

ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

*К. М. Холин
О. Ф. Никитин*

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ОБЪЁМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

*Второе издание, переработанное
и дополненное*

*Допущено Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебника для учащихся
средних специальных учебных заведений*



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1989

ББК 34.447я723

X71

УДК [62-82 + 681.521.3] (075.32)

Рецензент *Л. М. ДРУГОВСКАЯ* (Ковровский энергомеханический техникум
им. В. А. Дегтярева)

Холин К. М., Никитин О. Ф.

X71 Основы гидравлики и объемные гидроприводы: Учебник для учащихся средних спец. заведений. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 264 с.: ил.
ISBN 5-217-00374-X

Изложены основные законы и уравнения гидравлики применительно к гидроприводам. Рассмотрены рабочие жидкости, их физические свойства. Описаны принципы работы и конструкции гидроустройств приводов; изложены основы расчета, проектирования, испытаний и эксплуатации объемных гидроприводов, области их применения.

Второе издание (1-е изд. 1981 г.) переработано с учетом требований новой учебной программы и дополнено материалами по основам гидравлики.

X $\frac{2702000000-108}{038(01)-89}$ 160 — св. план для сред. спец. учеб. заведений 1989 ББК 34.447я723

ISBN 5-217-00374-X © Издательство «Машиностроение», 1981

© Издательство «Машиностроение», 1989,
с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

Техническое перевооружение промышленности, осуществляемое в соответствии с «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года», связано с разработкой новых и совершенствованием существующих машин, с повышением их надежности и эффективности. При этом большая роль отводится отраслям промышленности, создающим современные гидравлические приводы.

Применение гидроприводов позволяет создавать прогрессивные конструкции машин, расширять возможности автоматизации промышленного производства. Гидроприводы широко применяются в дорожных машинах, промышленных роботах, в авиационных и других системах управления. Масштабы их распространения непрерывно растут. В связи с этим первостепенное значение приобретает профессиональная подготовка высококвалифицированных техников, обладающих глубокими разносторонними знаниями по гидроприводам.

Предлагаемая книга является учебником по предметам «Основы гидравлики» и «Объемные гидроприводы», изучаемым учащимися средних специальных учебных заведений. Содержание учебника рассчитано на то, что учащиеся уже освоили основы математики, физики, машиностроительного черчения, технологии промышленного производства гидроприводов и других общетехнических предметов.

В результате изучения данного предмета учащиеся должны знать устройство и принцип работы насосов, гидродвигателей, гидроаппаратов и других гидроустройств, входящих в состав гидроприводов; принцип работы гидроприводов в целом; общие требования безопасности к конструкции и эксплуатации гидроприводов и объемных гидропередат, а также должны уметь читать и составлять простейшие схемы гидроприводов и объемных гидропередат, производить гидравлические расчеты; выполнять монтаж и регулировку простейших гидросистем; измерять давление, расход, температуру и другие параметры гидроприводов и объемных гидропередат при их испытаниях и эксплуатации.

Главы 1, 2, 4, 5, 6, 8, 9 написаны К. М. Холиным; главы 3, 7, 10, 11 — К. М. Холиным и О. Ф. Никитиным; глава 12 написана О. Ф. Никитиным.

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИКИ И КРАТКАЯ ИСТОРИЯ ЕЕ РАЗВИТИЯ

Гидравликой называется прикладная наука, занимающаяся изучением законов равновесия и движения жидкости и рассматривающая способы приложения этих законов к решению конкретных практических задач.

Гидравлика состоит из двух разделов: гидростатики и гидродинамики. *Гидростатика* — раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкости при относительном покое и рассматриваются практические приложения этих законов.

Гидродинамика — раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости и ее взаимодействие с твердыми телами при их относительном движении.

Название «гидравлика» произошло от греческих слов «хюдор» — вода и «аулос» — труба, желоб. Таким образом, в понятие «гидравлика» вначале включалось только учение о движении воды по трубам. В настоящее время почти во всех отраслях техники применяются различные гидравлические устройства или сооружения, принципы работы которых основаны на использовании законов гидравлики, например закона Паскаля.

Главные области применения гидравлики — гидроэнергетика (использование энергии водных ресурсов), водоснабжение и канализация, мелиорация (осушение или орошение), гидромашиностроение (насосы, гидродвигатели и другие гидромашины, входящие в состав гидроприводов).

Первые практические знания по гидравлике и опыт применения их были еще у древних народов Египта, Китая, Греции и др. Об этом свидетельствует строительство водоподъемных колес, кораблей, судоходных каналов, плотин, акведуков для водоснабжения и т. п. Все это способствовало накоплению практических представлений о движении и равновесии жидкостей. Одним из первых трудов (250 г. до н. э.), относящихся к гидравлике, является трактат «О плавающих телах» (закон Архимеда).

В XV в. Леонардо да Винчи (1452—1519 гг.) обобщил отдельные элементы знаний по гидравлике и сделал попытку связать гидравлические закономерности с общетехническими принципами. К XVII в. относятся труды Блеза Паскаля (1623—1662 гг.) о давлении жидкости на тело, помещенное внутри нее, Исаака

Ньютона (1643—1727 гг.) о квадратичном законе сопротивления жидкой среды движущемуся в ней телу и законе трения жидких тел.

Гидравлика как самостоятельная наука возникла лишь в XVIII в. Основателями ее были М. В. Ломоносов (1711—1765 гг.), Л. Эйлер (1707—1783 гг.) и Д. Бернулли (1700—1782 гг.). М. В. Ломоносов впервые сформулировал всеобщий закон сохранения материи и энергии, а также выполнил ряд работ по прикладным вопросам механики жидкости. Л. Эйлер — основоположник «классической гидромеханики», а Д. Бернулли — основоположник «инженерной гидравлики».

Значительное развитие гидравлика как прикладная наука получила в XVIII и XIX вв. в работах многих ученых и инженеров европейских стран: изобретение Пито прибора для измерения скорости (трубка Пито); составление эмпирических и полуэмпирических формул для определения гидравлических сопротивлений. Важное значение для развития гидравлики имело открытие О. Рейнольдсом (1842—1912 гг.) двух режимов движения жидкости и установление принципов и критериев гидродинамического подобия (числа Рейнольдса и др.).

Большой вклад в развитие современной гидравлики внесли также русские и советские ученые: Н. Е. Жуковский (1847—1921 гг.) впервые теоретически и практически решил вопрос о гидравлическом ударе в трубопроводах, Н. П. Петров (1836—1920 гг.) создал теорию гидродинамической смазки (1886 г.).

В развитие современной гидравлики значительный вклад в нашей стране внесли ученые Т. М. Башта, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков, В. Н. Прокофьев, Б. Б. Некрасов и др.

1.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ

Силы, действующие на жидкость. Жидкостями называют физические тела, занимающие по молекулярному строению промежуточное положение между твердыми телами и газами. В отличие от твердого тела жидкость обладает текучестью, а в отличие от газа — весьма малой изменчивостью своего объема при изменении внешних условий. В гидравлике жидкость рассматривается как сплошная среда, т. е. среда, масса которой распределена по всему объему.

Силы, действующие на ограниченный объем жидкости, в гидравлике, как и в механике твердого тела, принято делить на внутренние и внешние.

Под *внутренними* понимают силы взаимодействия между отдельными частицами жидкости, а под *внешними* — силы, приложенные к частицам рассматриваемого объема жидкости со стороны других тел, в частности, со стороны жидкости, окружающей данный ее объем. Внешние силы разделяют на поверхностные и массовые.

Поверхностными называют внешние силы, приложенные к поверхности, принадлежащей выделенному объему жидкости. Например, силы давления, действующие на свободную поверхность, ограничивающую выделенный объем жидкости (со стороны окружающей жидкости), и т. д.

Массовыми называют силы, действующие на все частицы жидкости, образующие рассматриваемый ее объем. Массовые силы пропорциональны массе частиц жидкости.

Единицей силы в Международной системе единиц (СИ) является ньютон (Н).

Понятие о давлении жидкости. Рассмотрим некоторый объем потока жидкости (рис. 1.1). Выделим около произвольной точки A малую площадку площадью ΔS . Под некоторым углом к ней действует поверхностная сила ΔR . Разложим ее на две составляющие: нормальную ΔF и касательную ΔT к поверхности площадки. В гидравлике составляющая ΔF называется силой давления, а ΔT (как и в механике) — силой трения.

Поверхностные силы в гидромеханике рассматриваются обычно в виде единичных сил (сил, отнесенных к единице площади) и называются напряжением ($\Delta R/\Delta S$); оно раскладывается на нормальное и касательное.

Для жидкости, находящейся в покое, нормальное напряжение, т. е. напряжение, создаваемое силой давления, называют гидростатическим давлением или просто давлением и обозначают буквой p .

Если сила ΔF равномерно распределена по площадке площадью ΔS , то среднее гидростатическое давление

$$p_{\text{ср}} = \Delta F/\Delta S. \quad (1.1)$$

Итак, давлением p называется физическая величина, равная отношению силы давления ΔF , действующей на элемент поверхности нормально к ней, к площади ΔS этого элемента.

В общем же случае гидростатическое давление в данной точке равно пределу, к которому стремится отношение силы давления ΔF к площади ΔS , на которую она действует при стремлении площади к нулю, т. е. при стягивании площади в точку:

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S}. \quad (1.2)$$

Единицей давления в системе СИ является п а с к а л ь (Па). 1 Па — давление, вызванное силой 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м² и нормальной к ней.

Малые значения гидравлического давления жидкости в гидравлике измеряются пьезометрами; в гидроприводах давление жидкости измеряется манометрами (см. п. 10.2).

Касательным напряжением в точке жидкости называют предел, к которому стремится отношение силы трения ΔT к пло-

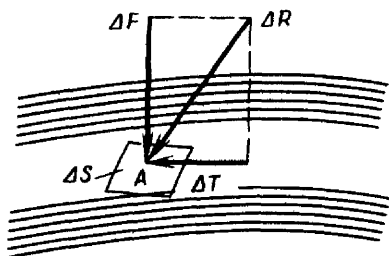


Рис. 1.1. Схема для определения давления в точке потока жидкости

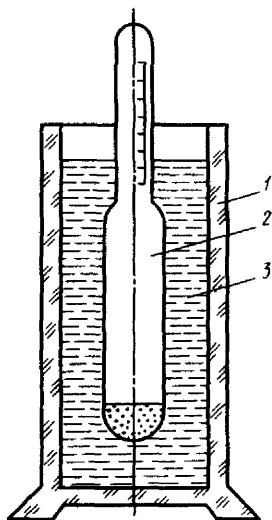


Рис. 1.2. Ареометр, погруженный в цилиндр с жидкостью

щадии ΔS поверхности, на которой она действует, при стремлении площади к нулю:

$$\tau = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta S} \quad (1.3)$$

или среднее касательное напряжение

$$\tau_{cp} = \Delta T / \Delta S. \quad (1.4)$$

Единицей касательного напряжения, как и давления, в системе СИ является паскаль.

Свойства жидкости. К основным физическим свойствам жидкости относятся плотность, вязкость, сжимаемость и тепловое расширение.

Плотностью жидкости называется физическая величина, равная отношению массы m жидкости к ее объему

$$\rho = m/V. \quad (1.5)$$

Единицей плотности в системе СИ является 1 кг/м^3 . Плотность воды (при 4°C) $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3 = 1 \text{ г/см}^3$; нефти (при 20°C) $\rho_{\text{н}} = 850 \text{ кг/м}^3 = 0,85 \text{ г/см}^3$.

Плотность жидкости измеряется *ареометрами*.

Ареометр 2 общего назначения (рис. 1.2) представляет собой стеклянный полый цилиндрический корпус с верхним стержнем. В нижней части корпуса ареометра размещен балласт (металлическая дробь). Внутри стержня расположена шкала ареометра, проградуированная в кг/м^3 ; значения плотности на шкале увеличиваются в направлении сверху вниз. В корпусах ареометров, предназначенных для определения плотности нефтепродуктов, встроены термометры со шкалами.

Метод определения плотности нефтепродуктов устанавливает ГОСТ 3900—85. Сущность этого метода заключается в использовании закона Архимеда (см. п. 1.4), по которому на погруженное в жидкость тело действует выталкивающая сила, зависящая от плотности жидкости.

Ареометр 2 (см. рис. 1.2) погружают в стеклянный цилиндр 1, заполненный испытуемой рабочей жидкостью 3. Ареометр следует опускать в цилиндр медленно и осторожно, поддерживая его за стержень. Чем больше плотность жидкости, тем на меньшую глубину погружается ареометр. Когда ареометр перестанет погружаться и начнет плавать, производят отсчет показания ареометра по верхнему краю мениска жидкости. По округленному значению температуры и плотности, определенной по шкале ареометра, находят плотность испытуемой жидкости при 20 °С по таблице стандарта.

Удельный вес — физическая величина, равная отношению веса жидкости к объему, занимаемому ею:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{m} = \rho g, \quad (1.6)$$

где G — вес жидкости, Н; V — объем жидкости, м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Единица удельного веса в системе СИ — Н/м³ — ньютон на кубический метр.

Следует иметь в виду, что на разных географических широтах значения g различны. В гидравлических расчетах принимают значение γ , определяемое при $g = 9,81$ м/с².

Вязкость жидкости — свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу или относительному перемещению ее слоев. Различают динамическую и кинематическую вязкость жидкости.

Механизм возникновения динамической вязкости обусловлен тем, что при прямолинейном течении жидкости скорости частиц, расположенных в некотором поперечном сечении трубы (рис. 1.3), различны, вследствие чего на поверхностях соприкасающихся слоев жидкости возникают силы трения. При этом слои жидкости, движущиеся медленнее, тормозят течение слоев, движущихся быстрее, и, наоборот, слои жидкости, движущиеся быстрее, увлекают за собой слои жидкости, движущиеся медленнее. При таком движении элементарный слой $abcd$ смещается и переходит в состояние $a'b'c'd'$.

Скорость v сдвига количественно характеризуется градиентом скорости:

$$\text{grad } v = dv/dl, \quad (1.7)$$

где l — расстояние между слоями жидкости, измеренное перпендикулярно к направлению ее движения.

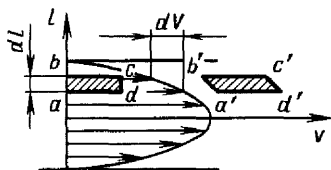
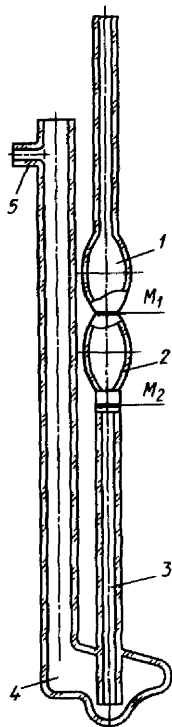


Рис. 1.3. Деформация слоя жидкости при течении

Рис. 1.4. Капиллярный вискозиметр



Единица градиента скорости в системе СИ — 1 с^{-1} — скорость сдвига слоев жидкости, равная 1 м/с , отнесенная к расстоянию между слоями жидкости, равному 1 м .

Определяющее уравнение для динамической вязкости выводится на основании закона внутреннего трения Ньютона, согласно которому при прямолинейном слоистом течении жидкости касательная сила T внутреннего трения, возникающая между соседними слоями жидкости, пропорциональна площади S трущихся слоев и градиенту скорости в направлении, перпендикулярном к направлению течения жидкости:

$$T = \mu S \text{ grad } v \quad (1.8)$$

или

$$\tau = \frac{T}{S} = \mu \text{ grad } v, \quad (1.9)$$

где μ — динамическая вязкость, Па·с; τ — касательное напряжение, Па.

Отсюда

$$\mu = \tau / \text{grad } v. \quad (1.10)$$

Динамической вязкостью жидкости называется величина, равная отношению касательного напряжения между слоями жидкости к градиенту скорости их сдвига.

