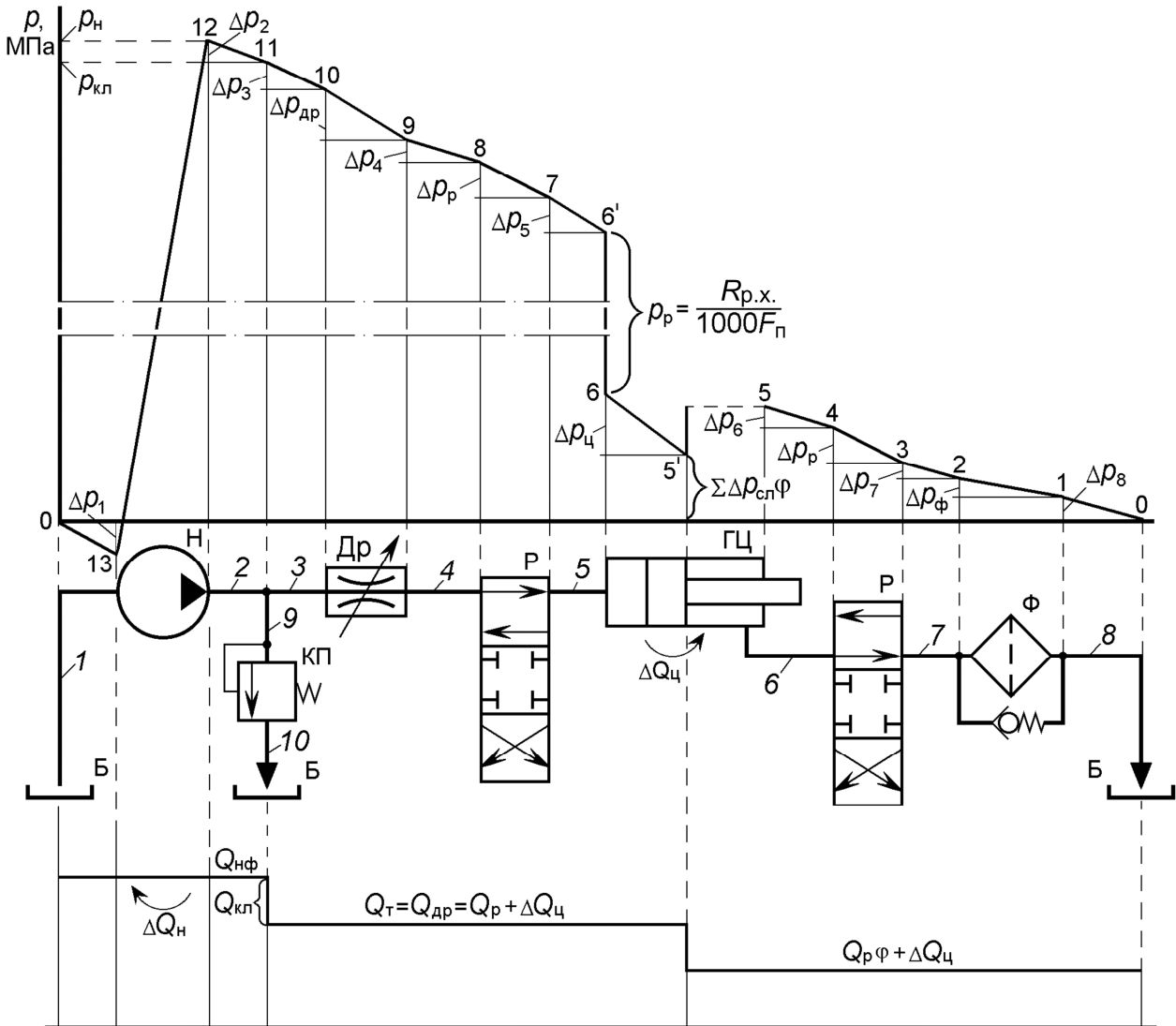


Рис. 15.1. Распределение давлений по гидросистеме при рабочем ходе

Построение графика производят с конечного пункта движения жидкости в обратном направлении путем суммирования потерь давления по участкам.

На графике имеются два скачка давлений.

Первый скачок (точка 5') обусловлен разностью площадей поршня ГЦ с односторонним штоком ( $\varphi \neq 1$ ). В этом случае суммарное давление в сливной магистрали (точка 5) передается через поршень ГЦ в напорную магистраль как  $\varphi \Sigma \Delta p_{см}$  (переход от малой площади ГЦ к большой).

Второй скачок (точка 6') обусловлен действующей нагрузкой, и его величину определяют по формулам

$$- \text{ для гидроцилиндра} \quad p_p = \frac{R_{p.x}}{1000 F_{п}} \quad [\text{МПа}]; \quad (15.1)$$

$$- \text{ для гидромотора} \quad p_p = \frac{2\pi M_{p.x}}{q_m} \quad [\text{МПа}]. \quad (15.2)$$

В этих формулах  $R_{p.x}$  [кН],  $M_{p.x}$  [Н·м],  $F_{п}$  [м<sup>2</sup>],  $q_m$  [см<sup>3</sup>/об].

Потери давления в линиях и аппаратах считают не по максимальному расходу, а по действительному расходу в магистралях (см. график  $Q$  на рис. 15.1).

Требуемую подачу  $Q_T$  (количество рабочей жидкости, которое должно поступить в гидродвигатель) определяют по требуемой скорости движения гидродвигателя с учетом утечек по формулам (3.4) или (3.9).

Фактическая подача нерегулируемого насоса  $Q_{нф}$  сразу не определяется, так как неизвестно давление на выходе насоса  $p_n$ . Поэтому методика расчетов следующая.

1. Строят теоретический график распределения давления по линиям гидросистемы, который позволяет составить уравнение суммарных потерь давления по напорной и сливной магистралям, а также давление настройки переливного клапана.

Для рассматриваемого примера (рис. 15.1) имеем

$$\Sigma \Delta p_{нм} = \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_p + \Delta p_5; \quad (15.3)$$

$$\Sigma \Delta p_{см} = \Delta p_6 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_{ф} + \Delta p_8. \quad (15.4)$$

Подстановка в эти формулы выражений для определения потерь давления (определены в п. 14) дает зависимости вида  $\Sigma \Delta p_{нм} = f(Q_{нм}^2)$  и  $\Sigma \Delta p_{см} = f(Q_{см}^2)$ . В этих выражениях возможно появление составляющих, в которых расход будет в первой степени. Это получается в тех случаях, когда по тому или иному трубопроводу рабочая жидкость течет в ламинарном режиме.

Расходы  $Q_{нм}$  и  $Q_{см}$  не равны между собой. Поэтому их необходимо выразить через общие составляющие. Для рассматриваемого примера (рис. 15.1) имеем:

– для напорной магистрали  $Q_{нм} = Q_{т} = Q_{р} + \Delta Q_{ц};$  (15.5)

– для сливной магистрали  $Q_{см} = Q_{р} \varphi + \Delta Q_{ц}.$  (15.6)

Если в качестве гидродвигателя используется гидромотор, то:

– для напорной магистрали  $Q_{нм} = Q_{т} = Q_{р} + \Delta Q_{м};$  (15.7)

– для сливной магистрали  $Q_{см} = Q_{р}.$  (15.8)

2. По теоретическому графику составляется формула расчета давления настройки переливного клапана. Для нашего примера она имеет вид

$$p_{кл} = \Sigma \Delta p_{нм} + \Delta p_{др} + p_{р} + \Delta p_{ц} + \varphi \Sigma \Delta p_{см} \text{ [МПа]}. \quad (15.9)$$

Перепад давления на дросселе определяют по формуле (14.9). В данном случае, когда рассчитывают режим рабочего хода, необходимо принять  $U_{др} = 1$ .

Потери давления в гидроцилиндре  $\Delta p_{ц}$  вычисляют по формуле (14.10) при заданной рабочей нагрузке  $R_{р.х}$ . Подстановка в выведенную зависимость (15.9) заданной скорости движения гидродвигателя позволяет получить численное давление настройки переливного клапана  $p_{кл}$  (точка 11 на рис. 15.1).

3. В магистрали от входного патрубка насоса до места ответвления к переливному клапану расход равен фактической подаче насоса  $Q_{нф}$ , которую определяют по формуле (4.2).

Давление на выходе из насоса

$$p_{н} = p_{кл} + \Delta p_2. \quad (15.10)$$

Потери давления в магистрали 2 (рис. 15.1) определены в п. 14 зависимостью вида  $\Delta p_2 = f(Q^2)$ . В этой зависимости расход  $Q$  равен фактической подаче насоса (для нерегулируемого насоса она определяется зависимостью (4.2) в виде  $Q_{нф} = A - Bp_{н}$ ).

Таким образом, имеем систему двух уравнений с двумя неизвестными

$$\begin{cases} Q_{нф} = A - Bp_{н}; \\ p_{н} = C + \Gamma Q_{нф}^2, \end{cases}$$

где  $C = p_{кл}$ .

Решение системы позволяет найти подачу  $Q_{нф}$  и давление  $p_{н}$  насоса при рабочем ходе.

При объемном способе регулирования скорости движения гидродвигателя для регулируемого насоса фактическая подача определяется как

$$Q_{нф} = Q_{т}, \quad (15.11)$$

где  $Q_T$  – требуемая подача [см. формулы (3.4) или (3.9)].

Таким образом, подстановка  $Q_T$  в формулу (15.10) позволяет найти  $p_H$  при рабочем ходе.

В результате расчетов получаем полный график распределения давления по магистралям гидросистемы при рабочем ходе.

При замкнутой схеме циркуляции жидкости прямой (напорный) и обратный (сливной) трубопроводы одинаковы по длине и, как правило, имеют большую длину по сравнению с остальными трубопроводами. На рис. 15.2 это магистрали 3 и 4.

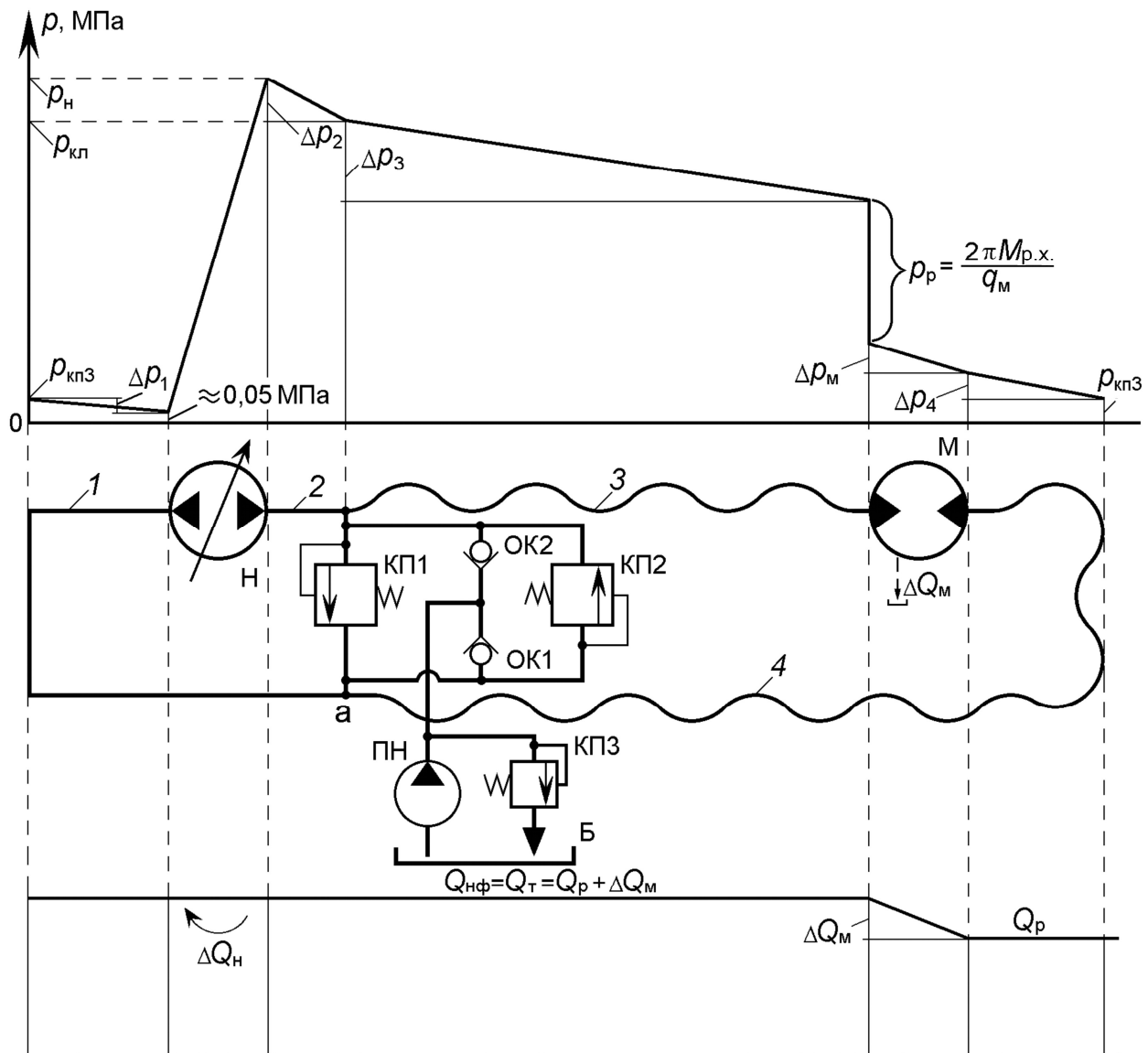


Рис. 15.2. Распределение давления по гидросистеме с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости при рабочем ходе