Единица динамической вязкости в системе СИ — $1 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Паскаль-секунда — динамическая вязкость жидкости, касательное напряжение в которой при ламинарном течении и при разности скоростей слоев, находящихся на расстоянии 1 м по нормали к направлению скорости, равной 1 м/с , равно 1 Па .

Кинематической вязкостью жидкости называется величина, равная отношению динамической вязкости к ее плотности при той же температуре

$$\nu = \mu/\rho. \quad (1.11)$$

Единица кинематической вязкости в системе СИ — $1 \text{ м}^2/\text{с}$. Квадратный метр на секунду — кинематическая вязкость жидкости плотностью $1 \text{ кг}/\text{м}^3$, динамическая вязкость которой равна $1 \text{ Па}\cdot\text{с}$. На практике применяют дольную единицу кинематической вязкости — $1 \text{ мм}^2/\text{с}$. До введения системы СИ единицей кинематической вязкости был стокс (Ст); дольная единица — сантистокс (сСт); $1 \text{ Ст} = 10^2 \text{ сСт} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, $1 \text{ мм}^2/\text{с} = 1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вязкость жидкости зависит от различных факторов. Особенно сильно на вязкость влияет изменение температуры t жидкости. Для разных жидкостей зависимость $\nu = f(t)$ различна (см. рис. 2.3). С увеличением температуры вязкость жидкости уменьшается по нелинейному закону.

Вязкость жидкости увеличивается с увеличением давления. В приближенных расчетах при давлении до 20 МПа (около $200 \text{ кгс}/\text{см}^2$) зависимость вязкости от давления обычно не учитывают.

На вязкость также влияет наличие воздуха в жидкости в растворенном и смешанном виде. При увеличении содержания воздуха в жидкости вязкость ее уменьшается.

Вязкость жидкости измеряется вискозиметрами.

Сущность метода определения кинематической вязкости при помощи капиллярного вискозиметра (ГОСТ 33—82) заключается в измерении времени истечения определенного объема испытуемой рабочей жидкости через его капилляр под влиянием силы тяжести.

Капиллярный вискозиметр типа ВПЖТ-4 (рис. 1.4) представляет собой V-образную стеклянную трубку. Он имеет левое и правое колена, измерительный резервуар 2 между метками M_1 и M_2 , а также резервуары 1 и 4. На левом колене вверху имеется отводная трубка 5 для надевания резиновой трубки. Нижняя часть правого колена выполнена в виде капиллярной трубки 3.

Метод определения кинематической вязкости следующий. На отводную трубку 5 надевают резиновую трубку. Далее, зажав левое колено и перевернув вискозиметр, опускают правое колено в сосуд с испытуемой жидкостью и засасывают ее с помощью резиновой груши до метки M_2 . Вынимают вискозиметр из сосуда и быстро возвращают в нормальное положение. Сливают из правого колена избыток жидкости и надевают на конец колена резиновую трубку. Вискозиметр устанавливают в термостат (баню) так, чтобы резервуар 1 был ниже уровня жидкости в термостате.

После выдержки в термостате не менее 15 мин засасывают жидкость в правое колено примерно до $\frac{1}{3}$ высоты резервуара 1. Затем отсоединяют резиновую трубку с правого колена, и жидкость под действием силы тяжести вытекает из резервуара 2 через капиллярную трубку 3. При этом определяют при помощи секундомера время T перемещения мениска жидкости от метки M_1 до метки M_2 .

Кинематическую вязкость ($\text{мм}^2/\text{с}$) жидкости вычисляют по формуле

$$\nu = c\tau, \quad (1.12)$$

где c — постоянная вискозиметра, $\text{мм}^2/\text{с}^2$ (определяют из паспорта); τ — среднее арифметическое время истечения жидкости в вискозиметре, с.

Сжимаемость жидкости — свойство изменять объем под действием давления. Количественно сжимаемость жидкости характеризуется модулем объемного сжатия

$$E = -V_0 \Delta p / \Delta V, \quad (1.13)$$

где V_0 — первоначальный объем жидкости, м^3 ; Δp — изменение давления, действующего на жидкость, Па; ΔV — изменение объема жидкости, м^3 .

Единица модуля объемного сжатия в системе СИ — 1 Па. Из выражения (1.13) определяют изменение объема жидкости

$$\Delta V = V_0 \Delta p / E. \quad (1.14)$$

Модуль объемного сжатия увеличивается с повышением давления и уменьшением температуры. Среднее значение модуля для минеральной жидкости при давлении от 0 до 20 МПа и температуре 20 °С можно принять $E = 1430$ МПа. Когда изменением объема жидкости можно пренебречь, рабочую жидкость считают несжимаемой, однако при динамических расчетах гидросистем сжимаемость жидкости необходимо учитывать.

Тепловое расширение жидкости — свойство жидкости изменять объем в процессе ее изобарического нагревания (при постоянном давлении). Количественно оно характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения

$$\beta = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right), \quad (1.15)$$

где ΔT — разность температур жидкости.

Единица температурного коэффициента объемного расширения в системе СИ — 1 К^{-1} — температурный коэффициент объемного расширения, при котором изменение температуры на 1 К от принятой за начальную вызывает относительное изменение объема жидкости, равное единице.

Среднее значение температурного коэффициента объемного расширения при давлении от 0 до 15 МПа для минеральных жидкостей $\beta = 7 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$.

Понятие о ньютоновских жидкостях. Жидкости, для которых справедлив закон внутреннего трения Ньютона (1.9), называют ньютоновскими. К ним относятся нефтяные и синтетические рабо-

чие жидкости, применяемые в гидроприводах. Однако имеются жидкости (коллоидные суспензии, растворы полимеров и т. п.), для которых связь между касательным напряжением τ и градиентом скорости $\text{grad } v$ выражается другими соотношениями. Такие жидкости относятся к неньютоновским.

Для упрощения теоретических расчетов и исследований в гидравлике используется понятие идеальной жидкости. *Идеальной* называют воображаемую модель реальной жидкости, которая характеризуется отсутствием сил внутреннего трения ($\tau = 0$) и абсолютной несжимаемостью. Идеальная жидкость характеризуется только плотностью.

Формулы и уравнения, выведенные для идеальной жидкости, корректируют по результатам опытов для реальной жидкости.

Пример. Определить кинематическую вязкость жидкости при температуре $t = +50^\circ\text{C}$, если известно среднее арифметическое время истечения жидкости в капиллярном вискозиметре $\tau = 300$ с, а постоянная вискозиметра $c = 0,03 \text{ мм}^2/\text{с}^2$.

Решение. Кинематическую вязкость определяют по формуле (1.12).

$$\nu_{+50} = c\tau = 0,03 \cdot 300 = 9 \text{ мм}^2/\text{с}.$$

1.3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ. ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Свойства гидростатического давления. Общие понятия о давлении жидкости были приведены в п. 1.2.

Под *гидростатическим давлением* жидкости понимается давление, обусловленное действием только массовых сил, приложенных к частицам жидкости, находящейся в покое. Гидростатическое давление обладает тремя свойствами:

- 1) гидростатическое давление всегда направлено по нормали к площадке, на которую оно действует (см. рис. 1.1);
- 2) гидростатическое давление в любой точке действует одинаково по всем направлениям;
- 3) гидростатическое давление в точке зависит от координат точки в пространстве, т. е. $p = f(x, y, z)$.

Основное уравнение гидростатики. Уравнение, определяющее гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости, является основным уравнением гидростатики. Для его вывода рассмотрим равновесие жидкости, т. е. состояние, при котором на нее действует лишь одна массовая сила — сила тяжести G (вес).

Пусть в сосуде содержится жидкость (рис. 1.5) и на ее свободную поверхность действует внешнее давление p_0 . Ось Oz системы координат направлена вертикально вверх, т. е. параллельно линии действия силы тяжести.

Найдем гидростатическое давление p в произвольной точке M , расположенной на глубине h от свободной горизонтальной поверхности. Возьмем около точки M элементарную площадку площадью ΔS и мысленно построим на ней прямоугольный параллелепипед с высотой h , а окружающую этот параллелепипед жидкость

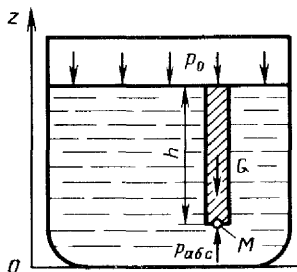


Рис. 1.5. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

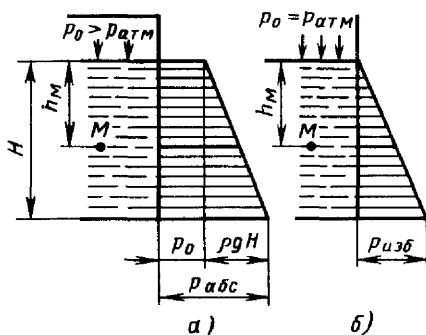


Рис. 1.6. Эпюры гидростатических давлений:

а — $p_0 > p_{атм}$; б — $p_0 = p_{атм}$

мысленно отбросим. Чтобы не нарушить равновесие, приложим к параллелепипеду силы, заменяющие действие отброшенной части. Этими силами являются:

1) сила внешнего давления F_0 , действующая по нормали к свободной поверхности; ее можно выразить через давление в виде $F_0 = p_0 \Delta S$;

2) сила тяжести жидкости в параллелепипеде с площадью основания ΔS и высотой h , направленная вниз:

$$G = \rho g V = \rho g h \Delta S,$$

где V — объем жидкости в параллелепипеде;

3) сила гидростатического давления F , действующая снизу вверх на нижнее основание параллелепипеда:

$$F = p_{abc} \Delta S,$$

где p_{abc} — искомое абсолютное гидростатическое давление в точке M ;

4) силы, действующие на боковую поверхность параллелепипеда; они взаимно уравновешиваются как равные по значению и противоположные по направлению.

Запишем условие равновесия рассматриваемого параллелепипеда относительно оси Oz

$$F_0 + G - F = 0$$

или

$$p_0 \Delta S + \rho g h \Delta S - p_{abc} \Delta S = 0.$$

Сокращая это уравнение на ΔS , получаем *основное уравнение гидростатики*

$$p_{abc} = p_0 + \rho g h. \quad (1.16)$$

Из уравнения (1.16) следует, что *абсолютное (или полное) гидростатическое давление p_{abc} в любой точке жидкости, находящейся в абсолютном покое, равно сумме внешнего давления и*

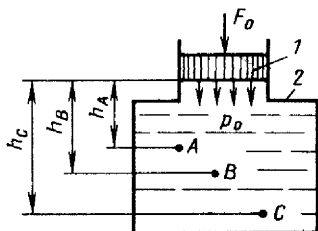


Рис. 1.7. Схема для вывода закона Паскаля

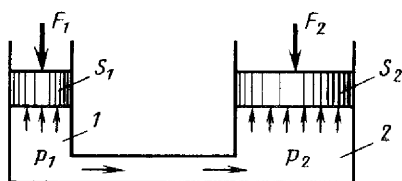


Рис. 1.8. Схема работы простейшего гидропривода

давления, вызванного силой тяжести столба жидкости, расположенной под рассматриваемой точкой.

Внешнее давление p_0 может быть выше атмосферного ($p_0 > p_{\text{атм}}$) в закрытом сосуде и равным атмосферному ($p_0 = p_{\text{атм}}$) в открытом сосуде.

Положительную разность между абсолютным и атмосферным давлениями жидкости в открытом сосуде называют избыточным давлением (или манометрическим):

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}} = \rho gh. \quad (1.17)$$

На практике для сокращения опускают слово «избыточное» перед словом «давление», подразумевая его.

Эпюры гидростатического давления для случаев $p_0 > p_{\text{атм}}$ и $p_0 = p_{\text{атм}}$ показаны на рис. 1.6. Каждая ордината эпюры представляет собой гидростатическое давление в соответствующей точке. Из эпюры давления наглядно видно, что избыточное давление в любой точке жидкости зависит от глубины h ее погружения относительно свободной поверхности.

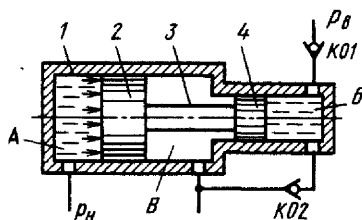
Избыточное давление в открытом сосуде на поверхности жидкости равно нулю, а у дна сосуда ρgH (где H — глубина погружения дна сосуда).

Закон Паскаля. Поместим на свободную поверхность жидкости, находящейся в равновесии в резервуаре 2 (рис. 1.7), поршень 1 и приложим к нему силу F_0 , в результате чего со стороны поршня на жидкость возникает давление p_0 . В соответствии с основным уравнением гидростатики (1.16) абсолютные давления в произвольно выбранных точках A , B и C будут соответственно равны:

$$p_A = p_0 + \rho gh_A; \quad p_B = p_0 + \rho gh_B; \quad p_C = p_0 + \rho gh_C. \quad (1.18)$$

Из анализа полученных уравнений и эпюры гидростатического давления (см. рис. 1.6, а) следует, что абсолютные давления в точках жидкости, находящихся на разной глубине, будут различными, а внешнее давление p_0 на жидкость будет одинаковым. Это свойство жидкости отражает сущность закона Паскаля, который формулируется так: *внешнее давление, приложенное к внеш-*

Рис. 1.9. Схема поступательного гидропреобразователя однократного действия



ней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково.

На законе Паскаля основаны принципы работы многих гидростатических машин и объемного гидропривода.

Простейшая схема гидропривода (рис. 1.8) состоит из двух гидромашин. Цилиндр 1 предназначен для работы в режиме насоса, цилиндр 2 — в режиме объемного гидродвигателя (гидроцилиндра). На поршень цилиндра 1 действует сила давления F_1 , на поршень цилиндра 2 — внешняя нагрузка F_2 .

Принцип работы гидропривода следующий. При перемещении поршня цилиндра 1 вниз рабочая жидкость из него вытесняется в цилиндр 2, приводя его поршень в движение. При этом давление p_1 , создаваемое в цилиндре 1 силой F_1 , действует также и на поршень цилиндра 2 (по закону Паскаля). В цилиндрах 1 и 2 устанавливается статическое давление, которое без учета потерь равно

$$p_1 = F_1/S_1 = F_2/S_2 = p_2 = p,$$

где S_1 и S_2 — рабочие площади поршней цилиндров 1 и 2.

Сила, действующая на поршень цилиндра 2,

$$F_2 = pS_2 = F_1S_2/S_1. \quad (1.19)$$

Сила F_2 возрастает во столько раз, во сколько раз площадь большого поршня цилиндра 2 больше площади малого поршня цилиндра 1 без учета сил трения и разности масс поршней.

На законе Паскаля основан также принцип работы поступательного гидропреобразователя (гидравлического мультипликатора) — объемной гидромашин, предназначенной для преобразования энергии одного потока рабочей жидкости в энергию другого потока с изменением давления.

Поступательный гидропреобразователь однократного действия (рис. 1.9) состоит из корпуса 1, поршней 2 и 4, жестко соединенных между собой штоком 3, и уплотнительных устройств (на рисунке не показаны). Поршни имеют разные диаметры. В корпусе имеются три цилиндрические полости: рабочие полости А низкого давления и В высокого давления и полость В обратного хода. Совместно с гидропреобразователем в гидросистему подключаются обратные клапаны КО1 и КО2.