Однако из-за большого количества местных сопротивлений необходимо рассчитывать не только потери по длине трубопровода

$\Delta p_{дл}$ , а и потери в местных сопротивлениях  $\Delta p_{мс}$ . Так в напорной линии гидросистемы, изображенной на рис. 15.2, установлено два штуцера для подсоединения насоса и гидромотора и тройник для подключения предохранительных клапанов **КП1** и **КП2** и обратного клапана **ОК2**. Кроме того, очевидные ограничения на возможные варианты установки насоса и гидромотора приводят к искривлению трассы трубопровода. Магистралы 3 и 4 во многих случаях должны позволять гидромотору перемещаться в пространстве вместе с рабочим органом приводимой машины, т. е. должны быть представлены в виде рукавов высокого давления.

Обратный трубопровод делится на две половины в месте подсоединения предохранительных клапанов **КП1** и **КП2** и обратного клапана **ОК1** (точка **а** на рис. 15.2), т. к. расходы рабочей жидкости в них разные. Так в рукаве 4 расход равен  $Q_p$ , а в трубе 1 –  $Q_{нф}$ .

Давление в точке **а** определяется настройкой переливного клапана **КП3**, которое выбирают таким (см. п. 1), чтобы на всасе основного насоса **Н** избыточное давление не падало ниже нуля. Поэтому давление на всасе основного насоса необходимо принимать равным 0,03–0,05 МПа.

В соответствии с теоретическим графиком давление настройки предохранительных клапанов и рабочее давление насоса описываются формулами

$$p_{кл} = \Delta p_3 + p_p + \Delta p_m + \Delta p_4 + p_{кп3}; \quad (15.12)$$

$$p_n = p_{кл} + \Delta p_2. \quad (15.13)$$

При машинном способе регулирования скорости движения гидродвигателя необходимо в заключение этого раздела определить величину параметра регулирования насоса  $U_n$  при рабочем ходе.

Из формулы (4.2) имеем

$$U_n = \frac{Q_{нф} + B p_n}{A}. \quad (15.14)$$

Подставив в нее  $Q_{нф} = Q_T$  и полученное значение  $p_n$ , вычисляем  $U_n$  рабочего хода.

## 15.2. Расходы и давления в гидросистеме при холостом режиме

В дальнейших расчетах необходимо знать параметры не только рабочего хода, но и холостого хода гидродвигателя. Однако определение параметров холостого хода подобно рабочему ходу затруднено, т. к. известна в лучшем случае только нагрузка холостого

хода ( $R_{x,x}$  или  $M_{x,x}$ ) и неизвестны скорости движения. Поэтому методика расчета при холостом ходе гидродвигателя следующая:

1. Строят график распределения давления в линиях гидросистемы при обратном ходе в общем виде. Пример графика для гидросистемы, изображенной на рис. 5.1, приведен на рис. 15.3.

2. По общему виду графика составляют уравнения потерь давления в напорной  $\sum \Delta p_{\text{нм}}^I$  и сливной  $\sum \Delta p_{\text{см}}^I$  магистралях в зависимости от расхода рабочей жидкости в общем виде. Для приведенного примера имеем

$$\sum \Delta p_{\text{нм}}^I = \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_p + \Delta p_6; \quad (15.15)$$

$$\sum \Delta p_{\text{см}}^I = \Delta p_5 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_\phi + \Delta p_8. \quad (15.16)$$

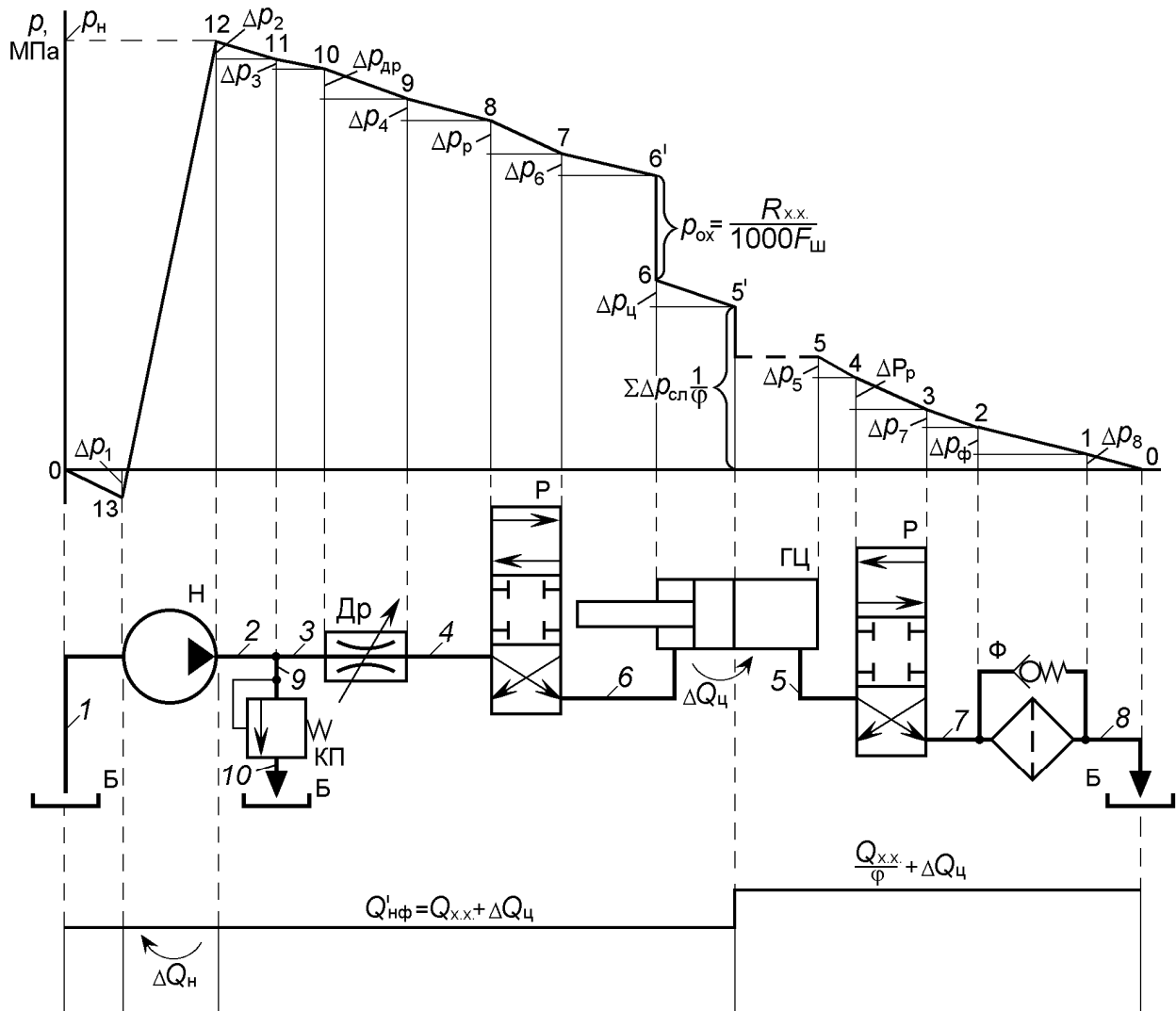


Рис. 15.3. Распределение давления по гидросистеме при холостом ходе

По напорной и сливной магистралям течет разное количество жидкости. Если в напорной магистрали имеем

$$Q_{\text{нм}} = Q_{\text{нф}}^{\text{I}}, \quad (15.17)$$

то в сливной магистрали для рассматриваемого примера будет (см. рис. 15.3)

$$Q_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{нф}}^{\text{I}} - \Delta Q_{\text{ц}}}{\varphi} + \Delta Q_{\text{ц}}, \quad (15.18)$$

где  $Q_{\text{нф}}^{\text{I}}$  – фактическая подача насоса при режиме холостого хода.

В соответствии с формулой (4.2)  $Q_{\text{нф}}^{\text{I}}$  имеет вид:

$$\text{– для нерегулируемого насоса} \quad Q_{\text{нф}}^{\text{I}} = A - B p_{\text{н}}^{\text{x.x}}; \quad (15.19)$$

$$\text{– для регулируемого насоса} \quad Q_{\text{нф}}^{\text{I}} = A U_{\text{н}}^{\text{раб}} - B p_{\text{н}}^{\text{x.x}}. \quad (15.20)$$

3. По этому же графику и полученным выше сопротивлениям магистралей составляют уравнение, определяющее сопротивление системы при обратном ходе (давление в нагнетающей патрубке насоса). Для данного примера будет

$$p_{\text{н}}^{\text{x.x}} = \Delta p_{\text{др}} + \sum \Delta p_{\text{нм}}^{\text{I}} + \frac{R_{\text{x.x}}}{1000 F_{\text{ш}}} + \Delta p_{\text{ц}} + \frac{1}{\varphi} \sum \Delta p_{\text{см}}^{\text{I}} \quad [\text{МПа}]. \quad (15.21)$$

Последовательная подстановка в это уравнение выражений (15.13)–(15.16) позволяет получить зависимость

$$p_{\text{н}}^{\text{x.x}} = f(Q_{\text{нф}}^{\text{I}}).$$

Совместное решение этой зависимости с (15.19) или (15.20) дает значения  $p_{\text{н}}^{\text{x.x}}$  и  $Q_{\text{нф}}^{\text{I}}$  для режима холостого хода.

При параллельной установке дросселя и объемном способе регулирования  $\Delta p_{\text{др}}$  из формул исключается.

При последовательной установке дросселя

$$\Delta p_{\text{др}} = (Q_{\text{нф}}^{\text{I}} / k U_{\text{др}})^2,$$

который определен ранее при  $U_{\text{др}} = 1$ .

В случае схемы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости, когда реверсирование гидромотора осуществляется путем реверса подачи насоса (путем изменения  $U_{\text{н}}$  на противоположное), возможно увеличение  $U_{\text{н}}$  при обратном ходе до предела, обусловленного допустимой максимальной частотой вращения вала гидромотора.



Из паспорта гидромотора берется его  $n_{\max}$  и вычисляется максимально допустимая подача насоса по формуле

$$Q_{\text{н}}^{\max} = 0,001q_{\text{м}}n_{\text{м}}^{\max} + \Delta Q_{\text{м}} \text{ [л/мин]},$$

где  $\Delta Q_{\text{м}}$  – утечки в гидромоторе, определенные ранее для рабочего хода.

Тогда максимально возможный параметр регулирования насоса определится как

$$U_{\text{н}}^{\max} = \frac{Q_{\text{н}}^{\max}}{A - Bp_{\text{кл}}}.$$

Если  $U_{\text{н}}^{\max}$  из этой формулы получится больше единицы, то в дальнейшем расчете принимать  $U_{\text{н}} = 1$ .

4. Полученные значения параметров позволяют теперь построить график распределения давления в линиях гидросистемы при обратном ходе уже в численных величинах. Расчет потерь по участкам ведется аналогично, как и при рабочем ходе.