Принцип работы гидропреобразователя следующий. При подводе рабочей жидкости под давлением от насоса в полость А поршень под действием давления перемещается вправо. При этом

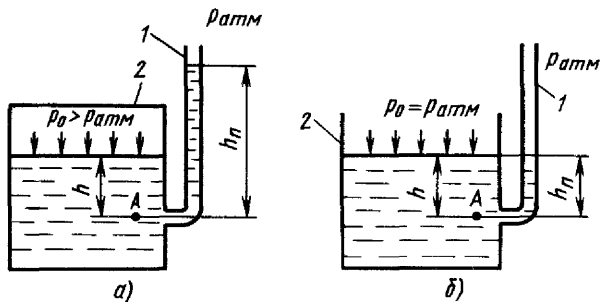


Рис. 1.10. Схема измерения напора пьезометром:

а — при $p_0 > p_{\text{атм}}$; б — при $p_0 = p_{\text{атм}}$

из полости *Б* рабочая жидкость вытесняется под давлением $p_{\text{в}}$, более высоким по сравнению с давлением $p_{\text{н}}$ в полости *А*:

$$p_{\text{в}} = \frac{4F}{\pi d^2} = p_{\text{н}} \frac{D^2}{d^2}, \quad (1.20)$$

где D — диаметр поршня 2; d — диаметр поршня 4.

Из формулы (1.20) видно, что давление $p_{\text{в}}$ во столько раз больше давления $p_{\text{н}}$, во сколько раз площадь поршня 2 больше площади поршня 4.

Время t , в течение которого действует высокое давление, определяется ходом и скоростью поршня:

$$t = l/v = lS/Q,$$

где l — ход поршня, м; v — скорость движения поршня, м/с; S — площадь большого поршня, м²; Q — расход жидкости в полости *А*, м³/с.

Для совершения обратного хода поршней рабочая жидкость под низким давлением подается в полость *В*. При этом поршни движутся влево, а полость *Б* высокого давления заполняется рабочей жидкостью через обратный клапан *КО2*. Недостатком гидропреобразователей однократного действия является наличие обратных непроизводительных ходов.

Определение гидростатического давления при помощи пьезометров. Пьезометрическая высота измеряется пьезометром, представляющим собой стеклянную трубку небольшого диаметра. Нижний конец трубки пьезометра присоединяется к тому месту, где необходимо определить давление. Верхний конец открыт, поэтому на поверхность жидкости в трубке действует атмосферное давление. Превышение горизонта жидкости в пьезометре над точкой, в которой измеряется давление, дает соответствующую пьезометрическую высоту.

Пусть пьезометр 1 подключен к отверстию *А* закрытого сосуда 2 (рис. 1.10, а) с находящейся в нем жидкостью под давле-

нием $p_0 > p_{\text{атм}}$. Напишем уравнение (1.16) относительно плоскости, проходящей через точку A пьезометра:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + \rho g h_{\text{п}}, \quad (1.21)$$

откуда получим высоту столба жидкости в пьезометре

$$h_{\text{п}} = \frac{p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}}{\rho g}. \quad (1.22)$$

С другой стороны (внутри сосуда)

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho g h. \quad (1.23)$$

Из уравнений (1.22) и (1.23) определим $h_{\text{п}}$:

$$h_{\text{п}} = \frac{p_0 - p_{\text{атм}}}{\rho g} + h. \quad (1.24)$$

Если на свободной поверхности жидкости в сосуде внешнее давление p_0 равно атмосферному ($p_0 = p_{\text{атм}}$), то из уравнения (1.24) следует, что $h_{\text{п}} = h$, т. е. пьезометрическая высота в этом случае равна глубине погружения рассматриваемой точки A (см. рис. 1.10, б).

1.4. СИЛЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА СТЕНКИ. ЗАКОН АРХИМЕДА

Силы давления на плоскую стенку. Рассмотрим вертикальную прямоугольную стенку (рис. 1.11) сосуда, на которую действует жидкость плотностью ρ ; высота заполнения жидкостью сосуда равна H . Определяем смоченную площадь S стенки. Центр масс C прямоугольника находим на пересечении диагоналей.

За среднее гидростатическое абсолютное давление в жидкости принимаем давление в центре масс C площади смоченной стенки

$$p_c = p_0 + \rho g h_c, \quad (1.25)$$

где p_c — давление в точке C ; p_0 — давление на поверхности жидкости, g — ускорение свободного падения; h_c — глубина погружения центра масс

Умножив все члены уравнения (1.25) на S , получим формулу для определения силы давления на плоскую стенку:

$$F = p_c S = (p_0 + \rho g h_c) S. \quad (1.26)$$

Итак, сила гидростатического давления жидкости на плоскую (смоченную) стенку равна произведению гидростатического давления в центре масс стенки на ее площадь.

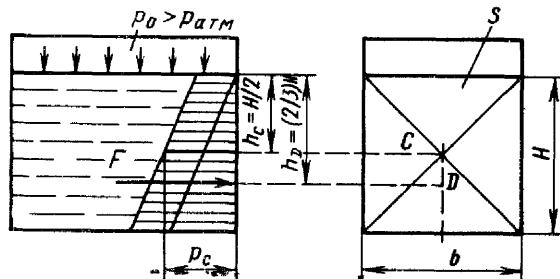


Рис. 1.11. Схема для определения силы давления жидкости на плоскую стенку

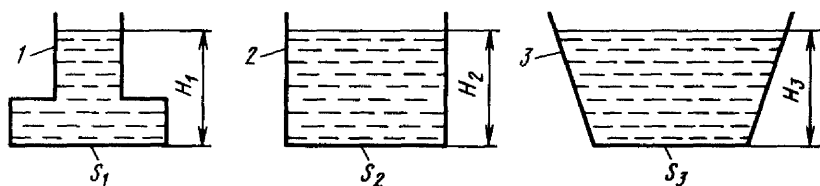


Рис. 1.12. Схема для определения силы давления на дно сосуда

Если сосуд открыт, то внешнее давление равно атмосферному ($p_0 = p_{\text{атм}}$).

В этом случае сила давления на плоскую прямоугольную стенку равна

$$F = \rho g h_c S = 0,5 \rho g b H^2, \quad (1.27)$$

где b — ширина смоченной стенки; $h_c = H/2$.

Кроме значения силы давления жидкости на стенку, необходимо знать координаты точек ее приложения. Точка приложения силы давления на стенку называется *центром давления* и обозначается буквой D . Центр давления находится на вертикальной оси, проходящей через центр масс C стенки, ниже точки C .

Для прямоугольной стенки центр давления D определяют графически по эпюре давлений. Сначала находят центр масс треугольника как пересечение медиан. Из геометрии известно, что для этого случая расстояние $h_D = (2/3) H$. Для нахождения проекции центра давления D проводят через центр масс треугольника горизонтальную линию действия силы давления до пересечения с вертикальной осью, проведенной через центр масс C стенки. Далее на эпюре давлений графически определяют значение гидростатического давления в центре масс C стенки. Затем определяют значение силы давления F на стенку и откладывают на линии ее действия.

Силы давления жидкости на дно сосуда. Сила гидростатического давления на дно сосуда площадью S согласно формуле (1.26) равна

$$F = \rho g H S, \quad (1.28)$$

где H — высота жидкости над дном сосуда, м; S — площадь дна сосуда, м².

На рис. 1.12 изображены три сосуда 1, 2, 3 различной формы, но с одинаковыми площадями дна ($S_1 = S_2 = S_3$), наполненные жидкостью с одинаковой плотностью ($\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$) до одинаковой высоты ($H_1 = H_2 = H_3$).

Во всех трех сосудах независимо от их формы силы, действующие на дно, будут одинаковы: $F_1 = F_2 = F_3$, поскольку величины, входящие в правую часть формулы (1.28), для всех сосудов одни и те же.

Сила давления жидкости на цилиндрическую стенку. Определим силу F гидростатического давления на цилиндрическую по-

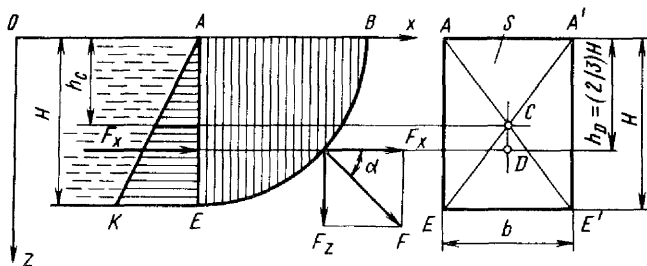


Рис. 1.13. Схема для определения силы давления на цилиндрическую стенку

верхность BE шириной b , образующие которой перпендикулярны к плоскости чертежа (рис. 1.13):

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}, \quad (1.29)$$

где F_x и F_z — горизонтальная и вертикальная составляющие силы F .

Горизонтальная составляющая F_x равна силе давления на вертикальную плоскую прямоугольную проекцию цилиндрической поверхности, перпендикулярную к искомой составляющей, т. е.

$$F_x = \rho g h_c S = 0,5 \rho g b H^2. \quad (1.30)$$

Силу F_x можно найти также графическим способом, построив эпюру $AЕК$ избыточного давления.

Вертикальная составляющая F_z равна весу $G_{т. д}$ тела давления

$$F_z = G_{т. д} = \rho g V = \rho g S_0 b, \quad (1.31)$$

где S_0 — площадь сечения тела давления ABE , показанная на рис. 1.13 вертикальной штриховкой.

Направление силы F определяется углом α :

$$\operatorname{tg} \alpha = F_z / F_x. \quad (1.32)$$

Если цилиндрическая поверхность является поверхностью кругового цилиндра, то сила F будет перпендикулярной к цилиндрической поверхности и должна пройти через центр кривизны (точку A); с другой стороны, она должна составлять с горизонтальной линией угол α .

Давление жидкости на стенки труб. Рассмотрим поперечное сечение отрезка круглой трубы (рис. 1.14), находящейся под внутренним гидростатическим давлением p . Равнодействующая сила стремится оторвать одну половину трубы от другой по линии BC , чему противодействуют силы T — сопротивления материала стенок трубы.

Сделаем допущение — будем рассматривать действие давления не на цилиндрическую поверхность трубы, а на ее проекцию —

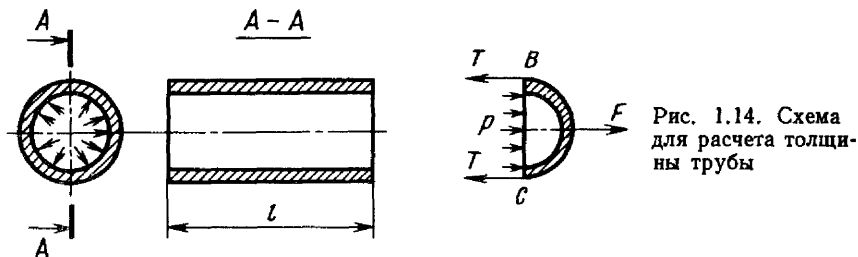


Рис. 1.14. Схема для расчета толщины трубы

диаметральную плоскую стенку BC . Сила давления жидкости на эту стенку

$$F = \rho S = \rho D l, \quad (1.33)$$

где D — внутренний диаметр трубы с учетом отклонений по диаметру; l — длина отрезка трубы, м.

Силу T определим по формуле

$$T = [\sigma] s l, \quad (1.34)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение; s — толщина стенки трубы.

Составим уравнение равновесия всех сил

$$F - 2T = 0.$$

Тогда

$$\rho D l = 2 [\sigma] s l,$$

откуда толщина стенки трубы (формула Мариотти)

$$s = \frac{\rho D}{2 [\sigma]}. \quad (1.35)$$

На практике (ГОСТ 14249—80) для определения расчетной толщины s_R стенки обечайки применяют формулу

$$s_R = \frac{\rho_p D}{2,3 [\sigma] \varphi - \rho}, \quad (1.36)$$

где ρ_p — расчетное внутреннее избыточное давление, Па; D — внутренний диаметр обечайки, м; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, Па; φ — коэффициент прочности сварного соединения.

Фактическая толщина стенки должна быть больше расчетной

$$s_{\phi} \geq s_R + C,$$

где C — прибавка к расчетным толщинам для компенсации коррозии, неточностей.

Закон Архимеда. Рассмотрим действие сил на прямоугольную призму, полностью погруженную в жидкость (рис. 1.15).

Силы гидростатического давления, действующие на боковые грани, равны по значению и противоположны по направлению, поэтому они уравновешены. Силы же гидростатического давления, действующие на основание призмы, неодинаковы.

Рис. 1.15. Схема, поясняющая закон Архимеда

На верхнее основание действует сила, направленная вниз,

$$F_1 = \rho g H_1 S.$$

На нижнее основание действует сила, направленная вверх,

$$F_2 = \rho S = \rho (H_1 + H) S.$$

Сила $F_2 > F_1$, так как $H_1 + H_2 > H_1$. Равнодействующая сила гидростатического давления направлена вверх и равна

$$F_A = F_2 - F_1 = \rho g H S = \rho g V, \quad (1.37)$$

где V — объем призмы.

Правая часть формулы (1.37) представляет собой вес жидкости объемом, равным объему V погруженного тела.

Итак, на погруженное в жидкость тело действует равнодействующая сила гидростатического давления (архимедова сила), направленная вверх и равная весу жидкости, объем которой равен объему погруженной части тела. Это и есть закон Архимеда.

Для плавания тела необходимы два условия. Во-первых, чтобы выталкивающая сила была равна весу тела:

$$\rho g V = \rho_T g V, \quad (1.38)$$

где ρ_T — плотность твердого тела.

Из формулы (1.38) следует, что если $\rho > \rho_T$, то тело всплывает, а если $\rho_T > \rho$ — тело тонет.

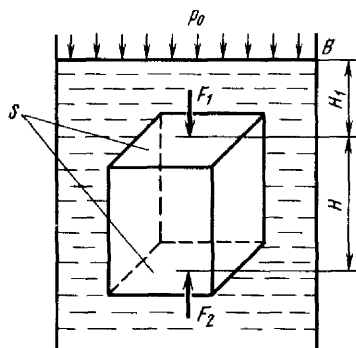
Во-вторых, для плавания тела центр его масс должен совпадать с точкой приложения выталкивающей силы.

1.5. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ЖИДКОСТИ. РАСХОД ЖИДКОСТИ

Основные понятия. Под кинематикой жидкости понимается раздел механики, в котором изучаются геометрические свойства механического движения жидкости без учета их массы и действующих на них сил. Движение жидкости характеризуется скоростью частиц в отдельных точках потока, давлением, а также общей формой потока.

Различают установившееся и неустановившееся движение. При установившемся движении каждая неподвижная точка пространства, занятого движущейся жидкостью, характеризуется постоянными скоростью потока и гидродинамическим давлением. Скорость и давление являются только функциями координат движущейся частицы жидкости:

$$v = f_1(x, y, z); \quad p = f_2(x, y, z).$$



Примерами установившегося движения может быть истечение жидкости из отверстия бака при постоянном напоре (см. рис. 1.28).

Неустановившемся называют движение жидкости, при котором скорость потока и давление в каждой данной точке изменяются во времени, т. е. являются функциями не только координат, но и времени:

$$v = f_1(x, y, z, t); \quad p = f_2(x, y, z, t).$$

По воздействию давления на поток различают напорное и безнапорное движение жидкости.

При напорном движении поток жидкости движется под действием давления и силы тяжести и не имеет свободной поверхности, т. е. со всех боковых сторон окружен твердыми стенками.

Элементы потока жидкости. Нормальным (живым) сечением называется поверхность, проведенная перпендикулярно (нормально) к линии тока и находящаяся внутри потока. Площадь нормального сечения потока обозначается буквой S .

Линией тока называется кривая, проведенная внутри потока, так что в данный момент времени векторы скорости во всех точках этой кривой касательны к ней. Если движение жидкости установившееся, т. е. скорость в каждой точке постоянна, то линия тока совпадает с траекториями частиц жидкости.

В гидравлике при решении практических задач условно предполагают, что поток движущейся жидкости состоит из отдельных элементарных струек, которые при установившемся движении жидкости обладают следующими свойствами: 1) имеют постоянную форму; 2) частицы жидкости, движущейся в одной струйке, не могут перетекать в соседнюю с ней струйку; 3) скорость элементарной струйки во всех точках данного нормального сечения является постоянной ввиду ее малого сечения.

Расход жидкости. Объемным расходом жидкости называется физическая величина, равная объему жидкости, протекающей через нормальное сечение потока в единицу времени:

$$Q = V/t, \quad (1.39)$$

где V — объем жидкости, м^3 ; t — время, с.