### 15.3. Давление в гидросистеме во время паузы в движении гидродвигателя

Давление насоса в период паузы в движении гидродвигателя без разгрузки равно давлению настройки предохранительного (переливного) клапана и линии 2 (см. рис. 5.1), т. е.  $p_{\text{н}} = p_{\text{кл}} + \Delta p_2$ . Если же насос разгружен через распределитель или другим способом, то давление насоса определяется суммой сопротивлений трубопроводов и аппаратов, через которые происходит слив. При разгрузке через распределитель нужно просуммировать в общем виде все потери по трассе слива рабочей жидкости и получить зависимость  $p_{\text{н}}^{\text{паузы}} = f(Q_{\text{нф}}^2)$ . Совместное решение этого уравнения с формулой (4.2) позволит определить  $p_{\text{н}}^{\text{паузы}}$  и  $Q_{\text{нф}}^{\text{паузы}}$ .

## 16. Расчет характеристик гидросистемы

На данном этапе расчетов необходимо вывести общее уравнение и построить графики регулировочной и механических характеристик проектируемой гидросистемы, которые связывают три ос-

новых параметра: скорость движения выходного звена ( $V$  или  $n$ ), нагрузку на нем ( $R$  или  $M$ ) и параметр регулирования ( $U_{др}$  или  $U_n$ ).

### 16.1. Характеристики гидросистемы при дроссельном способе регулирования скорости

Исходные формулы характеристик гидросистемы для различных видов движения выходного звена и вариантов включения дросселя приведены в табл. 16.1.

Приведенные формулы справедливы для варианта работы ГЦ по схеме рис. 3.2, а. Для варианта работы ГЦ по схеме рис. 3.2, б площади  $F_n$  и  $F_{ш}$  меняются местами.

Таблица 16.1

Место установки дросселя	Гидроцилиндр	Гидромотор
В напорной магистрали	$V = \frac{Q_{др} - \Delta Q_{ц}}{60\,000 F_n}$ , м/с	$n = \frac{Q_{др} - \Delta Q_m}{0,001 q_m}$ , об/мин
В сливной магистрали	$V = \frac{Q_{др} - \Delta Q_{ц}}{60\,000 F_{ш}}$ , м/с	
В ответвлении	$V = \frac{Q_n - Q_{др} - \Delta Q_{ц}}{60\,000 F_n}$ , м/с	$n = \frac{Q_n - Q_{др} - \Delta Q_m}{0,001 q_m}$ , об/мин

Параметры, входящие в эти формулы, описываются зависимостями, определенными ранее. Подставляя численные значения всех величин, кроме  $U_{др}$ ,  $M$ ,  $R$ ,  $V$  и  $n$ , нужно получить функциональную зависимость вышеперечисленных параметров. Полученное выражение должно иметь вид:

– при последовательной установке дросселя

$$V = K_1 U_{др} \sqrt{p_{кл} - K_2 V^2 - K_3 V - K_4 R^2 - K_5 R - K_6 VR - K_7 R}$$

или  $n = K_1 U_{др} \sqrt{p_{кл} - K_2 n^2 - K_3 n - K_4 M^2 - K_5 M - K_6 Mn - K_7 M};$

– при параллельной установке дросселя

$$V = K_1 - (K_2 W + K_3 U_{др})W - K_4 R,$$

где  $W = \sqrt{K_5 V^2 + K_6 VR + K_7 V + K_8 R^2 + K_9 R};$

или  $n = K_1 - (K_2 W + K_3 U_{др})W - K_4 M,$

где  $W = \sqrt{K_5 n^2 + K_6 nM + K_7 n + K_8 M^2 + K_9 M}.$

В этих формулах  $K_1 \dots K_9$  – численные величины, получаемые в результате преобразований и подстановок своих данных.

При выводе зависимостей для параллельной установки дросселя необходимо принять  $p_n = p_{кл}.$

Последовательность вывода характеристики рассмотрим на примере гидросхемы (см. рис. 5.1) с дросселем в напорной магистрали.

Исходная формула

$$V = \frac{Q_{др} - \Delta Q_{ц}}{60000 F_{п}}.$$

Утечки в гидроцилиндре  $\Delta Q_{ц}$  описываются формулой (3.6), а расход через дроссель  $Q_{др}$  – формулой (13.8).

Перепад давления на дросселе  $\Delta p_{др}$  определяем из формулы (15.9), используя вычисленную величину давления настройки переливного клапана  $p_{кл}:$

$$\Delta p_{др} = p_{кл} - \Sigma \Delta p_{нм} - p_p - \Delta p_{ц} - \phi \Sigma \Delta p_{см}.$$

Входящие в эту формулу параметры берем соответственно:  $\Sigma \Delta p_{нм}$  – по формуле (14.3);  $\Sigma \Delta p_{см}$  – по формуле (14.4);  $\Delta p_{ц}$  – по формуле (14.10);  $p_p$  – по формуле (14.1).

В полученной зависимости присутствуют расходы  $Q_{нм}$  и  $Q_{см},$  определяемые соответственно по формулам (15.5) и (15.6), которые выражаем через скорость  $V$  по формуле (3.5) и усилие  $R$  по формуле (3.6).

В результате получаем выражение

$$\Delta p_{др} = p_{кл} - K_2 V^2 - K_3 V - K_4 R^2 - K_5 R - K_6 R V.$$

Подставляя полученное выражение в формулу  $Q_{др}$  и ту, в свою очередь, в исходную формулу, получим расчетную зависимость характеристики гидросистемы.

## 16.2. Характеристики гидросистемы при объемном способе регулирования скорости

Исходные формулы характеристик гидросистемы имеют вид

$$V = \frac{Q_H - \Delta Q_{\Pi}}{60\,000 F_{\Pi}} \text{ [м/с]} \quad \text{или} \quad n = \frac{Q_H - \Delta Q_M}{0,001 q_M} \text{ [об/мин]}.$$

Для варианта работы ГЦ по схеме рис. 3.2, б вместо  $F_{\Pi}$  принимается  $F_{\text{ш}}$ . В этих формулах подача насоса записывается зависимостью (4.2).

Эти зависимости, как и величина утечек в гидроцилиндре и гидромоторе, определены в пп. 14 и 15. Давление  $p_H$  определяют по аналогичным формулам, что и для параллельной установки дросселя.

Конечные выражения после подстановки всех численных значений, кроме  $U_H$ ,  $R$ ,  $M$ ,  $V$  и  $n$ , имеют вид:

– при разомкнутой схеме циркуляции жидкости

$$V = K_1 U_H - K_2 V^2 - K_3 V - K_4 VR - K_5 R - K_6 R^2$$

или 
$$n = K_1 U_H - K_2 n^2 - K_3 n - K_4 nM - K_5 M - K_6 M^2;$$

– при замкнутой схеме циркуляции жидкости

$$n = K_1 U_H - K_2 n^2 - K_3 n - K_4 nM - K_5 M - K_6 M^2 - p_{\text{вс}} / 0,001 q_M,$$

где  $p_{\text{вс}}$  – давление во всасывающей патрубке насоса ( $p_{\text{вс}} = 0,05$  МПа) (см. рис. 15.2).

### 16.3. Построение графиков характеристик гидросистемы

Полученные выражения характеристик гидросистемы необходимо решить относительно  $V$  или  $n$  (квадратное уравнение) путем подстановки разных значений  $U_{\text{др}}$  или  $U_H$ ,  $R$  или  $M$  и результаты свести в табл. 16.1 по следующему образцу.

Таблица 16.1

$R$ , кН ( $M$ , Н·м)	$V$ , м/с ( $n$ , об/с)					
	$U = 0$	$U = 0,2$	$U = 0,4$	$U = 0,6$	$U = 0,8$	$U = 1$
0						
10						
20						
30						
...						
...						

Пределы изменения  $R$  или  $M$  принять от 0 до  $1,2R_{\text{р.х}}$  ( $1,2M_{\text{р.х}}$ ) с интервалом  $0,2R_{\text{р.х}}$  или  $0,2M_{\text{р.х}}$ .

По полученным данным строят графики функций  $V = f(U, R)$  или  $n = f(U, M)$ , на которых нужно показать все характерные точки и величины ( $V_{\max}$ ,  $n_{\max}$ ,  $R_{\max}$ ,  $M_{\max}$ ,  $V_{p.x}$ ,  $n_{p.x}$ ,  $R_{p.x}$ ,  $M_{p.x}$ ,  $U$ ).

Пример графиков регулировочной и механической характеристик для гидросистемы с последовательной установкой дросселя приведен на рис. 16.1.

Максимальная скорость движения гидродвигателя ограничивается, с одной стороны, допустимыми значениями для самого гидродвигателя, а с другой – максимально возможной подачей установленного насоса при закрытом предохранительном (переливном) клапане. Максимально допустимая скорость вращения вала гидромотора приводится в его технической характеристике. Для гидроцилиндра в курсовой работе принимать  $V_{\max} = 1,5$  м/с.

Максимальная скорость гидродвигателя по возможной максимальной подаче насоса при последовательной установке дросселя и объемном способе регулирования определяется по формулам

$$V_{\max} = \frac{Q_n - \Delta Q_{\text{ц}}}{60\,000 F_i} \text{ [м/с]} \quad \text{или} \quad n_{\max} = \frac{Q_n - \Delta Q_{\text{м}}}{0,001 q_{\text{м}}} \text{ [об/мин]}.$$

Входящие в формулу  $\Delta Q_{\text{ц}}$  и  $\Delta Q_{\text{м}}$  определены ранее, а подача насоса определяется по формуле (4.2), в которую необходимо подставить  $U_n = 1$  и  $p_n = p_{\text{кл}}$ . После подстановки всех численных значений параметров, кроме  $R$  и  $M$ , получаем зависимости  $V_{\max} = f(R)$  или  $n_{\max} = f(M)$ , которые необходимо нанести на графике механической характеристики гидросистемы.

При параллельной установке дросселя максимальная скорость движения гидродвигателя достигается при полностью закрытом дросселе ( $U_{\text{др}} = 0$ ) и нами уже определена характеристикой гидросистемы. Здесь же необходимо определить и показать на графике  $R_{\max}$  ( $M_{\max}$ ), при которой скорость гидродвигателя становится равной нулю. Для этого формула скорости гидродвигателя при параллельной установке дросселя представляется в виде

$$V = \frac{Q_n - \Delta Q_{\text{ц}}}{60\,000 F_i} \text{ [м/с]} \quad \text{или} \quad n = \frac{Q_n - \Delta Q_{\text{м}}}{0,001 q_{\text{м}}} \text{ [об/мин]}, \quad \text{т. е. } Q_{\text{др}} = 0.$$

В этих формулах при определении подачи насоса принимать  $p_n = p_{\text{кл}}$ .

Подставив в выведенные таким образом формулы  $V = 0$  или  $n = 0$ , получим значения  $R_{\max}$  или  $M_{\max}$ .