Единицей объемного расхода жидкости в системе СИ является $1 \text{ м}^3/\text{с}$ — кубический метр в секунду — расход, при котором через нормальное сечение потока за 1 с равномерно перемещается жидкость объемом 1 м^3 . Допускается применять внесистемную единицу расхода — $1 \text{ л}/\text{мин}$.

Формулу (1.39) удобно преобразовать исходя из того, что объем $V = Sl$ (где l — расстояние, проходимое частицей жидкости за время t). Тогда

$$Q = Sl/t = Sv, \quad (1.40)$$

где v — средняя скорость потока жидкости, $\text{м}/\text{с}$.

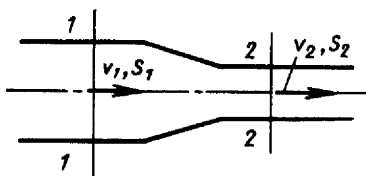


Рис. 1.16. Схема для вывода уравнения постоянства расхода жидкости

Рис. 1.17. Ротаметр

Итак, объемный расход жидкости равен произведению площади нормального сечения потока на среднюю скорость течения жидкости.

Для труб круглого сечения диаметром d расход жидкости

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v = 0,785 d^2 v. \quad (1.41)$$

Неразрывные потоки жидкости не имеют внутри пустот и разрывов. Уравнение постоянства расхода для потока (рис. 1.16)

$$Q_1 = Q_2 = \dots Q_i = \text{const} \quad (1.42)$$

или

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = \dots = v_i S_i = \text{const} \quad (1.43)$$

является математическим выражением условий сплошности течения при установившемся движении.

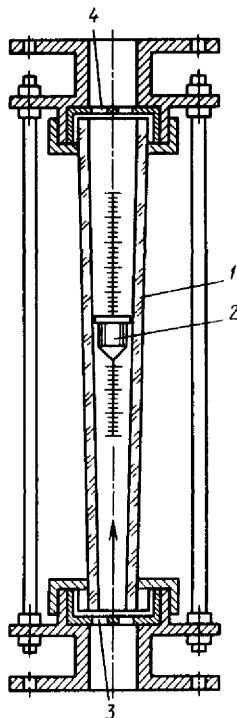
Из уравнения постоянства расхода для потока следует, что при движении потока в разных сечениях могут меняться площадь S_i и скорость v_i , а расход жидкости вдоль потока остается постоянным.

Из уравнения (1.43) находим соотношение между средними скоростями потока и площадями нормальных сечений

$$v_1/v_2 = S_2/S_1. \quad (1.44)$$

Итак, средние скорости потока жидкости обратно пропорциональны площадям соответствующих нормальных сечений потока. Запишем соотношение (1.44) относительно

$$v_2 = v_1 (S_1/S_2). \quad (1.45)$$



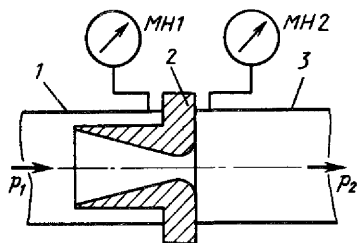


Рис. 1.18. Схема расходомера с сужающимся устройством

При уменьшении нормального сечения потока средняя скорость увеличивается во столько раз, во сколько раз площадь S_1 нормального сечения 1 будет больше площади S_2 сечения 2.

Метод косвенного измерения объемного расхода в гидрوليнии заключается в следующем. Гидрوليнию соединяют краном с мерным баком. Одновременно включают в работу секундомер. Расход жидкости определяют по формуле (1.39) по известным значениям объема мерного бака и времени его наполнения.

Приборы, предназначенные для измерения расхода жидкости, называются расходомерами.

На рис. 1.17 показан *ротаметр* — расходомер постоянного перепада давлений, состоящий из стеклянной конусной трубки 1 со шкалой, цилиндрического поплавка 2, размещенного внутри этой трубки, и упоров 3 и 4 для поплавка. Ротаметр устанавливается на вертикальном участке трубопровода, жидкость к нему подводится снизу. Принцип действия ротаметра основывается на использовании зависимости положения поплавка в конусной трубке от расхода жидкости. Характеристика этой связи зависит от угла конусности трубки, формы и массы поплавка, вязкости жидкости и обычно устанавливается путем тарирования ротаметров. При течении жидкости через ротаметр, если сила от перепада давлений превышает вес поплавка, то последний всплывает, увеличивается площадь кольцевой щели для протекания. При этом скорость жидкости через щель уменьшается, а давление жидкости увеличивается. При достижении равенства суммы всех действующих на поплавок сил (силы тяжести, силы от перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ и др.) поплавок останавливается в положении, соответствующем расходу жидкости, отсчет которого производят по шкале.

На рис. 1.18 показан *расходомер с сужающимся устройством*, который относится к расходомерам переменного перепада давлений. Расходомер состоит из патрубков 1 и 3, сопла 2 (сужающегося устройства) и двух манометров МН1 и МН2, предназначенных для измерения перепада давлений. Принцип действия расходомера основан на зависимости перепада давлений от расхода жидкости, протекающей через сопло. Чем больше расход жидкости, тем больше перепад давлений.

В гидроприводах широкое применение для измерения расхода жидкости получили электромагнитные преобразователи расхода (см. п. 10.5).

Мощность потока жидкости. Мощностью называется физическая величина, определяемая работой A за единицу времени:

$$N = A/t. \quad (1.46)$$

Единица мощности в системе СИ — 1 В (ватт) — мощность, при которой работа, равная 1 Дж, совершается за 1 с. На практике применяется кратная единица мощности — 1 кВт (киловатт): 1 Вт = 10^{-3} кВт.

Подставив в уравнение (1.46) выражение для работы $A = Fl$, получим:

$$N = Fl/t = Fv, \quad (1.47)$$

где F — сила давления, Н.

Мощность равна произведению силы на скорость. Выразив силу F через произведение pS , получим формулу для гидравлической мощности N_p (кВт):

$$N_p = 10^{-3} pQ, \quad (1.48)$$

где p — давление, Па; Q — расход жидкости, м³/с.

Если давление выразить в кгс/см², а расход в л/мин, то формула мощности (кВт) примет вид

$$N_p = \frac{10^{-3} pQ}{1,02 \cdot 10^{-5} \cdot 60 \cdot 10^3} = \frac{pQ}{612}. \quad (1.49)$$

При измерении давления в МПа, а расхода в л/мин мощность (кВт)

$$N_p = \frac{10^{-3} \cdot 10^6 pQ}{60 \cdot 10^3} = \frac{pQ}{60}. \quad (1.50)$$

Из формулы (1.48) следует, что мощность потока жидкости можно увеличивать двумя способами: либо повышать давление (но не беспредельно, так как при этом увеличивается толщина стенок труб и, следовательно, их масса), либо увеличивать расход жидкости.

Пример. Определить минимальный объемный расход жидкости в напорном трубопроводе гидропривода с внутренним диаметром $d = 20$ мм.

Принимаем скорость потока жидкости $v = 5$ м/с.

Расход жидкости определяем по формуле (1.41):

$$Q = 0,785 d^2 v = 0,785 \cdot 20^2 \cdot (10^{-3})^2 \cdot 5 = 0,001 \text{ м}^3/\text{с} = 60 \text{ л/мин.}$$

Пример. Насколько увеличится мощность потока жидкости, находящейся под давлением $p = 10$ МПа, если первоначальный расход жидкости $Q_1 = 25$ л/мин увеличить до $Q_2 = 100$ л/мин?

Гидравлическую мощность определяем по формуле (1.50):

$$N_{p1} = pQ_1/60 = 10 \cdot 25/60 = 4,16 \text{ кВт};$$

$$N_{p2} = pQ_2/60 = 10 \cdot 100/60 = 16,6 \text{ кВт.}$$

Тогда

$$N_{p2} - N_{p1} = 16,6 - 4,16 = 12,4 \text{ кВт.}$$

Мощность потока жидкости увеличится на 12,4 кВт.

1.6. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Понятие об удельной энергии потока жидкости. Потенциальная энергия положения частицы жидкости массой m , поднятой на высоту z от плоскости сравнения,

$$E_{пз} = mgz = Gz, \quad (1.51)$$

где G — вес частицы жидкости, Н.

Единицей всех видов энергии и работы в системе СИ является 1 Дж (джоуль), равный 1 Н·м.

Кроме потенциальной энергии положения, жидкость, находящаяся под давлением, обладает еще и потенциальной энергией давления

$$E_{пр} = pV = p(m/\rho), \quad (1.52)$$

где p — давление жидкости, Па; V — объем частицы жидкости, м³.

Сложив уравнения (1.51) и (1.52), получим уравнение полной потенциальной энергии

$$E_{п} = mgz + p(m/\rho). \quad (1.53)$$

Под удельной энергией жидкости понимается энергия, отнесенная к единице ее веса. Разделив все члены уравнения (1.53) на mg , получим уравнение удельной потенциальной энергии частицы жидкости

$$e_{п} = E_{п}/(mg) = z + p/(\rho g), \quad (1.54)$$

где z — удельная потенциальная энергия положения, м; $p/(\rho g)$ — удельная потенциальная энергия давления, м.

Итак, *удельная потенциальная энергия потока жидкости, находящаяся в потоке, равна гидростатическому напору и для всех точек рассматриваемого объема жидкости одинакова.*

Кинетическая энергия частицы жидкости

$$E_{к} = mv^2/2, \quad (1.55)$$

где v — скорость частицы.

Подставляя в формулу (1.55) значение $m = G/g$, получим:

$$E_{к} = Gv^2/(2g). \quad (1.56)$$

Итак, кинетическая энергия материальной точки равна произведению веса этой точки на скоростной напор.

Разделив уравнение (1.56) на G , получим формулу для определения удельной кинетической энергии:

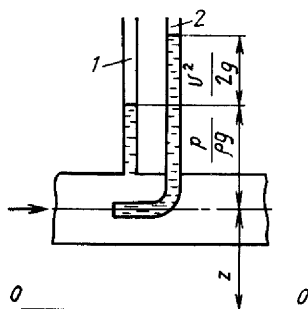
$$e_{к} = \frac{E_{к}}{G} = \frac{v^2}{2g}. \quad (1.57)$$

Из соотношения (1.57) следует, что удельная кинетическая энергия жидкости равна скоростному напору.

Единицей удельной кинетической энергии скоростного напора жидкости в системе СИ является 1 м.

Скоростной напор жидкости измеряется при помощи двух приборов — пьезометра 1 и трубки Пито 2 (рис. 1.19). Трубка Пито стеклянная, с верхним открытым концом и загнутым нижним концом, направленным против течения. Жидкость в трубке Пито поднимается на дополнительную высоту (по отношению к уровню в пьезометре)

$$h = v^2/(2g). \quad (1.58)$$



Подъем жидкости на дополнительную высоту в трубке Пито объясняется тем, что при «набегании» движущихся частиц жидкости на входной конец трубки со скоростью v возникает дополнительное давление на неподвижную жидкость в трубке Пито, для уравнивания которого жидкость в трубке Пито должна подняться на такую дополнительную высоту, при которой сила тяжести столбика жидкости будет равна указанному дополнительному давлению.

Уравнение Бернулли. Основным уравнением гидродинамики является уравнение Бернулли, которое устанавливает связь между скоростью движения и давлением жидкости при установившемся движении.

Сначала рассмотрим уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const.} \quad (1.59)$$

Всем членам уравнения Бернулли можно дать объяснение с геометрической и энергетической точек зрения.

На рис. 1.20 изображена элементарная струйка жидкости с осью $S-S$. Относительно ее произвольно проведена горизонтальная линия $O-O$ (след плоскости сравнения). В нормальных (живых) сечениях 1—1, 2—2, 3—3 установлены пьезометры и трубки Пито. Соединив горизонты свободной поверхности жидкости в пьезометрах линией $\Pi-\Pi$, получим кривую, которую называют *пьезометрической линией*. Если соединим горизонты жидкости в трубках Пито линией $N-N$, то получим линию, параллельную плоскости сравнения ($O-O$). Линия $N-N$ называется *линией гидродинамического напора* (или линией полного напора).

Итак, с геометрической точки зрения членами уравнения Бернулли для каждого сечения являются: z_1, z_2 — геометрические высоты (высоты положения) сечений 1 и 2, м; $p_1/(\rho g), p_2/(\rho g)$ — пьезометрические высоты (напоры), м; $v_1^2/(2g), v_2^2/(2g)$ — скоростные напоры.

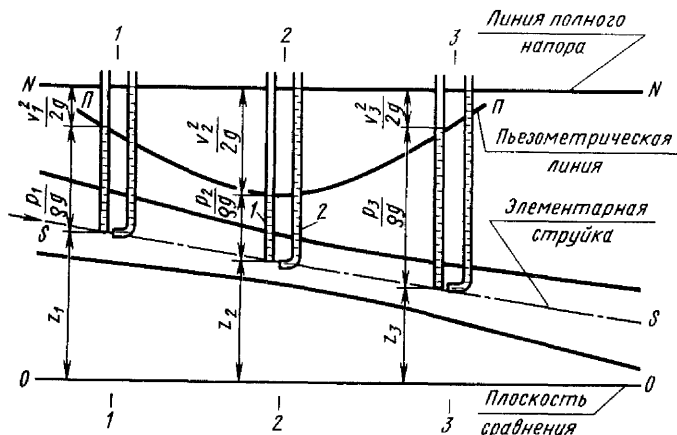


Рис. 120. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Левая часть уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости является гидродинамической высотой (напором) H , которая на рассматриваемом участке от сечения 1—1 до сечения 2—2 есть величина постоянная. Из рис. 1.20 видно, что если в сечении увеличивается скоростной напор, то на столько же уменьшается пьезометрический напор, и наоборот.

С энергетической (физической) точки зрения членами уравнения Бернулли для каждого сечения являются: z_1, z_2 — удельная потенциальная энергия положения; $p_1/(\rho g), p_2/(\rho g)$ — удельная потенциальная энергия давления; $v_1^2/(2g), v_2^2/(2g)$ — удельная кинетическая энергия, м.

Энергетическая сущность уравнения Бернулли заключается в том, что оно выражает закон сохранения энергии элементарной струйки. Итак, полная удельная энергия элементарной струйки есть величина постоянная для всех рассматриваемых сечений, хотя удельная кинетическая энергия в различных сечениях может быть различной.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. При переходе от уравнения (1.59) к уравнению Бернулли для потока реальной жидкости необходимо внести в него соответствующие поправки и дополнения. Во-первых, в третьем члене уравнения будет средняя скорость потока жидкости, а не постоянная скорость струйки. При этом третий член дополняют безразмерным коэффициентом Кориолиса α , учитывающим влияние первоначального распределения скорости по живому сечению потока жидкости ($\alpha = 1$. 2). Во-вторых, вводят дополнительный четвертый член уравнения $h_{\text{п}}$ — полную потерю напора.

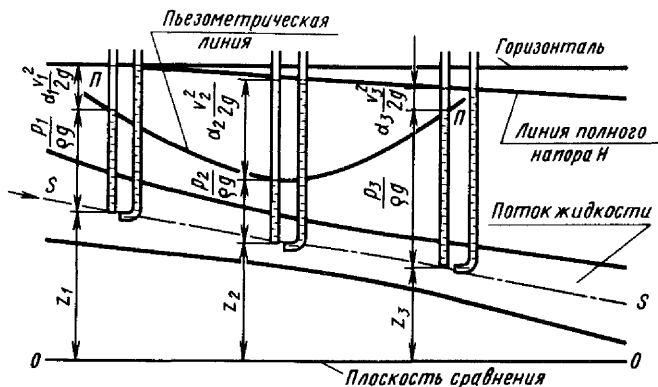


Рис. 1.21. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли для потока реальной жидкости

С учетом этих поправок и дополнений уравнение Бернулли для потока реальной жидкости имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{п}}. \quad (1.60)$$

Полная потеря напора жидкости выражается суммой потерь напора по длине h_l и местных потерь h_m :

$$h_{\text{п}} = \sum h_l + \sum h_m. \quad (1.61)$$

Если уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости представляет собой частный случай закона сохранения энергии, то уравнение Бернулли для потока реальной жидкости является *уравнением баланса удельной энергии с учетом потерь*. Энергия теряется жидкостью, но не исчезает бесследно, а лишь превращается в тепловую.

Графическая иллюстрация уравнения Бернулли для потока реальной жидкости приведена на рис. 1.21. Как видно, полный напор H уменьшается по длине потока. Градиент напора по длине l потока жидкости называется *гидравлическим уклоном*

$$\text{grad } H = \Delta H / \Delta l. \quad (1.62)$$

Особенности составления уравнения Бернулли для объемных гидроприводов. Умножив все члены уравнения Бернулли (1.60) на ρg , получим:

$$z_1 \rho g + p_1 + \alpha_1 \rho g \frac{v_1^2}{2g} = z_2 \rho g + p_2 + \alpha_2 \rho g \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{п}} \rho g. \quad (1.63)$$

Проанализируем уравнение (1.63). Разность геометрических высот отдельных элементов мала, т. е. можно принять $z_1 \approx z_2$.

Скорость потока жидкости в напорных трубопроводах не более 10 м/с, а условные проходы трубопроводов выбирают почти одинаковыми, поэтому можно считать, что $v_1 = v_2$.

При этих условиях уравнение (1.63) принимает вид

$$p_1 - p_2 = h_{\text{н}} \rho g = \Delta p, \quad (1.64)$$

где Δp — перепад давлений, который определяют по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{\text{г}} + \Delta p_{\text{н}}; \quad (1.65)$$

здесь $\Delta p_{\text{г}}$ — потери давления, обусловленные гидравлическими сопротивлениями по току жидкости между двумя выбранными сечениями; $\Delta p_{\text{н}}$ — потери давления, обусловленные внешней нагрузкой, преодолеваемой жидкостью.

Обозначим разность $p_1 - p_2$ через p_0 — эффективное давление питания. Тогда с учетом уравнения (1.65) уравнение (1.64) примет вид

$$p_0 = \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{г}}. \quad (1.66)$$

Из уравнения (1.66) следует, что вся потенциальная энергия потока жидкости, создаваемая источником питания, расходуется в гидроприводе на преодоление внешней нагрузки и гидравлических сопротивлений в его трубопроводах и каналах.

1.7. РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ.

ПОНЯТИЕ О КАВИТАЦИИ

Режимы течения жидкости. Различают два режима течения жидкости — ламинарный и турбулентный.

При *ламинарном* режиме течения частицы жидкости перемещаются по траекториям, направленным вдоль потока без поперечного перемешивания. Поток жидкости образуется как бы отдельными параллельными слоями; пульсации скорости потока и давления жидкости отсутствуют.

При *турбулентном* режиме течения частицы жидкости перемещаются по случайным хаотическим траекториям. Турбулентное течение сопровождается постоянным перемешиванием жидкости, характеризуется наличием пульсации скорости потока и давления жидкости.

Предположение о наличии двух режимов течения жидкости было высказано Д. И. Менделеевым. Английский ученый О. Рейнольдс опытным путем подтвердил это предположение на специальной установке (рис. 1.22, а). Установка состоит из основного бака 1, прямой стеклянной трубы 7 и вентиля 8. В бак 1 по трубе 3 подводится испытуемая жидкость (например, вода), причем ее уровень в баке поддерживается постоянным благодаря наличию сливной трубы 2. Для наблюдения за характером движения испытуемой жидкости установка имеет бачок 4, который заполняется окрашенной жидкостью с плотностью испытуемой жидкости. Бачок 4 имеет тонкую трубку 6 и вентиль 5. Загнутый нижний конец трубки 6 входит в начало стеклянной трубы 7. Поток жидкости через вентиль 8 сливается в бачок 9.

Рейнольдс провел на этой установке многочисленные опыты, меняя виды испытуемой жидкости, диаметр трубы 7 и скорость потока. В начале опыта открывают вентили 8 и 5. При этом наблю-

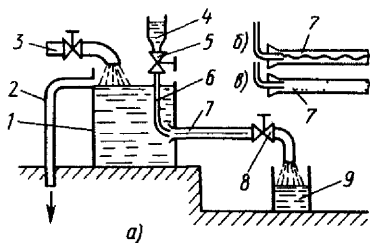


Рис. 1.22. Схемы экспериментальной установки Рейнольдса (а) и течения струи окрашенной жидкости (б, в)

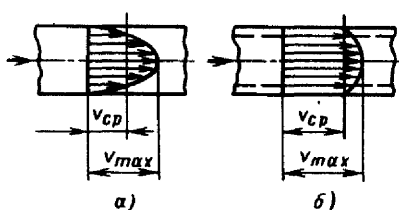


Рис. 1.23. Распределение скоростей в потоке жидкости при режиме течения: а — ламинарном; б — турбулентном

дается следующий процесс движения жидкости. При небольших скоростях потока жидкости в трубе 7 окрашенная жидкость течет из трубки 6 в виде отчетливо выраженной тонкой струйки, не смешиваясь с потоком испытуемой жидкости. В этом случае в трубе 7 течение жидкости ламинарное.

При повышении скорости потока испытуемой жидкости в трубе 7 при помощи вентиля 8 окрашенная струйка начинает колебаться и принимать волнообразные очертания (рис. 1.22, б). Затем на отдельных ее участках появляются разрывы. Струйка теряет отчетливую форму, и, наконец, при дальнейшем увеличении скорости потока в трубе 7 струйка окрашенной жидкости полностью разрывается, окрашивая испытуемую жидкость (рис. 1.22, в). Это свидетельствует о начале турбулентного режима течения жидкости.

Опытами установлено, что наличие того или иного режима течения жидкости определяется: средней скоростью потока жидкости; характерным линейным размером сечения потока жидкости (например, для трубы — ее диаметром) и кинематической вязкостью жидкости. Из этих величин было составлено безразмерное выражение, определяющее режим течения жидкости, которое впоследствии было названо числом Рейнольдса и обозначено символом Re :

$$Re = vd/\nu, \quad (1.67)$$

где v — средняя скорость потока жидкости, м/с; d — внутренний диаметр трубы, м; ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$.

Число Рейнольдса можно выразить также и через расход Q жидкости из условия $Q = vS$, подставляя $v = Q/S = 4Q/(\pi d^2)$ в формулу (1.67):

$$Re = \frac{4Qd}{\pi d^2 \nu} = 1,27 \frac{Q}{d\nu}, \quad (1.68)$$

где Q — в $\text{м}^3/\text{с}$; d — в м; ν — в $\text{м}^2/\text{с}$.

При Q — в л/мин, d — в мм; ν — в $\text{мм}^2/\text{с}$ формула (1.68) принимает вид [6]

$$Re = 1,27 \frac{1,67 \cdot 10^{-5}}{10^{-3} \cdot 10^{-6}} \frac{Q}{d\nu} = 21\,200 \frac{Q}{d\nu}. \quad (1.69)$$

Режим движения жидкости оказывает существенное влияние на гидравлическое сопротивление и потери давления, поэтому при решении задач, связанных с движением жидкости, следует сначала установить режим течения. Обычно это делают расчетным путем: определяют фактическое число Рейнольдса по формулам (1.67) или (1.68), а затем сравнивают с критическим числом Рейнольдса ($Re_{кр}$), при котором в случае увеличения скорости потока жидкости ламинарный режим переходит в турбулентный.

На практике в зависимости от вида гидроустройств принимают следующие критические значения $Re_{кр}$:

для гладких круглых труб	2300
для гибких рукавов	1600
для щелей золотниковых распределителей	260
для щелей конических клапанов	80

Правило. Режим течения жидкости считают ламинарным при $Re < Re_{кр}$ и турбулентным при $Re > Re_{кр}$.

Средние скорости потока жидкости при различных режимах течения. Для потока жидкости скорости частиц по нормальному сечению различны. В этом случае скорость усредняют и все задачи решают относительно среднего ее значения. Скорости потока жидкости в трубопроводе при ламинарном режиме течения распределяются по закону параболы с максимумом по оси (рис. 1.23, а).

Средняя скорость потока при этом равна половине максимальной скорости

$$v_{ср} = 0,5v_{max}. \quad (1.70)$$

Распределение скоростей по нормальному сечению потока в трубе при турбулентном режиме течения показано на рис. 1.23, б. На схеме штриховой линией у стенки трубы показан круговой подслой ламинарного течения. Распределение скоростей по сечению вне этого подслоя, где течение турбулентное, происходит по логарифмическому закону (рис. 1.23, б)

$$v_{ср} = 0,75 \dots 0,9v_{max}. \quad (1.71)$$

Из уравнения (1.40) средняя скорость

$$v_{ср} = Q/S, \quad (1.72)$$

или для трубопровода круглого сечения

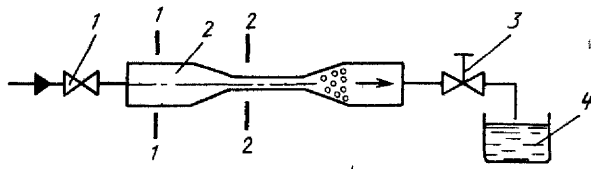
$$v_{ср} = 4Q/(\pi d^2) = 1,27Q/d^2, \quad (1.73)$$

где d — внутренний диаметр трубы, м; Q — в м³/с.

Понятие о кавитации жидкости. В некоторых случаях при напорном движении жидкости в трубопроводах и в других элементах гидросистем может возникать кавитация.

Кавитацией называется процесс возникновения пузырьков пара в потоке жидкости при снижении рабочего давления до давления парообразования с последующей конденсацией паров жидкости в зоне повышенного давления.

Рис. 1.24. Схема, поясняющая возникновение кавитации жидкости



Возникновение кавитации жидкости рассмотрим на простом гидравлическом стенде (рис. 1.24), состоящем из стеклянной трубки 2, вентилях 1 и 3 и гидробака 4. Жидкость подводится под давлением к вентилю 1 и далее движется по трубке 2, которая сначала плавно сжимает поток жидкости, затем еще более плавно его расширяет. Поток жидкости через вентиль 3 сливается в гидробак 4.

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2 трубки (считая $z_1 = z_2$ и $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$):

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad (1.74)$$

При небольшом открытии вентиля 1 (вентиль 3 открыт полностью) поток жидкости прозрачен ($v_1 \approx v_2$ и $p_1 \approx p_2$), и кавитация отсутствует. При дальнейшем открытии вентиля 1 скорость v_2 увеличивается в узком месте трубки, и, следовательно, давление p_2 уменьшается. В результате происходит разрыв сплошности потока жидкости, который сопровождается выделением паров жидкости и образованием газовых пузырьков. В трубке появляется отчетливо видимая зона кавитации. В расширяющейся части стеклянной трубки скорость потока v_2 уменьшается, давление p_2 возрастает, образование пузырьков прекращается, а газ постепенно растворяется в жидкости. При этом процесс разрушения (конденсации) пузырьков пара жидкости происходит с большой скоростью и сопровождается местными гидравлическими микроударами, которые создают повышенный шум и вибрацию. В конечном результате кавитация жидкости приводит к эрозионному разрушению стенок конструкции.

Кавитация жидкости может возникнуть в любых участках гидросистемы, например, на входе самовсасывающего насоса; при открытии клапанов (резко понижается давление, увеличивается скорость потока жидкости); в рабочих полостях гидроцилиндров при очень быстром движении поршня. С появлением кавитации жидкости во всасывающей линии уменьшается подача насоса, возрастают динамические нагрузки на отдельные детали, понижается надежность гидропривода. Возникновение кавитации жидкости значительно ускоряется при наличии в рабочей жидкости пузырьков воздуха, а также растворенных газов.

Для предотвращения кавитации в гидроприводах и гидроустройствах, входящих в его состав, создают подпор рабочей жидкости на входе в насос; уменьшают скорость потока рабочей жидкости

и длину входного трубопровода самовсасывающего насоса, ограничивают максимальные скорости движения поршней гидроцилиндров.

Пример. Определить режимы течения жидкости вязкостью $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$ в круглой трубе с внутренним диаметром $d = 10 \text{ мм}$ для двух случаев: при расходе жидкости $Q_1 = 12,5 \text{ л/мин}$ и $Q_2 = 40 \text{ л/мин}$

Принимаем $Re_{кр} = 2300$. По формуле (1 69) определяем числа Рейнольдса:

$$Re_1 = 21\,200 \frac{Q_1}{d\nu} = 21\,200 \frac{12,5}{10 \cdot 20} = 1325 < 2300;$$

$$Re_2 = 21\,200 \frac{40}{10 \cdot 20} = 21\,200 \frac{40}{10 \cdot 20} = 4240 > 2300.$$

Следовательно, в первом случае режим течения жидкости ламинарный ($Re_1 < Re_{кр}$), во втором — турбулентный ($Re_2 > Re_{кр}$).

1.8. РАСЧЕТ ПРОСТЫХ ТРУБОПРОВОДОВ. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ

Расчет простых трубопроводов. Простым называют трубопровод, не имеющий боковых ответвлений. Целями расчета простого трубопровода являются выбор условного прохода, определение потерь давления и толщины стенок.

Под *условным проходом* понимают внутренний диаметр трубопровода, округленный до ближайшего значения из установленного ряда. Ряды условных проходов D_y (мм) устанавливает ГОСТ 16516—80.

Условный проход (м) определяют по формуле

$$D_y = \sqrt{4Q/(\pi v)} = 1,13 \sqrt{Q/v}, \quad (1.75)$$

где Q — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; v — средняя скорость потока жидкости, м/с .

Условный проход D_y (мм) при измерении расхода жидкости в л/мин и скорости потока жидкости в м/с определяют по формуле

$$D_y = 4,6 \sqrt{Q/v}. \quad (1.76)$$

При выборе скорости потока жидкости в трубопроводах гидроприводов следует учитывать, что с увеличением скорости потока уменьшаются масса и стоимость трубопроводов и соединений, но возрастают потери давления из-за преодоления гидравлических сопротивлений, увеличивается опасность возникновения кавитации во всасывающей гидролинии насоса и гидравлических ударов.

Рекомендуется принимать следующие максимальные значения скорости потоков жидкости в напорных трубопроводах гидроприводов в зависимости от номинального давления $p_{ном}$ (СЭВ РС 3644—72):

$p_{ном}$, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
v , м/с, не более	2	3,2	4	5	6,3	10

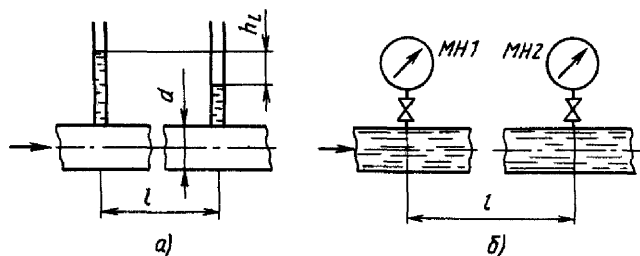


Рис. 1.25. Схемы для определения потерь напора (а) и давления (б) по длине трубопровода

Для сливных трубопроводов обычно принимают $v = 2$ м/с, а для всасывающих $v \leq 1,6$ м/с.

Потери давления в трубопроводах. Гидравлическими сопротивлениями называются силы трения, возникающие в жидкости при ее движении и вызывающие потери напора или давления. Различают два вида потерь: потери напора по длине h_l и местные потери напора h_m .

Потери напора по длине (рис. 1.25, а) при равномерном движении жидкости в трубопроводе круглого сечения определяют по формуле Дарси—Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.77)$$

где λ — безразмерный коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); l и d — длина и диаметр трубопровода, м; $v^2/(2g)$ — скоростной напор, м.