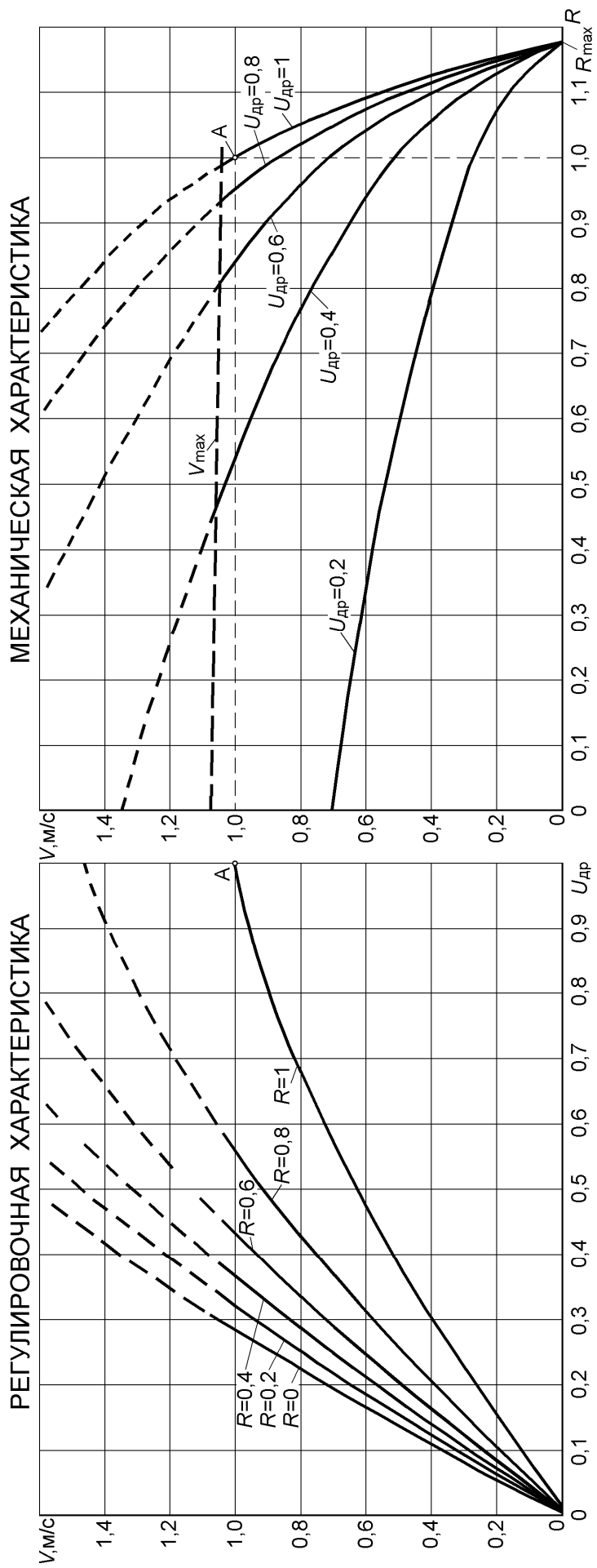


Рис. 16.1. Характеристики гидросистемы при последовательной установке дросселя

## 17. Расчет времени цикла, мощности и КПД

Общее время цикла складывается из времени рабочего и холостого движения ( $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ) и заданного времени паузы  $\tau_{\text{п}}$ .  $\tau_1$  и  $\tau_2$  определяются исходя из заданного хода ГЦ ( $L$ ) или числа полных оборотов вала ГМ ( $Z$ ) и соответствующих скоростей. Мощность, потребляемая насосом на всех режимах ( $N_{\text{н}}^{\text{раб}}$ ,  $N_{\text{н}}^{\text{х.х}}$ ,  $N_{\text{н}}^{\text{паузы}}$ ), вычисляется по формуле

$$N_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{60000 \eta} \quad [\text{кВт}], \quad (17.1)$$

где  $Q_{\text{н}}$  [л/мин],  $p_{\text{н}}$  [МПа] – соответственно подача и давление на выходе насоса в соответствующем режиме работы;  $\eta$  – полный КПД насоса.

Выходная мощность системы при рабочем и холостом движении ( $N_{\text{вых}}^{\text{раб}}$ ,  $N_{\text{вых}}^{\text{х.х}}$ ) вычисляется по формулам

$$N_{\text{вых}} = RV \quad [\text{кВт}] \quad \text{или} \quad N_{\text{вых}} = \frac{\pi n M}{30000} \quad [\text{кВт}], \quad (17.2)$$

где  $R$  [кН],  $M$  [Н·м],  $V$  [м/с] и  $n$  [об/мин] – соответствующие усилия и скорости.

Средняя выходная мощность системы определяется по формуле

$$N_{\text{вых}} = \frac{N_{\text{вых}}^{\text{раб}} \tau_1 + N_{\text{вых}}^{\text{х.х}} \tau_2}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_{\text{п}}} \quad [\text{кВт}]. \quad (17.3)$$

Средняя потребляемая мощность системы равна

$$N_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{н}}^{\text{раб}} \tau_1 + N_{\text{н}}^{\text{х.х}} \tau_2 + N_{\text{н}}^{\text{паузы}} \tau_{\text{п}}}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_{\text{п}}} \quad [\text{кВт}]. \quad (17.4)$$

Потери мощности и КПД системы определяем по формулам

$$\Delta N = N_{\text{вх}} - N_{\text{вых}} \quad \text{и} \quad \eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}.$$

Для выбора электродвигателя определяем эквивалентную мощность

$$N_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(N_{\text{н}}^{\text{раб}})^2 \tau_1 + (N_{\text{н}}^{\text{х.х}})^2 \tau_2 + (N_{\text{н}}^{\text{паузы}})^2 \tau_{\text{п}}}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_{\text{п}}}} \quad [\text{кВт}]. \quad (17.5)$$

По величине  $N_{\text{экв}}$  и  $n_{\text{н}}^{\text{ном}}$  с учетом  $N_{\text{мах}} = N_{\text{н}}^{\text{раб}}$  выбирается электродвигатель по справочникам [7, 16].

## 18. Тепловой расчет гидросистемы

Целью теплового расчета является обеспечение нормального теплового режима работы системы при температуре жидкости  $t_{ж}$  (см. п. 6) путем выбора оптимальной емкости маслобака и при необходимости маслоохладителя. Общие положения по этому вопросу изложены в [4]. Расчетная емкость бака определяется по трем факторам:

1. Для обеспечения удовлетворительного отстоя жидкости в баке емкость определяется по производительности насоса по эмпирической формуле:

$$W_6 = (2\div 3)Q_n \text{ [л]}, \quad (18.1)$$

где  $Q_n$  в л/мин.

2. Для обеспечения перепада уровня жидкости в баке в допустимых пределах при неодинаковых расходах в напорной и сливной магистралях. Этот фактор учитывается только для гидроцилиндров с односторонним штоком, особенно при больших диаметрах штока  $d$  и ходе  $L$ . Объем жидкости, на который изменяется содержимое бака, определится по формуле

$$W_6' = 0,25\pi d^2 L 10^{-6} \text{ [л]},$$

где  $d$  и  $L$  в мм.

Принимая, что уровень жидкости в баке должен измениться не более чем на 1/3, определяем емкость бака как

$$W_6 = 3W_6'. \quad (18.2)$$

3. Для обеспечения удовлетворительного охлаждения жидкости путем теплоотвода в окружающую воздушную среду через металлические стенки бака емкость определяется по площади теплоотводящих поверхностей по формуле

$$W_6 = \sqrt{\frac{F^3}{0,000262144}} \text{ [л]}, \quad (18.3)$$

где  $F$  – площадь теплоотдачи, м<sup>2</sup>.

$$F = \frac{T}{\Delta t K}, \quad (18.4)$$

где  $T = 3600\Delta N$  – количество тепла, выделяемое системой, кДж/ч;  $\Delta t = t_{ж} - t_0$  – разность температур жидкости и окружающей среды, °С;  $K$  – коэффициент теплоотдачи, который принимается равным



$63 \div 68 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}}$  в зависимости от интенсивности движения окружающего воздуха [4].

По наибольшей расчетной емкости выбирается бак с ближайшей номинальной вместимостью по стандартному ряду. Если емкость бака по тепловыделению значительно (более чем в 2 раза) превышает емкость, определенную по первым двум факторам, то решается вопрос о принудительном охлаждении жидкости с применением воздушного или водяного теплообменника. В этом случае по стандартному ряду принимается емкость бака, удовлетворяющая первым двум факторам, определяется количество тепла, отводимое маслобаком  $T_6$ , а по избыточному количеству тепла  $T_{\text{мо}} = T - T_6$  выбирается маслоохладитель по справочникам. При этом следует учитывать, что количество отводимого тепла, указанное в технической характеристике, обеспечивается при номинальном расходе масла при перепаде температур  $30 \text{ °С}$  для воздушных теплообменников (типа ТВ) и  $35 \text{ °С}$  для водяных теплообменников (типа МО). То есть при температуре жидкости (масла) в системе  $50 \text{ °С}$  температура воздуха  $t_0$  составляет  $20 \text{ °С}$ , а температура охлаждающей воды  $15 \text{ °С}$ . Фактическое количество тепла, отводимого маслоохладителем, можно определить по эмпирической формуле [4]:

$$T = T_{\text{мо}} \left[ \frac{t_{\text{ж}} - t_0}{\Delta t_{\text{н}}} \left( 1 + 0,5 \lg \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right) \right] \text{ [кДж/ч]}, \quad (18.5)$$

где  $T_{\text{мо}}$ ,  $Q_{\text{ном}}$  – паспортные данные маслоохладителя;  $t_{\text{ж}}$  – фактическая температура масла,  $\text{°С}$ ;  $t_0$  – температура окружающей среды (воды, воздуха),  $\text{°С}$ ;  $\Delta t_{\text{н}}$  – номинальный перепад температур, равный  $30 \text{ °С}$  для воздушных маслоохладителей (типа ТВ) и  $35 \text{ °С}$  для водяных маслоохладителей (типа МО);  $Q$  – фактический расход масла, л/мин.

## 19. Пример расчета

Исходные данные:

- вид движения – возвратно-поступательное;
- цикл работы – реверсивное движение без разгрузки насоса во время паузы;
- регулирование скорости – в прямом направлении;
- усилие рабочего хода –  $R_{\text{р.х}} = 7 \text{ кН}$ ;

- усилие холостого хода –  $R_{x.x} = 0,7$  кН;
- рабочая скорость подачи –  $V_p = 0,5$  м/с;
- время паузы –  $\tau_{п} = 9$  с;
- температура окружающей среды –  $t_o = -10$  °С;
- коэффициент способа закрепления гидроцилиндра на рабочей машине –  $K_3 = 0,7$ ;
- величина рабочего хода –  $L = 1,2$  м;
- отношения площадей поршня гидроцилиндра –  $\phi = 0,8$ .

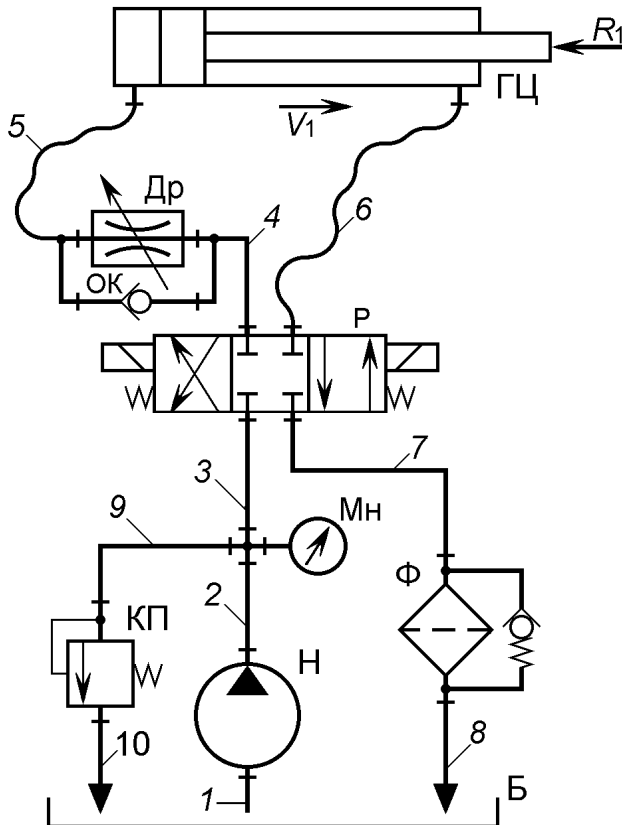


Рис. 19.1. Схема гидропередачи

Гидроцилиндр будет находиться на расстоянии 2 м от насосной станции.

Способ регулирования скорости гидроцилиндра определяем путем оценки величины выходной мощности гидросистемы по уравнению (1.2):

$$N_{\text{вых}} = 7 \cdot 0,5 = 3,5 \text{ кВт.}$$

Поскольку  $N_{\text{вых}} < 6$  кВт, принимаем дроссельный способ регулирования скорости. Место установки дросселя принимаем по согласованию с заказчиком последовательное в напорной магистрали.

В соответствии с рекомендациями п. 1 принципиальная схема гидропередачи будет иметь вид как на рис. 19.1.

### 19.1. Выбор параметров гидроцилиндра

Определяем рекомендуемое давление по формуле (3.1):

$$p = 5,85 \sqrt[3]{3,5} = 8,882 \text{ МПа.}$$

По ГОСТ 6540-68 принимаем ближайшее значение  $p = 10$  МПа.

По усилию  $R_{p.x}$  и принятому давлению  $p$  определяем требуемую площадь поршня ГЦ при рабочем ходе

$$F_i = \frac{R_{p.x}}{1000p} = \frac{7}{1000 \cdot 10} = 0,0007 \text{ м}^2.$$

Поскольку по исходным данным имеем гидроцилиндр, работающий по варианту рис. 3.2, а, то  $F_i = F_{\Pi}$  и требуемый диаметр поршня гидроцилиндра составит

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\Pi}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,02985 \text{ м.}$$

По ГОСТ 6540-68 (см. прил. 1) принимаем  $D = 0,032 \text{ м}$ .