Потери давления (Па) по длине трубопровода (рис. 1.25, б) определяют по формуле

$$\Delta p_l = \lambda \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.78)$$

где γ — удельный вес жидкости, Н/м³.

Если в формулу (1.78) подставить выражения скорости через расход жидкости и площадь сечения трубопровода $v = 4Q/(\pi d^2) = 1,27Q/d^2$ и $v^2 = 1,6Q^2/d^4$, то она примет вид

$$\Delta p_l = \lambda \gamma \frac{l}{d} \frac{1,6Q^2}{2gd^4} = 0,8\lambda \gamma \frac{lQ^2}{gd^5}. \quad (1.79)$$

Коэффициент Дарси для ламинарного и турбулентного режимов течения рассчитывают по разным формулам. Поэтому перед вычислением потерь давления необходимо определить режим течения жидкости (см. п. 1.7).

При ламинарном режиме коэффициент Дарси зависит от числа Рейнольдса и для гладких круглых трубопроводов рассчитывается по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64/Re = 64\nu/(vd) = \frac{64vd^2}{1,27dQ} = \frac{64vd}{1,27Q}. \quad (1.80)$$

Эта формула справедлива для стабилизированного ламинарного режима течения жидкости на большом расстоянии от входа

в трубопровод. На практике при гидравлических расчетах гладких трубопроводов принимают

$$\lambda = (75 \dots 150)/\text{Re}, \quad (1.81)$$

где коэффициент 75 принимают для стальных труб, а 150 — для гибких рукавов.

Если в формулу (1.79) подставить значение λ и значения известных постоянных для минеральных масел, то потери давления по длине Δp_l (МПа) при ламинарном режиме течения жидкости определяют по эмпирической формуле [6]

$$\Delta p_l = 0,62\nu l Q/d^4, \quad (1.82)$$

где ν — кинематическая вязкость, мм²/с; l — длина трубопровода, м; Q — расход жидкости, л/мин; d — внутренний диаметр трубопровода, мм.

При турбулентном режиме течения жидкости коэффициент λ зависит в основном от материала трубопроводов и значений параметров их внутренних поверхностей. Для гладких стальных трубопроводов коэффициент λ определяют по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,316/\sqrt[4]{\text{Re}}. \quad (1.83)$$

При турбулентном режиме течения в диапазоне $2 \cdot 10^3 \text{ Re} < 10^4$ принимают $\lambda \approx 0,04$.

Если в формулу (1.79) подставить выражение для λ и известные значения постоянных, то потери давления по длине Δp_l (МПа) при турбулентном режиме течения жидкости можно определить по эмпирической формуле [6]:

$$\Delta p_l = 7,85lQ^2/d^5, \quad (1.84)$$

где l — в м; Q — в л/мин; d — в мм.

Местные потери напора или давления возникают при движении потока жидкости через местные сопротивления. На рис. 1.26 приведены схемы некоторых местных сопротивлений.

Местные потери напора h_m определяют по формуле

$$h_m = \zeta v^2/(2g), \quad (1.85)$$

где ζ — безразмерный коэффициент местного сопротивления; $v^2/(2g)$ — скоростью напор, м.

Обычно коэффициент местного сопротивления ζ определяют экспериментальным путем и выражают в виде эмпирических формул, графиков или в табличной форме. Значения коэффициентов местных сопротивлений приводятся в справочниках [2, 6].

Местные потери давления Δp_m (Па) при движении жидкости через определенное местное сопротивление определяют по формуле

$$\Delta p_m = h_m \rho g = \zeta v^2 \rho / 2. \quad (1.86)$$

Если в формулу (1.86) подставить выражение $v^2 = (1,27Q/d^2)^2 = 1,6Q^2/d^4$, то она примет вид

$$\Delta p_m = \zeta \rho \frac{1,6Q^2}{2d^4} = 0,8\zeta \rho \frac{Q^2}{d^4}. \quad (1.87)$$

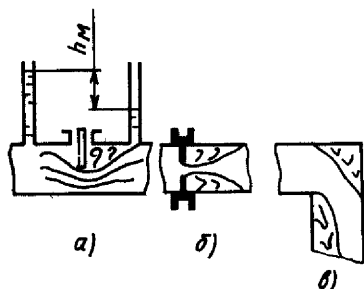


Рис. 1.26. Местные сопротивления:

a — задвижка; *б* — диафрагма; *в* — поворот трубы под прямым углом

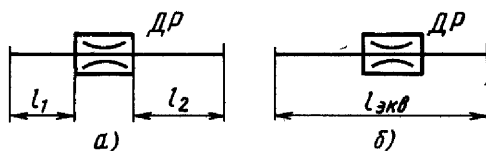


Рис. 1.27 Схемы для определения эквивалентной длины

Если в формулу (1.87) подставить известные значения ρ и постоянных, то местные потери давления Δp_m (МПа) определяют по эмпирической формуле [6]

$$\Delta p_m = 0,21 \zeta Q^2 / d^4, \quad (1.88)$$

где Q — в л/мин; d — в мм.

Понятие об эквивалентной длине. Иногда при расчете систем трубопроводов с большим числом местных сопротивлений потери напора вычисляют по их эквивалентным длинам. Длинной, эквивалентной длине данного местного сопротивления, считается такая длина прямой трубы (того же диаметра, что и номинальный диаметр рассчитываемого трубопровода), на протяжении которой гидравлические потери равны потерям в данном сопротивлении. В результате такой замены все местные сопротивления в системе мысленно устраняются, длины труб соответственно условно увеличиваются и далее рассчитывается отрезок прямолинейного трубопровода.

Пусть, например, надо заменить местное сопротивление — дроссель DP (рис. 1.27, *a*) с коэффициентом ζ трубой эквивалентной длины $l_{\text{ЭКВ}}$, диаметром d (1.27, *б*).

Для определения эквивалентной длины приравняем правые части формул (1.78) и (1.86)

$$\lambda \rho \frac{l_{\text{ЭКВ}}}{d} \frac{v^2}{2} = \zeta \rho \frac{v^2}{2},$$

откуда

$$l_{\text{ЭКВ}} = (\zeta / \lambda) d. \quad (1.89)$$

Расчет труб на прочность сводится к определению толщины стенок. Различают тонкостенные и толстостенные трубы. Тонкостенными являются трубы, для которых отношение наружного диаметра к толщине s стенки удовлетворяет условию $D/s \geq 16$ или

$D/d_b < 1,7$ (где d_b — внутренний диаметр трубы). Толщина стенки тонкостенных труб

$$s = \frac{\rho_{\max}(D + m)}{2[\sigma]}, \quad (1.90)$$

где ρ_{\max} — максимальное давление жидкости, Па, D — наружный диаметр трубы, m — предельное отклонение наружного диаметра, м, $[\sigma]$ — допустимое напряжение материала трубы, Па

Значения m принимают по стандартам на сортаменты труб.

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ для материалов определяют по формуле

$$[\sigma] = \sigma_b/n_b, \quad (1.91)$$

где σ_b — предел прочности материала трубы, Па, n_b — коэффициент запаса прочности ($n_b = 3 \dots 6$)

Толщину стенки толстостенных труб определяют по формуле Ляме (3.57)

Пример. Определить условный проход напорного трубопровода, если извещен расход жидкости, протекающей через него, $Q = 45$ л/мин и номинальное давление $p_{\text{ном}} = 32$ МПа

Принимаем скорость потока жидкости $v = 5$ м/с Условный проход

$$D_y = 4,6 \sqrt{Q/v} = 4,6 \sqrt{45/5} = 13,8 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 16516—80 $D_y = 12$ мм

Пример Гладкий круглый трубопровод с внутренним диаметром $d = 10$ мм имеет длину $l = 2$ м По трубопроводу перемещается рабочая жидкость — минеральное масло с кинематической вязкостью $\nu = 20$ мм²/с Определить, во сколько раз увеличатся потери давления по длине, если первоначальный расход жидкости $Q_1 = 12,5$ л/мин увеличится в 3,2 раза

Вычисляем увеличенный расход жидкости

$$Q_2 = 12,5 \cdot 3,2 = 40 \text{ л/мин}$$

Определяем режимы движения жидкости (см пример в п. 1.7) При $Q_1 = 12,5$ л/мин режим ламинарный, при $Q_2 = 40$ л/мин — турбулентный Находим перепад давлений при ламинарном режиме по формуле (1.82)

$$\Delta p_{l_1} = 0,62\nu Q l / d^4 = 0,62 \cdot 20 \cdot 12,5 \cdot 2 / 10^4 = 0,031 \text{ МПа}$$

Рассчитываем перепад давлений при турбулентном режиме по формуле (1.84)

$$\Delta p_{l_2} = 7,85 (l Q^2 / d^5) = 7,85 \cdot 2 \cdot 40^2 / 10^5 = 0,251 \text{ МПа}$$

Определяем, во сколько раз увеличались потери давления при увеличении расхода в 3,2 раза

$$\Delta p_{l_2} / \Delta p_{l_1} = 0,251 / 0,031 = 8,09 \approx 8,1 \text{ раза}$$

Пример. Рабочая жидкость — минеральное масло перемещается по трубопроводу диаметром 10 мм через местное сопротивление, коэффициент $\zeta = 1,5$, расход жидкости $Q = 40$ л/мин

Определить местные потери давления Потери давления вычисляем по формуле (1.88)

$$\Delta p_M = 0,21 \zeta Q^2 / d^4 = 0,21 \cdot 1,5 \cdot 40^2 / 10^4 \approx 0,05 \text{ МПа}$$

Пример. Определить толщину стенки трубы диаметром $D = 25$ мм из коррозионно стойкой стали 12Х18Н10Т Максимальное давление рабочей жидкости 32 МПа

Временное сопротивление для стали $\sigma_B = 549$ МПа. Принимаем коэффициент запаса прочности $n_B = 3$. Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \sigma_B / n_B = 549 / 3 = 183 \text{ МПа.}$$

Отклонение по диаметру $m = 0,45$ мм (ГОСТ 9941—72)

Толщина стенки

$$s = \frac{\rho(D+m)}{2[\sigma]} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 25,45 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 183 \cdot 10^6} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $s = 2,5$ мм.

1.9. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

Истечение жидкости через отверстия. Расчет истечения жидкости через отверстие сводится к определению скорости истечения и расхода.

Рассмотрим истечение жидкости из малого незатопленного отверстия в тонкой стенке резервуара. Малым называют отверстие, диаметр которого не более $0,1 H$, где H — высота расположения поверхности жидкости над центром отверстия. Незатопленным называется отверстие, из которого жидкость истекает в атмосферу. Тонкой считается стенка, толщина которой не превышает $3d$. При истечении жидкости из малого отверстия струя на некотором расстоянии от стенки сжимается (рис 1.28), что объясняется инерцией частиц жидкости, движущейся при подходе к отверстию по криволинейным траекториям. Как показывает опыт, наиболее сжатое сечение струи находится за стенкой на расстоянии, равном приблизительно $0,5$ диаметра отверстия. При расчетах сжатие струи учитывается коэффициентом сжатия.

Коэффициентом сжатия струи называется отношение площади $S_{сж}$ сжатого сечения струи к площади S_0 отверстия, из которого происходит истечение:

$$\epsilon = S_{сж} / S_0 = d_{сж}^2 / d_0^2, \quad (1.92)$$

где $d_{сж}$ — диаметр сжатого сечения струи; d_0 — диаметр отверстия

Для определения параметров истечения жидкости из малого отверстия в стенке при постоянном напоре применим уравнение Бернулли. Проведем плоскость сравнения $O-O$ через центр масс сечения струи. Так как площадь сечения $1-1$ значительно превышает площадь сечения $2-2$, то скоростью жидкости в сечении $1-1$ можно пренебречь. Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$H + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_m, \quad (1.93)$$

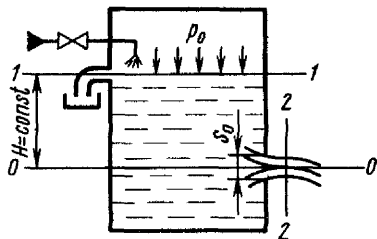


Рис 1.28. Схема для определения параметров истечения жидкости из малого отверстия

где p_0 — давление на свободной поверхности жидкости; p_2 и v_2 — давление и средняя скорость жидкости в сечении 2—2; h_m — местные потери напора [$h_m = \zeta v^2 / (2g)$].

Раскрыв выражение для местных потерь, получим:

$$H + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g} \quad (1.94)$$

или

$$H + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + (1 + \zeta) \frac{v_2^2}{2g}. \quad (1.95)$$

При равенстве $p_2 = p_0$

$$H = (1 + \zeta) \frac{v_2^2}{2g}. \quad (1.96)$$

Тогда скорость истечения жидкости из отверстия

$$v_2 = v = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{1 + \zeta}} = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (1.97)$$

где φ — коэффициент скорости:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}. \quad (1.98)$$

Коэффициентом скорости называется безразмерный коэффициент, равный отношению действительной средней скорости истечения через отверстие к средней скорости истечения невязкой жидкости из этого же отверстия.

Для идеальной жидкости $\varphi = 1$, и скорость истечения идеальной жидкости через малое отверстие определяют по формуле Торричелли:

$$v = \sqrt{2gH}. \quad (1.99)$$

Расход жидкости через малое отверстие

$$Q = \epsilon \varphi S \sqrt{2gH} = \mu S \sqrt{2gH}, \quad (1.100)$$

где $\mu = \epsilon \varphi$ — коэффициент расхода.

Коэффициенты истечения ϵ , φ и μ зависят от числа Рейнольдса. При большом числе Рейнольдса ($Re > 10^4$) они практически постоянны и их средние значения равны: $\epsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$.

На практике коэффициент расхода определяют опытным путем.

Формулу для расхода жидкости через щель гидроустройства удобно представить в виде

$$Q = \mu S \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\rho g}} = \mu S \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}, \quad (1.101)$$

где S — площадь поперечного сечения щели (дресселя), m^2 ; Δp — перепад давлений, Па.

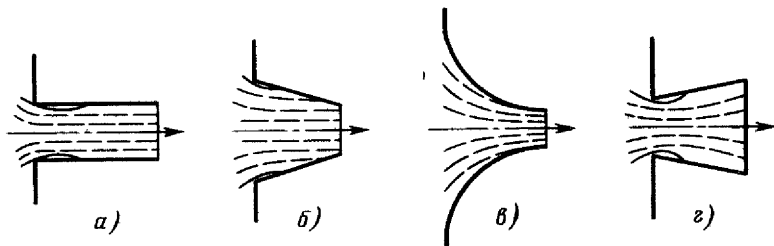


Рис. 1.29. Схемы внешних гидравлических насадков:

a — цилиндрического; *б* — конического сходящегося; *в* — коноидального; *г* — конического расходящегося

Истечение жидкости из насадков. *Гидравлическим насадком* называют короткий напорный патрубок, присоединенный к отверстию в резервуаре. При гидравлических расчетах насадков потерями давления по длине пренебрегают. Длина насадка обычно равна $l = (3 \dots 4) d$, где d — диаметр отверстия в стенке.

Насадки разделяют по расположению относительно стенки резервуара на внешние и внутренние; по форме конструкции — на цилиндрические, конические (сходящиеся и расходящиеся) и коноидальные (рис. 1.29).

При истечении из *внешнего цилиндрического* насадка (рис. 1.29, *a*) струя жидкости сначала сжимается, а затем постепенно расширяется, заполняет насадок и истекает из него полным сечением. Внутри насадка в месте сжатия струи образуется разрежение.

Так как истечение жидкости из отверстия происходит в разреженную среду, то напор внутри насадка увеличивается. В суженном сечении скорость струи увеличивается, в результате увеличивается приток жидкости в насадок, а следовательно, его пропускная способность. Это приводит к общему увеличению коэффициента расхода по сравнению со случаем истечения из отверстия.

При выходе из цилиндрического насадка сжатия струи не происходит, и коэффициент сжатия $\varepsilon = 1$. Следовательно, $\mu = \varphi$.