Тогда  $F_{\Pi} = 0,00080248 \text{ м}^2$ .

Площадь поршня со стороны штока должна быть

$$F_{\text{ш}} = \varphi F_{\Pi} = 0,8 \cdot 0,00080248 = 0,0006434 \text{ м}^2.$$

Требуемый диаметр штока составит

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4F_{\text{ш}}}{\pi}} = \sqrt{(3,2 \cdot 10^{-2})^2 - \frac{4 \cdot 6,43 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0143 \text{ м.}$$

По ГОСТ 6540-68 (см. прил. 1) принимаем  $d = 0,014 \text{ м}$ .

Для проверки штока на устойчивость уточняем рабочий ход поршня гидроцилиндра. По ГОСТ 6540-68 (см. прил. 1) принимаем  $L = 1250 \text{ мм}$ . Тогда приведенная длина штока составит

$$L_{\text{пр}} = L \cdot K_3 = 1250 \cdot 0,7 = 875 \text{ мм.}$$

По номограмме (см. прил. 2) для  $R_{\text{р.х}} = 7 \text{ кН}$  и  $L_{\text{пр}} = 700 \text{ мм}$  диаметр штока должен быть  $d > 22 \text{ мм}$ . Поэтому принимаем для расчетов  $d = 25 \text{ мм}$ .

Тогда диаметр поршня должен быть

$$D = \sqrt{\frac{d^2}{1 - \varphi}} = \sqrt{\frac{0,025^2}{1 - 0,8}} = 0,0559 \text{ м.}$$

Принимаем (см. прил. 1)  $D = 56 \text{ мм}$ .

По принятым  $D$  и  $d$  уточняем рабочие площади поршня гидроцилиндра:

$$F_{\Pi} = 0,002463 \text{ м}^2; F_{\text{ш}} = 0,001972 \text{ м}^2 \text{ и } \varphi = 0,8.$$

Требуемое рабочее давление по формуле (3.3):

$$p_{\text{т}} = \frac{R_{\text{р.х}}}{1000 F_{\Pi} \eta_{\text{ГМ}}} = \frac{7}{1000 \cdot 2,463 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96} = 2,96 \text{ МПа.}$$

Требуемая подача по формуле (3.4):

$$\begin{aligned} Q_{\text{т}} &= 60\,000 V_{\text{р}} F_{\Pi} + 0,127 \frac{R_{\text{р.х}}}{D} = \\ &= 60\,000 \cdot 0,5 \cdot 0,002463 + 0,127 \cdot 7/56 = 73,906 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

## 19.2. Выбор насоса

По значениям  $p_T$  и  $Q_T$  из каталога [8] выбираем насос БГ12-24 М с параметрами:  $Q_{\text{ном}} = 73,9$  л/мин;  $q_n = 56$  см<sup>3</sup>/об;  $p_{\text{ном}} = 12,5$  МПа;  $n = 1500$  об/мин;  $\eta_o = 0,88$ ;  $\eta = 0,77$ .

Характеристика фактической подачи насоса по формуле (4.1):

$$Q_{\text{нф}} = q_n n_n \left[ U_n - (1 - \eta_o) \frac{p}{p_{\text{ном}}} \right] \cdot 10^{-3} =$$

$$= 56 \cdot 1,5 [1 - (1 - 0,88) \cdot p/12,5];$$

$$Q_{\text{нф}} = 84 - 0,8064 p \text{ [л/мин]}.$$

## 19.3. Определение максимальных расходов и давлений по участкам гидросистемы

Согласно рис. 19.1 имеем

Таблица 19.1

Номер линии	$Q_{\text{max}}$ , л/мин	$p_{\text{max}}$ , МПа	Количество соединений
1	81,613	0	1 штуцер
2	81,613	3,552	1 штуцер и 1 крестовина
3	81,613	3,552	2 штуцера
4	103,83	3,552	1 штуцер и 1 крестовина
5	103,83	3,552	1 штуцер и 1 крестовина
6	81,613	3,552	2 штуцера
7	103,83	0,5	2 штуцера
8	103,83	0,5	1 штуцер
9	81,613	3,552	2 штуцера
10	81,613	0,5	1 штуцер

## 19.4. Выбор рабочей жидкости

Согласно формуле (6.4) рекомендуемая вязкость жидкости составит

$$\nu = (10 + 2,5p) \left( 1 + \frac{t_o}{120} \right) = (10 + 2,5 \cdot 2,96) \left( 1 + \frac{-10}{120} \right) = 15,95 \text{ сСт.}$$

Принимаем масло гидравлическое МГ-32-А с параметрами:

$$\nu = 20 \text{ сСт}; \rho = 885 \text{ кг/м}^3; t_3 = -40 \text{ }^\circ\text{C}; m = 9,34; n = 3,675.$$

Проверка: величина вязкости при пуске по формуле (6.3):

$$\nu_{\text{п}} = 10^{\left[10^{m-n \lg(273+t_0)}\right] - 0,6} = 10^{\left[10^{9,34-3,675 \lg(273-10)}\right] - 0,6} = 625,74 \text{ сСт.}$$

У насоса БГ12-24М  $\nu_{\text{п}} = 3000 \text{ сСт}$  и  $\nu_{\text{р}} = 12 \div 400 \text{ сСт}$ .

Таким образом, принятая рабочая жидкость приемлема.

### 19.5. Выбор дросселя

По  $Q_{\text{т}} = 73,906 \text{ л/мин}$  и  $p_{\text{max}} = 1,2p_{\text{т}} = 3,552 \text{ МПа}$  выбираем из каталога [9] дроссель ПГ77-34 с параметрами:  $Q_{\text{ном}} = 80 \text{ л/мин}$ ;  $Q_{\text{max}} = 82 \text{ л/мин}$ ;  $p_{\text{ном}} = 20 \text{ МПа}$ ;  $p_{\text{max}} = 22 \text{ МПа}$ ;  $\Delta p_{\text{ном}} = 0,3 \text{ МПа}$ .

Величина максимального проходного сечения дросселя по формуле (7.3):

$$f_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{1,9\sqrt{\Delta p_{\text{ном}}}} = \frac{80}{1,9\sqrt{0,3}} = 76,873 \text{ мм}^2.$$

Расчетная формула расхода через дроссель будет иметь вид

$$Q_{\text{др}} = 60 \mu f_{\text{max}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} U_{\text{др}} \sqrt{\Delta p_{\text{др}}} = 60 \cdot 0,64 \cdot 76,873 \cdot \sqrt{\frac{2}{885}} U_{\text{др}} \sqrt{\Delta p_{\text{др}}},$$

$$Q_{\text{др}} = 140,33 U_{\text{др}} \sqrt{\Delta p_{\text{др}}}.$$

### 19.6. Выбор распределителя

В соответствии с принципиальной схемой гидросистемы (см. рис. 19.1) и табл. 2.1 принимаем схему исполнения распределителя № 44. Распределитель трехпозиционный, т. к. необходимо получить реверсивное движение и есть пауза в движении гидроцилиндра.

Максимальный расход через распределитель по табл. 19 составляет  $Q_{\text{р}} = 103,83 \text{ л/мин}$ , а максимальное давление  $p_{\text{р}} = 3,552 \text{ МПа}$ .

Исходя из этих параметров, принимаем распределитель типа В16 [15] с параметрами:

$Q_{\text{ном}} = 125 \text{ л/мин}$ ;  $Q_{\text{max}} = 205 \text{ л/мин}$ ;  $p = 32 \text{ МПа}$ ;  $\Delta p_{\text{р}} = 0,25 \text{ МПа}$ .

Схема шифровки данного распределителя [15]:

32 В ЕХ 16 44 В 220 Н УХЛ 4.

## 19.7. Выбор клапана давления

В данной гидросистеме клапан давления выполняет функцию переливного. В таких случаях рекомендуется (см. п. 1) использовать клапан непрямого действия. По  $Q_T = 73,906$  л/мин и  $p_{\max} = 3,552$  МПа выбираем клапан МКПВ 10/3 [9] с параметрами:  $Q_{\text{ном}} = 80$  л/мин;  $Q_{\max} = 160$  л/мин;  $p_{\text{ном}} = 6,3$  МПа;  $p_{\max} = 7$  МПа и  $p_{\min} = 0,3$  МПа.

## 19.8. Выбор гидромагистралей

Определяем допустимые скорости движения рабочей жидкости по гидромагистралям (см. п. 11):

а) всасывающая магистраль [см. формулу (11.3)]

$$V_{\text{вс}} = 0,5 + 0,01 Q_{\text{нф}} = 0,5 + 0,01 \cdot 81,613 = 1,32 \text{ м/с};$$

б) напорная магистраль [см. формулу (11.2)]

$$V_{\text{наг}} = 1 + 0,425 p = 1 + 0,425 \cdot 2,96 = 2,258 \text{ м/с};$$

в) сливная магистраль  $V_{\text{сл}} = 2$  м/с.

Требуемые диаметры трубопроводов по формуле (11.1):

$$d_{\text{вс}} = 4,6 \sqrt{\frac{81,613}{1,32}} = 36,17 \text{ мм}; \quad d_{\text{наг}} = 4,6 \sqrt{\frac{81,613}{2,258}} = 27,655 \text{ мм};$$

$$d_{\text{сл}} = 4,6 \sqrt{\frac{103,833}{2}} = 33,144 \text{ мм}.$$

Для напорных трубопроводов определяем минимально допустимую толщину стенки трубы [см. формулу (11.4)]

$$\delta_{\min} = \frac{pd}{2\sigma} K_6 = \frac{3,35 \cdot 27,655}{2 \cdot 140} \cdot 3 = 0,993 \text{ мм}.$$

Принимаем  $\delta = 1$  мм.

Согласно этим значениям принимаем (см. прил. 3) стальные бесшовные холоднодеформируемые трубы по ГОСТ 8734-75:

Труба 1 – Труба 36×1;

Трубы 2, 3 и 9 – Труба 30×1;

Трубы 4, 7 и 8 – Труба 34×1;

Труба 10 – Труба 30×1.

Гибкие высоконапорные рукава 5 и 6 согласно принципиальной схеме (см. рис. 19.1) принимаем по прил. 4:

Рукав 1SN–31–65–2000.

## 19.9. Выбор фильтра

Принятая схема гидросистемы предусматривает установку фильтра в сливной магистрали с параметрами:  $Q_{\text{ф треб}} = 103,83$  л/мин и  $p = 0,5$  МПа.

По технической характеристике насоса требуемая тонкость фильтрации должна быть  $\Delta_{\text{треб}} = 25$  мкм.

По рекомендациям из [4] принимаем фильтр ФС100-25 с параметрами:  $Q_{\text{ном}} = 100$  л/мин;  $p = 0,63$  МПа;  $\Delta p_{\text{ф}} = 0,1$  МПа.

## 19.10. Расчет потерь в гидросистеме

А. Утечки

– в насосе [см. формулу (14.1)]

$$\Delta Q_{\text{н}} = \frac{q_{\text{н}} n_{\text{н}} (1 - \eta_{\text{он}}) 10^{-3}}{p_{\text{н}}^{\text{ном}}} p = \frac{56 \cdot 1500 \cdot (1 - 0,88) \cdot 10^{-3}}{12,5} p = 0,8064p;$$

– в гидроцилиндре [см. формулу (3.6)]

$$\Delta Q_{\text{ц}} = K_{\text{ц}} R = \frac{0,127}{D} R = \frac{0,127}{56} = 2,26786 \cdot 10^{-3} R.$$

Б. Потери давления в гидроаппаратах.

Используем формулу (14.2).

$$\text{Фильтр} - \Delta p_{\text{ф}} = 0,1 \left( \frac{Q}{100} \right)^2 = 1 \cdot 10^{-5} Q^2.$$

$$\text{Распределитель} - \Delta p_{\text{р}} = 0,25 \left( \frac{Q}{125} \right)^2 = 1,6 \cdot 10^{-5} Q^2.$$

$$\text{Дроссель} - \Delta p_{\text{др}} = K_{\text{др}}^1 \frac{Q^2}{U_{\text{др}}^2} = \frac{1}{K_{\text{др}}^2} \frac{Q^2}{U_{\text{др}}^2} = \frac{1}{140,33^2} \frac{Q^2}{U_{\text{др}}^2},$$

$$\Delta p_{\text{др}} = 5,078 \cdot 10^{-5} \frac{Q^2}{U_{\text{др}}^2}.$$

В. Потери давления в трубопроводах.

По техническому заданию имеем магистрали 5 и 6 длиной по 2 м. Остальные трубопроводы будут достаточно короткими, так как вся гидроаппаратура будет установлена на насосной станции.

Поскольку на начальном этапе проектирования трассы трубопроводов еще неизвестны, воспользуемся рекомендациями, приведенными в п. 14.

Для длинных трубопроводов определяем режим течения  
– в трубопроводе 5

$$Re = 21200 \frac{Q}{dv} = 21200 \cdot \frac{81,613}{32 \cdot 20} = 2710 > 1600 = Re_{кр} \quad \text{– турбулентный режим;}$$

– в трубопроводе 6

$$Re = 21200 \frac{Q}{dv} = 21200 \frac{103,833}{32 \cdot 20} = 3373,18 > 1600 = Re_{кр} \quad \text{– турбулентный режим.}$$

Потери давления для данных трубопроводов определяем по формуле (14.4):

$$\Delta p_5 = \Delta p_6 = 7,85 \frac{LQ^2}{d^5} = 7,85 \frac{2 \cdot Q^2}{32^5} = 4,679 \cdot 10^{-7} Q^2.$$

Увеличиваем коэффициент потерь на 10 %, чтобы учесть потери на местных гидравлических сопротивлениях:

$$\Delta p_5 = \Delta p_6 = 4,679 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2 \cdot 1,1 = 5,147 \cdot 10^{-7} Q^2.$$

Потери в остальных трубопроводах определяем как потери на местных гидравлических сопротивлениях. Для этого используем формулу (14.6):

$$\Delta p_2 = \Delta p_3 = \Delta p_9 = 0,21 \frac{Q^2}{d^4} \sum \xi = 0,21 \frac{Q^2}{28^4} (0,3 + 0,6) \cdot 1,1;$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_3 = \Delta p_9 = 3,3824 \cdot 10^{-7} Q^2;$$

$$\Delta p_4 = \Delta p_7 = \Delta p_8 = 0,21 \frac{Q^2}{32^4} (0,3 + 0,6) \cdot 1,1 = 1,7531 \cdot 10^{-7} Q^2.$$

Г. Потери давления в гидроцилиндре определяем по формуле (14.10):

$$\Delta p_{ц} = K_{ц}^I R = \left( \frac{1}{\eta_{гм}} - 1 \right) \frac{1}{1000 F_{ц}} R = \left( \frac{1}{0,96} - 1 \right) \frac{1}{1000 \cdot 2,463 \cdot 10^{-3}} R;$$

$$\Delta p_{ц} = 1,6917 \cdot 10^{-2} R.$$



## 19.11. Определение давлений и расходов в линиях гидросистемы

Согласно принципиальной схеме распределение давлений и расходов при рабочем режиме работы имеет вид, приведенный на рис. 19.2.

Величину рабочего давления определяем по формуле (15.1):

$$p_{\text{раб}} = \frac{R_{\text{р.х.}}}{1000F_{\text{п}}} = \frac{7}{1000 \cdot 2,463 \cdot 10^{-3}} = 2,842 \text{ МПа.}$$

Уравнение суммарных потерь давления в напорной магистрали

$$\Sigma \Delta p_{\text{нм}} = \Delta p_3 + \Delta p_{\text{р}} + \Delta p_4 + \Delta p_5.$$

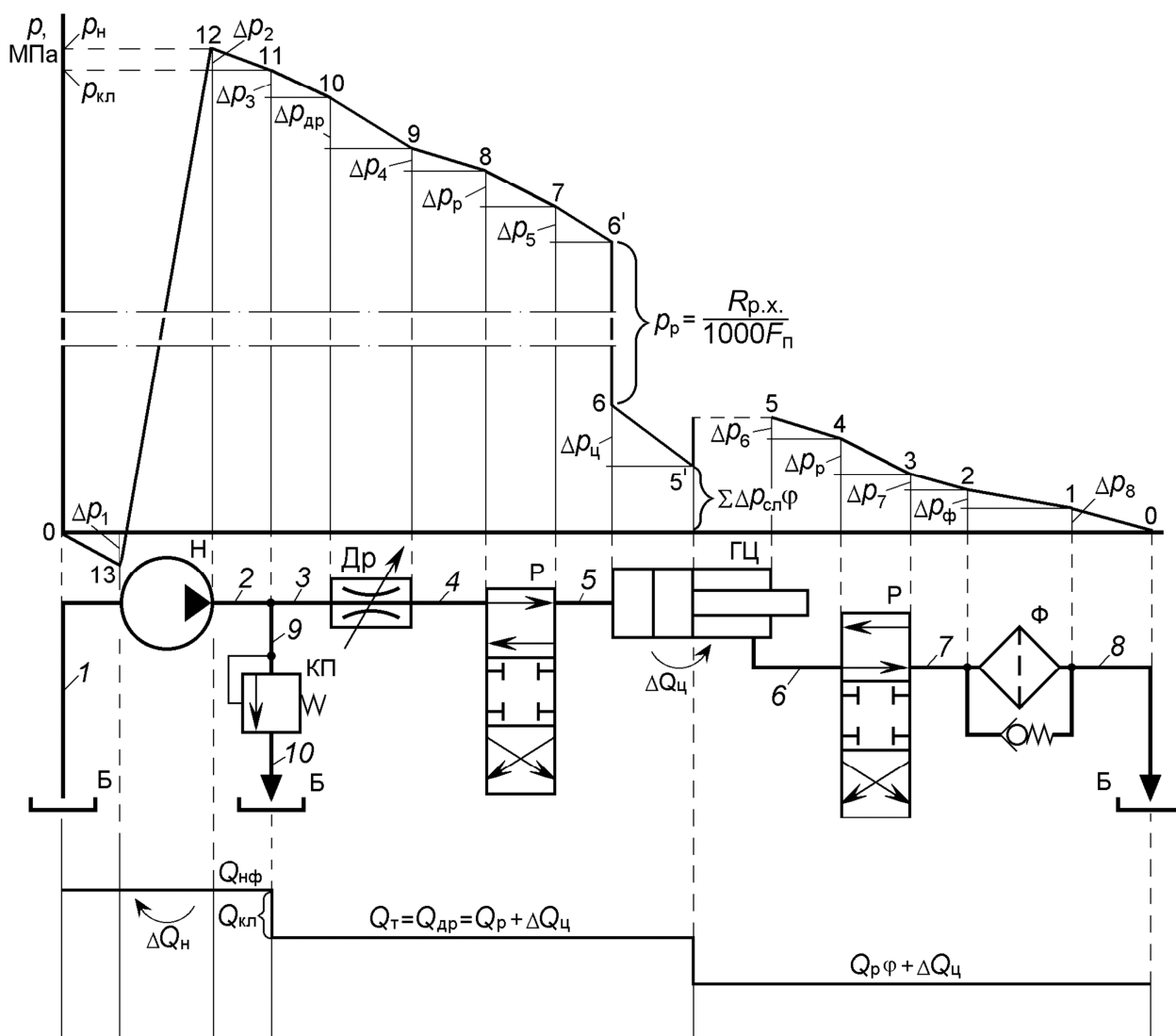


Рис. 19.2. Распределение давлений по гидросистеме при рабочем ходе

Уравнение суммарных потерь давления в сливной магистрали

$$\sum \Delta p_{\text{см}} = \Delta p_6 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_\phi + \Delta p_8.$$

Формула расчета давления настройки переливного клапана согласно рис. 19.2 примет вид

$$p_{\text{кл}} = \sum \Delta p_{\text{нм}} + \Delta p_{\text{др}} + p_p + \Delta p_{\text{ц}} + \phi \sum \Delta p_{\text{см}}.$$

Подставив в эти уравнения формулы потерь с учетом зависимостей расходов по напорной и сливной магистралям [см. формулы (15.5) и (15.6)] и произведя замену расходов через скорость  $V$  по формуле (3.5) и усилие  $R$  по формуле (3.6), получим

$$p_{\text{кл}} = 1,8545468V^2 + 5,9296416 \cdot 10^{-5}VR + 4,782641 \cdot 10^{-10}R^2 + 4,2292593 \cdot 10^{-1}R.$$

Для рабочего хода при  $R_{\text{р.х}} = 7$  кН и  $V_p = 0,5$  м/с получаем

$$p_{\text{кл}} = 3,667 \text{ МПа.}$$

Давление на выходе из насоса описывается зависимостью (15.10). Тогда получаем  $p_{\text{н}} = 3,666 + 3,3823796 \cdot 10^{-7} Q_{\text{н}}^2$ .

Решаем это уравнение совместно с уравнением характеристики фактической подачи насоса, которая была определена при его выборе. Получаем  $Q_{\text{н}} = 81,04$  л /мин и  $p_{\text{н}} = 3,671$  МПа.

При холостом ходе схема распределения давлений и расходов по гидросистеме представлена на рис. 19.3.

Уравнение суммарных потерь давления в напорной магистрали

$$\sum \Delta p_{\text{нм}} = \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_p + \Delta p_6,$$

и в сливной магистрали

$$\sum \Delta p_{\text{см}} = \Delta p_5 + \Delta p_{\text{ок}} + \Delta p_4 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_\phi + \Delta p_8.$$

Давление на выходе из насоса при холостом ходе

$$p_{\text{нх}} = \sum \Delta p_{\text{нм}} + \frac{R_{\text{х.х}}}{1000F_{\text{ш}}} + \Delta p_{\text{ц}} + \frac{1}{\phi} \sum \Delta p_{\text{см}} \text{ [МПа]}.$$

После подстановки в это выражение рассчитанных ранее параметров получим  $p_{\text{нх}} = 6,4 \cdot 10^{-5} Q_{\text{н}}^2 + 0,3734$ .

Решая это уравнение совместно с уравнением характеристики фактической подачи насоса, будем иметь при холостом ходе  $Q_{\text{нх}} = 83,3$  л /мин и  $p_{\text{нх}} = 0,86$  МПа.

Во время паузы в движении гидроцилиндра жидкость от насоса поступает в бак через переливной клапан КП (см. рис. 19.1). Поэтому давление на выходе из насоса во время паузы опишется зависимостью

$$p_{\text{нп}} = \Delta p_2 + \Delta p_9 + p_{\text{кл}} + \Delta p_{10}.$$

Подстановка значений параметров, входящих в это выражение, дает расчетную формулу в виде

$$p_{\text{нп}} = 1,01 \cdot 10^{-6} Q_{\text{н}}^2 + 3,667.$$

В результате совместного решения этого уравнения с уравнением характеристики фактической подачи насоса получим