Среднее значение коэффициента сопротивления цилиндрического насадка $\zeta = 0,5$. Соответствующее значение коэффициента скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} = \frac{1}{\sqrt{1+0,5}} = 0,82. \quad (1.102)$$

В *конических сходящихся* насадках (рис. 1.29, *б*) увеличивается не только расход, но и кинетическая энергия струи. В этих насадках также происходит сжатие струи, но меньшее, чем в цилиндрических. Коэффициенты φ и μ в этом случае зависят от угла конусности α . Наибольшие значения $\varphi = 0,96$ и $\mu = 0,96$ соответствуют углу $\alpha = 13^\circ 24'$. Конические сходящиеся насадки применяют при необходимости получить струю, обладающую

большой кинетической энергией, например в качестве сопл струйных гидроусилителей.

Значительно меньше сопротивление в коноидальных насадках (рис 1.29, в).

Особенностью истечения жидкости через *конические расходящиеся* насадки (рис. 1.29, г) является образование в области сжатия струи при входе в насадок значительного разрежения, почти вдвое большего, чем в цилиндрических насадках. Это приводит к значительному увеличению расхода. В то же время из-за увеличения выходного сечения и коэффициента гидравлических сопротивлений скорость истечения из расширяющегося конического насадка сравнительно невелика. Такие насадки применяют в струйных насосах, диффузорах и т. д.

1.10. ПОНЯТИЕ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ

При быстром закрытии запорных устройств (клапанов, распределителей и т. п.) в напорных трубопроводах вследствие резкого изменения скорости движения жидкости давление повышается до значений, в несколько раз превышающих номинальное давление в гидросистеме. Это явление называют *гидравлическим ударом*. Гидравлический удар весьма опасен для гидроустройств и трубопроводов и может вызвать их разрушение.

Теория гидравлического удара разработана Н. Е. Жуковским (1899 г.) и получила широкое распространение.

Рассмотрим простой трубопровод 2 постоянного диаметра d , длиной L , присоединенный к напорному резервуару 1 и имеющий на конце задвижку 3 (рис. 1.30). При быстром закрытии задвижки кинетическая энергия всей массы жидкости, движущейся со скоростью v , преобразуется в энергию давления. Вследствие упругости жидкости и материала трубы через некоторый, весьма малый промежуток времени (исчисляемый иногда тысячными долями секунды) после закрытия задвижки произойдет полная остановка и сжатие ближайшего к ней слоя жидкости под действием силы остальной движущейся жидкости. В этом случае рядом с задвижкой давление жидкости повысится до максимального значения, произойдет полный гидравлический удар. Затем давление увеличится в следующем слое жидкости и т. д.

Таким образом, повышение давления распространяется в виде *ударной волны* к резервуару (прямой гидравлический удар) со значительной ско-

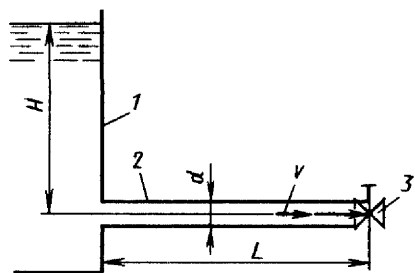


Рис. 1.30. Схема для объяснения гидравлического удара

ростью v_y . Волна повышенного давления достигает резервуара за время $\tau = L/v_y$. Так как давление в резервуаре в этот момент меньше, чем в трубопроводе (отраженный гидравлический удар), жидкость начнет течь из трубопровода в резервуар, а затем от резервуара к задвижке будет перемещаться волна пониженного давления с той же скоростью.

Время, в течение которого ударная волна повышенного давления достигает резервуара и отраженная волна пониженного давления возвращается к задвижке, составляет фазу гидравлического удара:

$$T = 2L/v_y. \quad (1.103)$$

Максимальное увеличение давления (МПа) жидкости в трубопроводе при полном гидравлическом ударе определяют по формуле Н. Е. Жуковского:

$$\Delta p_{уд} = 10^{-6} \rho v_y v, \quad (1.104)$$

где v — средняя скорость жидкости в трубопроводе

Скорость распространения ударной волны v_y зависит от упругих свойств жидкости и трубопроводов:

$$v_y = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}} / \sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \frac{E_{ж}}{E}}, \quad (1.105)$$

где $E_{ж}$ — модуль объемного сжатия жидкости, E — модуль упругости материала трубы, d — диаметр трубы, δ — толщина стенки трубы

Для наиболее часто применяемого отношения d/δ скорость распространения ударной волны в минеральной жидкости для стальных труб составляет 1200 .. 1400 м/с.

При непрямом гидравлическом ударе, т. е. когда задвижка закрывается сравнительно медленно и трубопровод имеет малую длину, отраженная волна успевает достигнуть задвижки до окончания ее закрытия ($\tau_{зак} > T$; здесь $\tau_{зак}$ — время закрытия задвижки). При этом

$$\Delta p_{уд} \approx 10^{-6} \rho v_y v T / \tau_{зак}. \quad (1.106)$$

Способ предотвращения гидравлического удара в гидроприводе выбирают для каждого конкретного случая. Наиболее эффективным является устранение возможности прямого гидравлического удара, что при заданном трубопроводе сводится к увеличению времени закрытия $\tau_{зак}$ запорных устройств. Уменьшение скорости течения жидкости в трубопроводах (увеличение диаметра труб при заданном расходе) и уменьшение длины трубопроводов (для получения непрямого удара) также способствуют снижению давления при ударах. Иногда уменьшению давления $\Delta p_{уд}$ предпочитают повышение прочности слабых звеньев гидросистемы. С целью гашения ударных волн в отдельных случаях в гидросистемы включают гидроаккумуляторы.

Наряду с устройствами для защиты трубопроводов от гидравлических ударов имеются специальные устройства (гидравличе-

ские тараны, гидроимпульсаторы и др.), в которых гидравлические удары создаются преднамеренно.

Пример. Определить увеличение давления минеральной жидкости в стальном трубопроводе длиной $L = 120$ м при закрытии задвижки в течение $\tau_{\text{зак}} = 2$ с, если скорость жидкости $v = 3$ м/с

Принимаем плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Скорость распространения ударной волны в жидкости $v_{\text{уд}} = 1200$ м/с

Определяем фазу гидравлического удара по формуле (1.103):

$$T = 2L/v_{\text{уд}} = 2 \cdot 120/1200 = 0,2 \text{ с.}$$

Так как $\tau_{\text{зак}} > T$, имеет место не прямой гидравлический удар.

Определяем повышение давления (МПа) при ударе по формуле (1.105):

$$\Delta p_{\text{уд}} = 10^{-6} \rho v v_{\text{уд}} T / \tau_{\text{зак}} = 10^{-6} \cdot 900 \cdot 1200 \cdot 3 \cdot 0,2 / 2 = 0,32 \text{ МПа.}$$

1.11. СИЛА ДАВЛЕНИЯ СТРУИ ЖИДКОСТИ НА СТЕНКУ

Струя жидкости действует на твердую преграду с определенной силой, которая зависит от скорости и размеров поперечного сечения струи, формы и размеров преграды и ее расположения по отношению к струе.

С целью вывода формулы для определения силы давления струи жидкости на преграду рассмотрим закон изменения количества движения (импульса).

Как известно из механики, для материальной точки уравнение изменения количества движения в проекции на некоторую ось X имеет вид

$$m \Delta v_x = F_x \Delta t, \quad (1.107)$$

где $m \Delta v_x$ — проекция приращения количества движения (импульса); $F_x \Delta t$ — импульс внешней силы, усредненной в интервале Δt

Рассмотрим взаимодействие струи жидкости с выпуклой изогнутой стенкой 2 (рис. 1.31, а). После касания стенки струя растекается по ее поверхности со скоростью v_n и отклоняется от своего первоначального направления на угол α . В центре стенки обра-

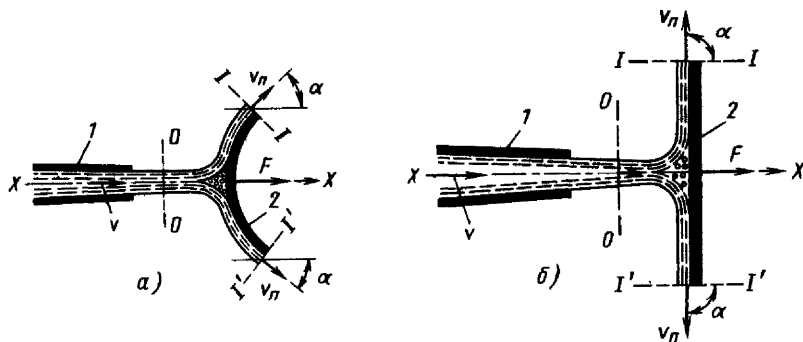


Рис. 1.31. Схемы для определения силы давления струи на стенку:

а — выпуклую; б — плоскую

зуется вихревая зона. В результате воздействия струи на стенку возникает сила давления F , действующая в направлении оси X . Для определения силы давления F выделим из струи объем жидкости, прилегающий к стенке и заключенный между сечениями $0-0$, $I-I$ и $I'-I'$, и применим к нему закон об изменении количества движения.

Изменение количества движения за время Δt в рассматриваемом объеме жидкости будет равно разности между количеством движения жидкости массой m , имеющей скорость v в насадке I и прошедшей за время Δt через сечение $0-0$, и количеством движения жидкости массой $m/2$, прошедшей за время Δt через сечения $I-I$ и $I'-I'$ со скоростью $v_{\text{п}}$. Примем за ось проекции ось X (ось насадка I). Спроектировав на эту ось изменение количества движения за время Δt , которое должно быть равно проекции импульса силы за то же время, получим уравнение

$$mv - \frac{m}{2} v_{\text{п}} \cos \alpha - \frac{m}{2} v_{\text{п}} \cos \alpha = F \Delta t.$$

Принимаем $v = v_{\text{п}}$, потерями энергии на рассматриваемых участках потока жидкости пренебрегаем. Тогда

$$F \Delta t = mv (1 - \cos \alpha). \quad (1.108)$$

Так как $m = \rho Q \Delta t$ (где Q — объемный расход жидкости), окончательно получим

$$F = \rho Q v (1 - \cos \alpha). \quad (1.109)$$

В частном случае, когда $\alpha = 90^\circ$ (рис. 1.31, б), сила давления струи на стенку

$$F = \rho Q v. \quad (1.110)$$

Контрольные вопросы

1. Какие законы изучает гидравлика?
2. Что называется давлением жидкости? Назовите единицы давления в системе СИ.
3. Какая взаимосвязь между динамической и кинематической вязкостью жидкости? Назовите единицы вязкости в системе СИ.
4. В чем заключается принцип действия капиллярного вискозиметра?
5. Какова сущность метода определения плотности жидкости при помощи ареометра?
6. Чем характеризуется тепловое расширение жидкости?
7. Как записывается основной закон гидростатики?
8. Как формулируется закон Паскаля? Поясните применение закона Паскаля в технике на примерах схем простого гидропривода и преобразователя давления (гидравлического мультипликатора).
9. По какой формуле определяют силу давления жидкости на плоскую поверхность?
10. Как определить горизонтальную и вертикальную составляющие силы давления жидкости на криволинейную поверхность и в каких точках приложены эти силы?
11. Как формулируется закон Архимеда?
12. Что называется объемным расходом жидкости? Как записывается уравнение постоянства расходов для неравноточного потока жидкости?

13. В чем заключаются принципы действия ротаметра и расходомера с су-
жающим устройством?

14. Как определяют мощность потока жидкости в круглой трубе?

15. Проиллюстрируйте графически уравнение Бернулли для потока реаль-
ной жидкости. Каков энергетический смысл членов уравнения Бернулли?

16. Каково критическое значение числа Рейнольдса для круглых гладких
труб?

17. Что называется кавитацией жидкости? Какие меры рекомендуются при-
менять для предотвращения кавитации жидкости в насосах?

18. Напишите формулу Дарси—Вейсбаха для определения потери давления
по длине.

19. По какой формуле определяют коэффициент гидравлического трения
при ламинарном режиме движения в круглой гладкой трубе?

20. Напишите формулу Блазиуса для определения коэффициента гидрав-
лического трения при турбулентном режиме течения в круглой гладкой трубе.

21. Что называется местным сопротивлением и по какой формуле определяют
местные потери давления?

22. По какой формуле определяют внутренний диаметр трубы для заданного
расхода жидкости, учитывая рекомендуемые скорости потоков жидкости в линиях
гидроприводов?

23. Что называется коэффициентом расхода при истечении жидкости через
щель?

24. По какой формуле определяют расход жидкости через дросселирующую
щель?

25. Что называется гидравлическим ударом? Какие меры рекомендуются
применять для предотвращения гидравлического удара в трубопроводах?

2.1. СОСТАВ И ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ГИДРОПРИВОДАХ

Под приводом понимается устройство или совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие рабочих органов машин или механизмов. Привод в общем случае состоит из источника энергии, механизма для передачи и преобразования энергии (движения) и аппаратуры управления. По виду энергии различают механические, электрические, пневматические и гидравлические приводы. В механических приводах энергия передается и преобразуется при помощи шарнирных (рычажных), зубчатых, винтовых и других механизмов. В электрических приводах электрическая энергия преобразуется в механическую при помощи электродвигателей. В пневматических приводах энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию пневмодвигателями.

Основой гидропривода является гидравлический механизм, который передает энергию при помощи жидкости под давлением и в котором преобразование энергии потока жидкости осуществляется гидродвигателями.

Объемным гидроприводом * (ГОСТ 17752—81) называется привод, содержащий гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями.

Принцип работы гидропривода основан на законе Паскаля. Схема принципа работы простейшего гидропривода (см. рис. 1.8) и ее описание приведены в п. 1.3.

В гидропривод входят различные гидроустройства (машины, механизмы, аппараты и т. д.), выполняющие определенные самостоятельные функции путем взаимодействия с рабочей жидкостью.

Основным гидроустройством является объемный гидродвигатель. В зависимости от вида движения выходного звена гидродвигатели разделяют на гидроцилиндры (поступательное движение выходного звена), гидромоторы (вращательное движение), поворотные гидродвигатели (поворот звена).

* В учебнике по программе рассматриваются только объемные гидроприводы, поэтому в дальнейшем для краткости изложения применяется краткая форма термина «гидропривод».

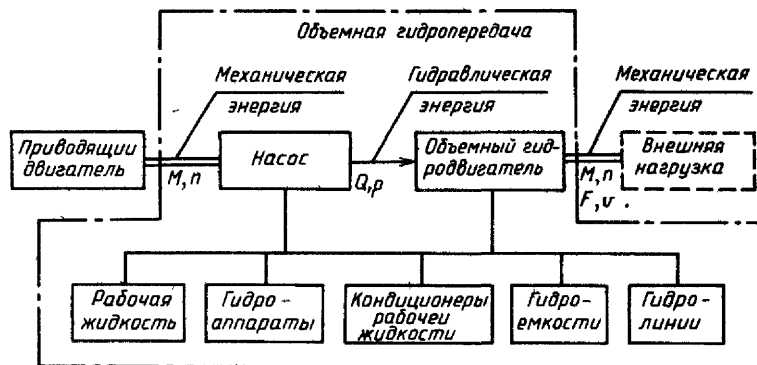


Рис. 2.1. Структурная схема насосного гидропривода

В зависимости от источника гидравлической энергии гидроприводы разделяют на насосные, аккумуляторные и магистральные (см. п. 7.1). Наибольшее распространение получил насосный гидропривод (рис. 2.1), состоящий из приводящего двигателя и объемной гидропередачи.

Под **объемной гидропередачей** (ОГП) понимается часть насосного гидропривода без приводящего двигателя. Основой объемной гидропередачи являются две гидромашины — насос и объемный гидродвигатель, соединенные между собой гидролиниями.

Насосом называется гидромашина, предназначенная для создания потока рабочей жидкости. Основными параметрами насоса являются подача (Q) и давление (p) жидкости.