$$Q_{\text{нп}} = 81,0376 \text{ л/мин и } p_{\text{нп}} = 3,6736 \text{ МПа.}$$

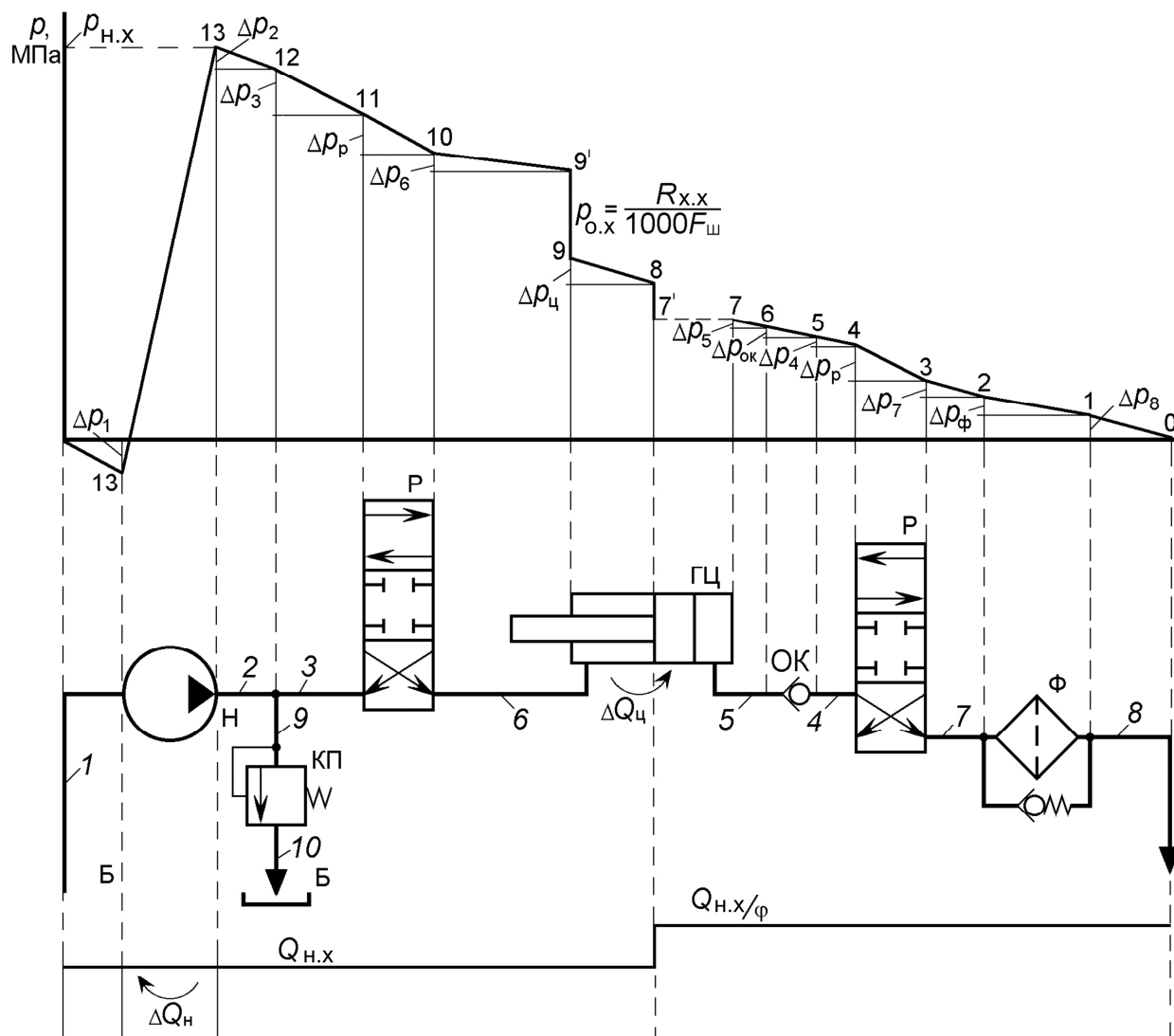


Рис. 19.3. Распределение давлений по гидросистеме при холостом ходе

## 19.12. Расчет характеристик гидросистемы

Исходная формула характеристики проектируемой гидросистемы имеет вид (см. п. 16.1)

$$V = \frac{Q_{\text{др}} - \Delta Q_{\text{ц}}}{60000 F_{\text{п}}}.$$

Опуская промежуточные выкладки, выполненные согласно последовательности, приведенной в п. 16.1, получаем формулу характеристики гидросистемы в виде

$$V = 0,95U_{др} \sqrt{3,667 - 1,7V^2 - 4,4 \cdot 10^{-10} R^2 - 0,42R - 5,49 \cdot 10^{-5} VR - 1,535 \cdot 10^{-5} R}.$$

Отметим также, что при отсутствии ламинарного режима течения жидкости коэффициент  $K_3 = 0$ .

Графики регулировочной и механической характеристик приведены на рис. 19.4.

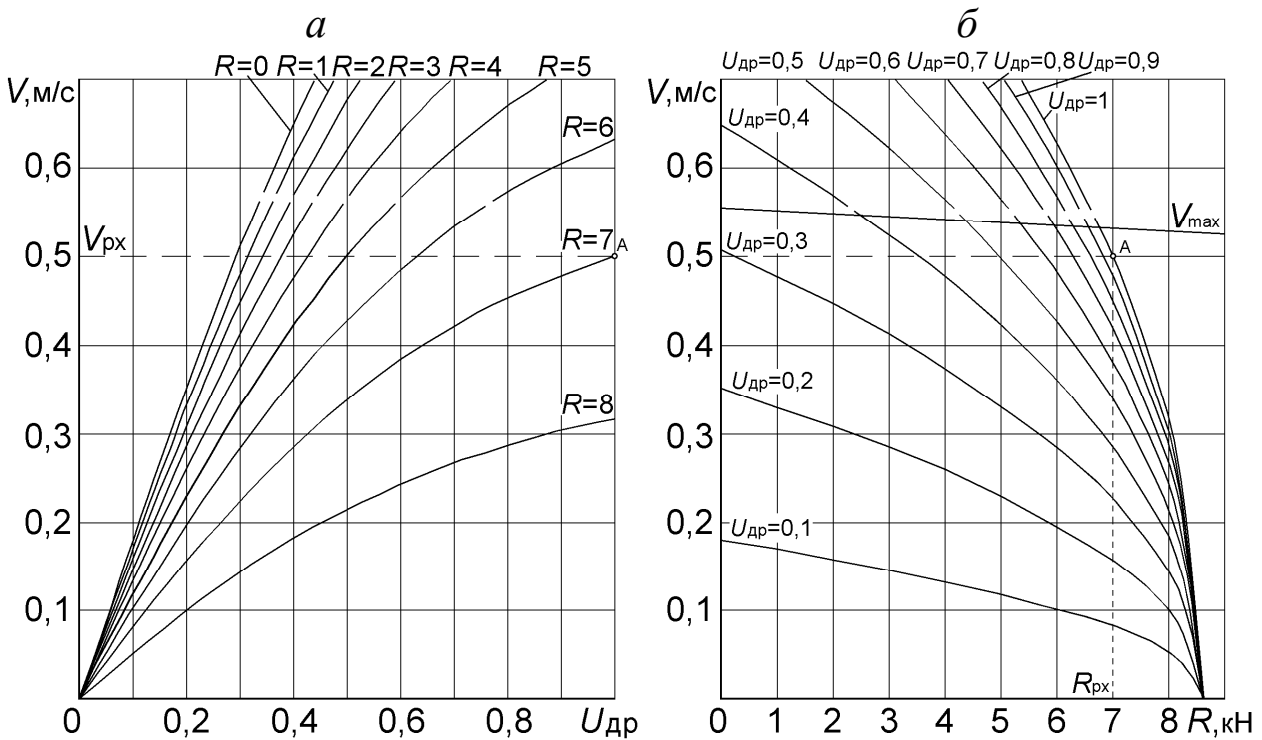


Рис. 19.4. Расчетные характеристики гидросистемы:  
*a* – регулировочная; *б* – механическая

Согласно п. 16.3, максимально возможная скорость движения поршня гидроцилиндра

$$V_{\max} = \frac{Q_n - \Delta Q_{ц}}{60000 F_{п}} = \frac{84 - 0,8064 \cdot 3,424 - 2,26786 \cdot 10^{-5} R}{60000 \cdot 0,00242},$$

$$V_{\max} = 0,5595 - 1,562 \cdot 10^{-5} R.$$

### 19.13. Расчет времени цикла, мощности и КПД гидросистемы

Время цикла определяем как сумму времени рабочего хода, времени холостого хода и времени паузы

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_{\text{п}}.$$

Время рабочего хода  $\tau_1 = L/V_p = 1/0,5 = 2$  с.

Для определения времени холостого хода необходимо предварительно вычислить скорость холостого хода. Воспользуемся формулой (3.4), подставляя в нее  $Q_{\text{нх}}$ ,  $F_{\text{ш}}$  и  $R_{\text{х.х}}$ . Получаем  $V_x = 0,717$  м/с. Тогда время холостого хода составит  $\tau_2 = L/V_x = 1/0,717 = 1,4$  с.

Время цикла будет равно  $\tau_{\text{ц}} = 12,4$  с.

Расчет мощности, потребляемой насосом во всех режимах работы, определяем по формуле (17.1), подставляя соответствующие  $Q$  и  $p$ .

$$N_{\text{н}}^{\text{р.х}} = \frac{3,671 \cdot 81,04}{60 \cdot 0,77} = 6,44 \text{ кВт}; \quad N_{\text{н}}^{\text{х.х}} = \frac{0,86 \cdot 83,3}{60 \cdot 0,77} = 1,55 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{н}}^{\text{паузы}} = \frac{3,67 \cdot 81,037}{60 \cdot 0,77} = 6,437 \text{ кВт}.$$

Выходную мощность гидросистемы определяем по формуле (17.2).

Выходная мощность при рабочем ходе уже была определена в начале расчетов  $N_{\text{вых}}^{\text{р.х}} = 3,5$  кВт.

Выходная мощность при холостом ходе

$$N_{\text{вых}}^{\text{х.х}} = V_x R_{\text{х.х}} = 0,717 \cdot 0,7 = 0,502 \text{ кВт}.$$

Средние выходную и потребляемую мощности гидросистемы определяем по формулам (17.3) и (17.4):

$$N_{\text{вых}} = \frac{3,2 \cdot 2 + 0,504 \cdot 1,4}{12,4} = 0,6212 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{вх}} = \frac{6,44 \cdot 2 + 1,55 \cdot 1,4 + 6,437 \cdot 0,9}{12,4} = 5,886 \text{ кВт}.$$

Потери мощности  $\Delta N = N_{\text{вх}} - N_{\text{вых}} = 5,264$  кВт.

КПД гидросистемы  $\eta = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} = 0,1$ .

Вывод: КПД очень мал.

Объясняется низкий КПД тем, что пауза превышает рабочий ход в 4,5 раза, а затраты мощности практически одинаковые. Очевидно, необходимо либо сократить (или вообще исключить) паузу, либо осуществить разгрузку насоса во время паузы.

Рассмотрим вариант разгрузки насоса во время паузы.

Давление на выходе из насоса в этом случае описывается выражением  $p_{\text{нп}} = \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_p + \Delta p_7 + \Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_8$ .

Подставляя в это выражение величины параметров, входящих в эту формулу, и решая совместно с уравнением характеристики фактической подачи насоса, получим:

$$Q_{\text{нп}} = 83,85 \text{ л/мин}, p_{\text{нп}} = 0,19 \text{ МПа и } N_{\text{н}}^{\text{паузы}} = 0,345 \text{ кВт.}$$

Тогда  $N_{\text{вх}} = 1,397 \text{ кВт}$  и КПД станет  $\eta = 0,445$ .

Такой результат следует считать приемлемым.

#### 19.14. Тепловой расчет гидросистемы

В соответствии с п. 18 расчетная емкость гидробака по трем факторам составит  $W_{61} = 162,5 \text{ л}$ ,  $W_{62} = 0,154 \text{ л}$  и  $W_{63} = 36,6 \text{ л}$ .

В соответствии с номинальным рядом вместимостей гидробаков по ГОСТ 12448-80 принимаем  $W_6 = 200 \text{ л}$ .

Маслоохладитель не требуется.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

#### ПАРАМЕТРЫ ГИДРОЦИЛИНДРА (по ГОСТ 6540-68)

Номинальные давления  $p_{\text{ном}}$ , МПа  
2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63.

Диаметры поршня  $D$ , мм  
10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

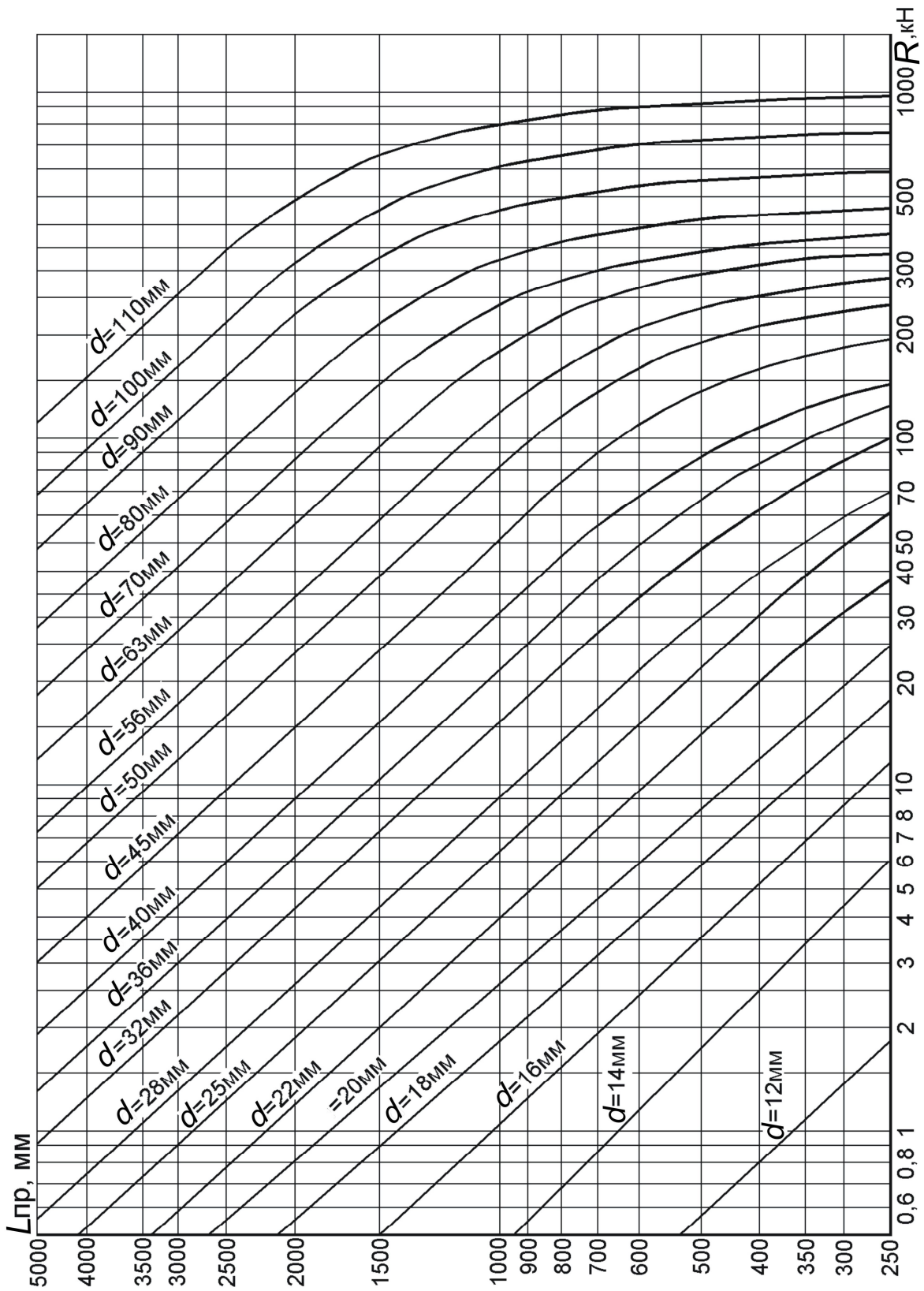
Диаметры штока  $d$ , мм  
4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Ходы поршня (плунжера)  $L$ , мм  
4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); (3000); 3150; (3350); (3550); (3750); 4000; (4250); (4500); (4750); 5000; (5300); (5600); (6000); 6300; (6700); (7100); (7500); 8000; (8500); (9000); (9500).

Примечание: значения параметров, заключенные в скобки, взяты по дополнительному ряду предпочтительных чисел, их рекомендуется применять в крайнем случае.

#### МАСЛООХЛАДИТЕЛИ

Тип масло-охлаждителя	Количество отводимого тепла $T_{\text{мо}}$ , кДж/ч	Расход жидкости $Q$ , л/мин		Потери давления $\Delta p$ , МПа, при $Q_{\text{ном}}$
		ном.	макс.	
ТВ 1500	6000	35	40	0,1
ТВ 2900	11600	70	80	0,1
ТВ 4000	16000	100	110	0,1
МО 0.63	20000	25	32	0,05
МО 1.6	50000	63	80	0,05
МО 2.5	100000	100	125	0,05
МО 4.0	125000	160	200	0,05
МО 6.3	200000	250	320	0,05
МО 1.0	300000	400	630	0,05



Номограмма проверки штока гидроцилиндра на продольную устойчивость



**СТАЛЬНЫЕ БЕСШОВНЫЕ ХОЛОДНОДЕФОРМИРОВАННЫЕ  
ТРУБЫ (по ГОСТ 8734-75)**

Наружный диаметр *	Толщина стенки **	Наружный диаметр *	Толщина стенки **	Наружный диаметр *	Толщина стенки **
5	0,3–1,5	25–28	0,4–7,0	140	1,6–22
6	0,3–2,0	30–36	0,4–8,0	150	1,8–22
7–9	0,3–2,5	38; 40	0,4–9,0	160	2,0–22
10–12	0,3–3,5	42	1,0–9,0	170	2,0–24
13–15	0,3–4,0	45; 48	1,0–10	180	2,0–24
16–19	0,3–5,0	50–76	1,0–12	190	2,8–24
20	0,3–6,0	80–95	1,2–12	200–220	3,0–24
21–23	0,4–6,0	100–108	1,5–18	240; 250	4,5–24
24	0,4–6,5	110–130	1,5–22	-	-

\*) В указанных пределах брать из ряда: 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 220 мм.

\*\*) В указанных пределах брать из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

Пример обозначения трубы.

Труба с наружным диаметром 70 мм, толщиной стенки 2,0 мм, длиной кратной 1250 мм, с поставкой без нормирования механических свойств и химического состава, с указанием величины гидравлического давления (по группе Д).

Труба  $\frac{70 \times 2 \times 1250 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{Д ГОСТ } 8733 - 74}$

РУКАВА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ  
С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ОПЛЕТКАМИ

DIN EN 853 1 SN\*

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее давление, бар	Разрывное давление, бар
5	4,8	11,8	250	1000
6	6,4	13,4	225	900
8	7,9	15,0	215	850
10	9,5	17,4	180	720
12	12,7	20,6	160	640
16	15,9	23,7	130	520
19	19,0	27,7	105	420
25	25,4	35,6	90	350
31	31,8	43,5	65	250
38	38,1	50,6	50	200
51	50,8	64,0	40	160

DIN EN 853 2 SN\*

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее давление, бар	Разрывное давление, бар
5	4,8	13,4	415	1650
6	6,4	15,0	400	1600
8	7,9	16,6	350	1400
10	9,5	19,0	330	1320
12	12,7	22,2	275	1100
16	15,9	25,4	250	1000
19	19,0	29,3	215	850
25	25,4	38,1	165	650
31	31,8	48,3	140	500
38	38,1	54,6	100	360
51	50,8	67,3	90	320

## DIN EN 856 4SP\*

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее давление, бар	Разрывное давление, бар
10	9,5	21,4	460	2100
12	12,7	24,7	425	1900
16	15,9	28,3	400	1600

## DIN EN 856 4SH\*

Номинальный Ø, мм	Внутренний Ø, мм	Наружный Ø, мм	Рабочее давление, бар	Разрывное давление, бар
19	19,0	32,1	420	1750
25	25,4	38,3	385	1750
31	31,8	45,2	350	1400
38	38,1	53,3	300	1250
51	50,8	68,0	250	1000

\* ) 1 SN – с одной металлической оплеткой из латунированной проволоки; 2 SN – с двумя металлическими оплетками из латунированной проволоки; 4 SP – с четырьмя спиральными навивками стальной проволокой для средних давлений; 4 SH – с четырьмя навивками из особо прочной проволоки для высоких давлений.

ПРИМЕЧАНИЕ: 1 бар соответствует 0,102 МПа.

Евростандарты соответствуют требованиям ГОСТ 25452-90 и ГОСТ 6286-73.

Условное обозначение рукавов высокого давления Т–Ду–Р–L:  
Т – тип рукава;  
Ду – номинальный диаметр (условный проход), мм;  
Р – рабочее давление, бар;  
L – длина рукава в сборе, мм.

Пример условного обозначения: 2SN–16–250–2000. Двухплечный рукав с внутренним диаметром 15,9 мм, рабочее давление 250 бар, длина рукава 2000 мм.

НОМИНАЛЬНЫЕ ВМЕСТИМОСТИ ГИДРОБАКОВ,  
ГИДРОАККУМУЛЯТОРОВ И ДР. (по ГОСТ 12448-80)

$W_{\text{ном}}, \text{дм}^3$

0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250;  
320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000;  
5000; 6300; 8000; 10000; 12500; 16000; 20000; 25000.

## Список рекомендуемой литературы

1. Скорняков, Н. М. Гидро- и пневмопривод: теоретический курс с приложением альбома конструкций : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. Н. Вернер, В. В. Кузнецов ; ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2003. – 224 с.
2. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностроит. вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, В. В. Некрасов. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.
4. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев : Техника, 1977. – 320 с.
5. Хорин, В. Н. Объемный гидропривод забойного оборудования / В. Н. Хорин. – М. : Недра, 1968. – 420 с.
6. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – Т. 3. – М. : Машиностроение, 1978. – 360 с.
7. Свешников, В. К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. – М. : ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2001. – 360 с.
8. Свешников, В. К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. – М. : ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2002. – 508 с.
9. Свешников, В. К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 3. Вспомогательные элементы гидропривода: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. – М. : ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2003. – 445 с.
10. Гидравлическое оборудование. Часть 1: Каталог / ИКФ. – М. : Каталог, 2001. – 194 с.
11. Гидравлическое оборудование. Часть 2: Каталог / ИКФ. – М. : Каталог, 2001. – 202 с.
12. Гидравлическое оборудование. Часть 3: Каталог / ИКФ. – М. : Каталог, 2002. – 168 с.

13. Регулирование и стабилизация скорости движения гидродвигателя и гидродинамические передачи : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. В. Кузнецов, С. Г. Костюк, К. А. Ананьев, Ю. В. Дрозденко ; ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2009. – 137 с.

14. Гидравлическое оборудование для гибких производственных систем, модулей и других машин и механизмов. Каталог. – М. : ВНИИгидропривод, 1988. – 308 с.

15. Разгильдеев, Г. И. Взрывозащищенные рудничные электродвигатели: эксплуатация и ремонт : справ. пособие / Г. И. Разгильдеев, С. Д. Баранов. – М. : Недра, 1991. – 184 с.

## Оглавление

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
1. Основные принципы проектирования объемных гидropередач .....	4
2. Разработка принципиальной гидравлической схемы .....	14
3. Выбор гидродвигателя .....	23
3.1. Выбор параметров гидроцилиндра .....	23
3.2. Выбор параметров гидромотора .....	27
4. Выбор насоса .....	29
5. Определение максимальных расходов и давлений по участкам гидросистемы .....	32
6. Выбор рабочей жидкости .....	33
7. Выбор дросселя .....	37
8. Выбор обратного клапана .....	42
9. Выбор гидрораспределителя .....	44
10. Выбор предохранительного (переливного) клапана .....	45
11. Выбор гидромагистралей .....	50
12. Выбор фильтров и схемы фильтрации .....	51
13. Выбор дополнительных гидроаппаратов .....	55
14. Расчет потерь в гидросистеме .....	61
15. Определение давлений и расходов в линиях гидросистемы .....	64
15.1. Расходы и давления в гидросистеме при рабочем режиме работы .....	64
15.2. Расходы и давления в гидросистеме при холостом режиме .....	69
15.3. Давление в гидросистеме во время паузы в движении гидродвигателя .....	72
16. Расчет характеристик гидросистемы .....	72
16.1. Характеристики гидросистемы при дроссельном способе регулирования скорости .	73
16.2. Характеристики гидросистемы при объемном способе регулирования скорости..	74
16.3. Построение графиков характеристик гидросистемы .....	75
17. Расчет времени цикла, мощности и КПД .....	78
18. Тепловой расчет гидросистемы .....	79
19. Пример расчета .....	80
19.1. Выбор параметров гидроцилиндра .....	81
19.2. Выбор насоса .....	83
19.3. Определение максимальных расходов и давлений по участкам гидросистемы .....	83
19.4. Выбор рабочей жидкости .....	83
19.5. Выбор дросселя .....	84
19.6. Выбор распределителя .....	84
19.7. Выбор клапана давления .....	85
19.8. Выбор гидромагистралей .....	85
19.9. Выбор фильтра .....	86
19.10. Расчет потерь в гидросистеме .....	86
19.11. Определение давлений и расходов в линиях гидросистемы .....	88
19.12. Расчет характеристик гидросистемы .....	90
19.13. Расчет времени цикла, мощности и КПД гидросистемы .....	91
19.14. Тепловой расчет гидросистемы .....	93
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	94
Список рекомендуемой литературы .....	100





Скорняков Николай Михайлович  
Кузнецов Владимир Всеволодович  
Ананьев Кирилл Алексеевич

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Учебное пособие

Редактор О. А. Вейс

Подписано в печать 24.11.2010. Формат 60×84/16  
Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе. Уч.-изд. л. 6,50  
Тираж 500 экз. Заказ  
Кузбасский государственный технический университет  
650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28  
Типография Кузбасского государственного технического университета  
650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4 а