Выходное звено гидродвигателя непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом приводимой машины или механизма (внешняя нагрузка).

Объемная гидропередача осуществляет передачу энергии с двойным ее преобразованием: сначала механическая энергия, полученная от приводящего двигателя, преобразуется в насосе в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости, потом в гидродвигателе происходит обратное преобразование — гидравлическая энергия преобразуется в механическую на выходном звене гидродвигателя.

Основными выходными параметрами гидроцилиндров являются линейная скорость v и усилие F на его выходном звене, для гидромоторов — частота вращения n и вращающий момент M , для поворотных гидродвигателей — угловая скорость ω и вращающий момент M .

В качестве приводящего двигателя в насосных гидроприводах получили широкое применение электродвигатели, валы которых соединяют с валами насосов при помощи упругих муфт. При использовании объемных гидропередач на мобильных машинах и в других случаях часто отбор мощности для насоса осуществляется

Рис. 2.2. Схема, поясняющая разновидности гидрролиний

при помощи механической передачи от дизелей, двигателей внутреннего сгорания и других двигателей.

Рабочая жидкость, применяемая в гидроприводе, является рабочей средой, при помощи которой гидравлическая энергия передается от ее источника к гидродвигателю. Гидропривод не может выполнять свои функции без рабочей жидкости. По этой причине рабочую жидкость считают одним из основных элементов гидропривода. Другие функции рабочей жидкости перечислены в п. 2.3.

Кроме насоса и гидродвигателя, в состав гидропривода входят и другие гидроустройства.

Важные функции выполняют в гидроприводе **гидроаппараты** (клапаны, дроссели, распределители и т. д.). Они предназначены для управления потоком рабочей жидкости. При помощи гидроаппаратов в гидроприводе осуществляют пуск или перекрытие потока рабочей жидкости, изменение его направления, а также изменение давления или расхода жидкости.

Качественные показатели и состояние жидкости обеспечиваются **кондиционерами** рабочей жидкости. К ним относятся фильтры, очищающие рабочую жидкость, теплообменные аппараты (чаще охладители) и воздухопускные устройства.

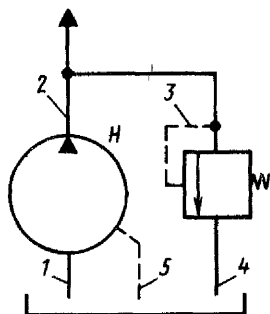
Гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии (трубопроводы, гибкие рукава и их соединения, а также каналы) предназначены в гидроприводах для движения рабочей жидкости и передачи энергии от одного гидроустройства к другому. В зависимости от назначения гидрролинии разделяют на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления.

По всасывающей линии 1 (рис. 2.2) жидкость подается к самовсасывающему насосу H ; по напорной линии 2 жидкость движется под давлением от насоса; по сливной линии 4 жидкость сливается в гидробак; по дренажной линии 5 отводятся утечки рабочей жидкости; по линиям управления 3 жидкость подается к гидроустройствам для управления ими.

Для всех гидроустройств характерно наличие в конструкции уплотнительных устройств, которые обеспечивают их герметичность.

В состав гидропривода могут входить электротехнические изделия, например, электромагниты распределителей, электрические устройства обратной связи гидроусилителей и т. д., а также средства измерения и контроля.



Полная классификация гидроприводов и объемных гидропередач, а также их гидравлические принципиальные схемы приведены в гл. 7.

2.2. ОСНОВНЫЕ ПРЕИМУЩЕСТВА И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Основные преимущества гидроприводов. Основными преимуществами гидроприводов и гидроустройств, входящих в их состав, являются [2, 4, 6]:

высокая надежность (в том числе долговечность) гидроустройств;

низкая удельная масса (отношение массы к номинальной мощности);

высокая энергоемкость (отношение номинальной мощности к объему); малые габаритные размеры объемных гидромашин (как правило, определяются конструктивными условиями, в то время как размеры электромашин обычно определяются наибольшей допустимой плотностью потока и условиями нагрева и охлаждения);

малая инерционность подвижных частей гидромашин, например, момент инерции подвижных частей нерегулируемых аксиально-поршневых гидромоторов в 5 ... 6 раз меньше момента инерции подвижных частей электродвигателей той же мощности (это свойство обеспечивает мгновенный реверс);

высокое быстродействие и точность отработки сигналов управления, например, частота реверса валов некоторых аксиально-поршневых гидромоторов достигает до 150 реверсов в минуту;

возможность плавного (бесступенчатого) управления параметрами движения выходных звеньев гидродвигателей в широком диапазоне;

высокая механическая жесткость гидродвигателей (стабильность скоростей выходных звеньев при изменении нагрузки) благодаря большому модулю упругости рабочей жидкости и применению регуляторов расходов;

разнообразие видов движения выходных звеньев гидродвигателей;

возможность простой компоновки гидроустройств на объекте (гидродвигатели обычно устанавливают у рабочих органов машин, в которых применяют гидроприводы, а гидроаппаратуру выносят на пульт управления);

простота предохранения гидропривода от перегрузок путем ограничения давления рабочей жидкости в гидросистеме.

К недостаткам гидроприводов относятся: зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости, которая изменяется от температуры; необходимость наличия специального источника гидравлической энергии (насоса, гидроаккумулятора,

вытеснителя и т. д.); необходимость обеспечения высокой степени герметичности соединений гидроустройств для предотвращения утечек рабочей жидкости из гидросистемы привода; необходимость обеспечения чистоты рабочей жидкости из-за наличия весьма малых зазоров в рабочих элементах гидроустройств;

пожароопасность гидропривода при использовании горючей рабочей жидкости.

Области применения гидроприводов. Основные преимущества гидроприводов обусловили широкое их применение [2, 4, 6]:

в металлорежущих станках, автоматах и агрегатах — гидроприводы главного движения (например, в протяжных, поперечно-строгальных и долбежных станках); гидроприводы подачи (например, в шлифовальных станках и т. д.); гидроприводы вспомогательных устройств (например, зажимных устройств и т. д.); следящие гидроприводы копировальных станков; гидроприводы с числовым программным управлением (ЧПУ);

в кузнечно-прессовом и литейном оборудовании — гидроприводы прессов, молотов, машин для литья под давлением и т. д.;

в буровом и нефтегазопромысловом оборудовании — гидроприводы подъема и спуска вышек, лебедок механизмов свинчивания и развинчивания труб и штанг; гидроприводы плавучих буровых установок для обслуживания морских нефтяных скважин и т. д.;

в авиационной технике — гидроприводы управления полетом (рулей, механизмов изменения геометрии крыла и т. д.), взлетно-посадочных устройств (уборки и выпуска шасси и т. д.);

в горных и проходческих машинах — гидроприводы механизмов подачи угольных и проходческих комбайнов, стругов, механизированных крепей (гидростойки и гидродомкраты) и т. д.;

на судах — гидроприводы поворота рулей, палубных лебедок и других механизмов;

в строительных и дорожных машинах (экскаваторах, грейдерах, скреперах, кранах и т. д.) — гидроприводы подъема и перемещения груза и грунта;

в транспортных машинах (автомобилях, мощных самосвалах, тягачах и т. д.) — гидроприводы рулевых механизмов, механизмов управления скоростями движения, опрокидывания кузова и т. д.;

в тракторах, уборочных комбайнах и сельскохозяйственных агрегатах — гидроприводы управления, силовых трансмиссий, навесных агрегатов и т. д.;

в радиолокаторах — гидроприводы поворота и слежения антенн;

в ракетной технике — гидроприводы наземных установок обеспечения запуска ракет;

средствах автоматизации технологических линий — гидроприводы промышленных роботов и других механизмов.

2.3. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ

Функции рабочей жидкости. Об основном назначении рабочей жидкости как рабочего тела (рабочей среды) в гидроприводе указывалось в п. 2.1. Кроме того, рабочая жидкость выполняет и другие важные функции:

используется для смазывания трущихся поверхностей деталей гидромашин и других гидроустройств, в результате чего между двумя поверхностями уменьшается сила трения и интенсивность их изнашивания;

служит для отвода теплоты от нагретых поверхностей гидромашин и других гидроустройств;

уносит продукты изнашивания и прочие частицы загрязнения; защищает внутренние поверхности полостей гидромашин и других гидроустройств от коррозии.

Перечисленные функции рабочей жидкости играют важную роль в обеспечении функционирования гидропривода и его надежности.

Условия эксплуатации рабочей жидкости в гидроприводах могут быть очень сложными. На состояние рабочей жидкости прежде всего влияет широкий диапазон рабочих температур, а также наличие больших скоростей потока и высоких давлений. Например, температура рабочей жидкости в некоторых гидроприводах может колебаться от -60 до $+90$ °С и более, скорости потока жидкости при дросселировании достигают 50 м/с, а давление 32 МПа.

Классификация рабочих жидкостей. Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах, подразделяют на четыре типа: нефтяные, синтетические, водополимерные и эмульсионные.

Нефтяные жидкости получают из нефти обычными методами переработки. Они имеют сравнительно низкую верхнюю границу температурного диапазона. В гидроприводах применяют (ГОСТ 26191—84) следующие нефтяные рабочие жидкости: масло гидравлическое единое МГЕ-10А; авиационное гидравлическое масло АМГ-10; всесезонное гидравлическое масло ВМГЗ (зимнего сорта) и др. [2, 4, 6]. Краткая техническая характеристика наиболее распространенных рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах, приведена в табл. 2.1.

Синтетические жидкости — жидкости, основу которых составляют продукты в результате химических реакций (диэфиры, силоксаны, фосфаты и др.).

Как правило, они негорючи, стойки к окислению, имеют низкую температуру застывания, обладают стабильностью вязкостных характеристик в течение длительного срока работы и в широком диапазоне температур. Однако каждая из синтетических жидкостей обладает тем или иным недостатком (несовместимостью с резиновыми уплотнителями, высокой текучестью, плохой смазывающей способностью, токсичностью и т. д.).

2.1. Характеристики рабочих жидкостей

Марка рабочей жидкости	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре +50 °С	Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	Температура, °С	
			вспышки в открытом тигле	застывания
Индустриальное (ТУ 38 101413—78):				
ИГП-18	16,5 ... 20,5	0,6 ... 1,0	170	—15
ИГП-30	28 ... 31	0,6 ... 1,0	200	—15
ИГП-38	35 ... 40	0,6 ... 1,0	210	—15
ИГП-49	47 ... 51	0,6 ... 1,0	215	—15
ВНИИ НП-403 (ГОСТ 16728—78*)	25 ... 35	0,7 ... 1,1	190	—10
АМГ-10 (ГОСТ 6794—75*)	10	0,05	92	—70
ВМГЗ (ТУ 38.101479—74)	10	0,05	135	—60
МГЕ-4А (ОСТ 38.01281—82)	3,6		94	—70
МГЕ-10А (ОСТ 38 01281—82)	10	0,4 ... 0,7	96	—70
АУП (ТУ 38 001234—75)	11 ... 14	0,3 ... 0,6	145	—45
ЛЗМГ (ТУ 38.101328—73)	4,0		92	—70

Водополимерные растворы — рабочие жидкости, представляющие водный раствор различных полимеров (содержат до 35 % воды). Так, например, жидкость ПГВ (ГОСТ 25821—83) представляет собой водный раствор глицерина и полиэтиленгликоля с различными присадками (массовая доля воды около 32 %). Жидкость ПГВ относится к негорючим жидкостям. Она нетоксична, инертна к некоторым конструкционным материалам (в том числе к резиновым уплотнителям).

Эмульсионные рабочие жидкости разделяют на водомасляные и масловодяные.

Водомасляные эмульсии — эмульсии типа «масло в воде», представляют собой смеси воды и нефтяных жидкостей (не более 20 %). Их применяют в гидроприводах, работающих в пожароопасных условиях, и при условии необходимости использовать большое количество рабочей жидкости (например, в гидроприводах шахтных крепей и т. п.). Недостаток водомасляной эмульсии — плохая смазывающая способность, малый диапазон рабочих температур (от +5 до +55 °С).

Масловодяные эмульсии — эмульсии типа «вода в масле», представляют собой смеси нефтяной жидкости и воды (не более 40 %).

Для рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах, характерны следующие эксплуатационные свойства и показатели [2, 4, 6]:

хорошие вязкостные свойства;

малая плотность;

минимальная зависимость вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур (высокий индекс вязкости);

малая сжимаемость жидкости (высокий модуль объемного сжатия);

большой срок сохраняемости жидкости;

низкая температура застывания;

совместимость жидкости с конструкционными материалами гидроустройств;

хорошие антифрикционные свойства (что снижает коэффициент трения скольжения);

высокая термостойкость (сохранение свойств при воздействии высоких температур);

стойкость к окислению на воздухе;

малая испаряемость (обеспечивается низким давлением насыщенных паров и высокой температурой кипения);

отсутствие воды (для минеральных жидкостей);

отсутствие механических примесей и других частиц загрязнений;

высокая устойчивость к механическому разрушению сложных соединений жидкости (деструкции) при ее дросселировании при больших давлениях и высоких скоростях потока;

хорошие смазывающие, моющие и консервационные свойства;

хорошие охлаждающие свойства (обеспечиваются высокими удельной теплоемкостью и коэффициентом теплопроводности);

малая токсичность (малое воздействие жидкости и ее паров на организм человека);

высокие экономические показатели.

Перечисленные свойства рабочих жидкостей неравноценны, поэтому в каждом конкретном случае при выборе жидкости исходят из наиболее важных из них. Многие свойства можно обеспечить введением в основу жидкости различных присадок (противо-

коррозионных, противоизносных, противозадирочных, противопенных, моющих и др.).

Наиболее существенное значение при выборе рабочей жидкости имеет вязкость, температура вспышки, застывания и окисляемость.

Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры (рис. 23). При использовании рабочей жидкости с малой вязкостью

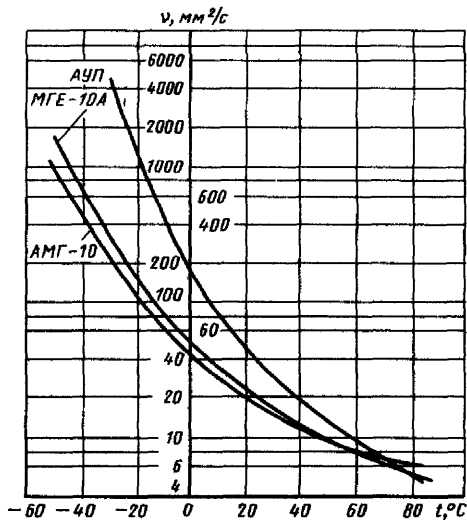


Рис 23 Зависимость кинематической вязкости рабочей жидкости от температуры

увеличиваются внешние и внутренние утечки в гидромашинах и других гидроустройствах. Чем выше вязкость у выбранной жидкости, тем больше потери давлений при работе гидропривода.

Температурой вспышки жидкости называется минимальная температура, при которой происходит кратковременное воспламенение паров жидкости от пламени в условиях испытания (в открытом тигле). Температура вспышки является показателем, характеризующим пожаро- и взрывоопасность смеси паров жидкости с воздухом. Маловязкие жидкости обычно имеют более низкую температуру вспышки из-за содержания легколетучих продуктов распада, которые в открытом тигле рассеиваются раньше, чем их окажется достаточно для вспышки. Максимальная температура нагрева нефтяной рабочей жидкости при работе гидропривода должна быть на 10 .. 15 °С ниже температуры вспышки в открытом тигле.

Температурой застывания называется температура, при которой рабочая жидкость теряет подвижность в условиях испытаний. Температуру застывания определяют по ГОСТ 20287—74. Для нефтяной рабочей жидкости она должна быть на 10 ... 17 °С ниже наименьшей температуры гидропривода при его работе.

Окисляемость рабочей жидкости характеризуется кислотным числом, под которым понимается количество гидрата оксида калия (KOH) в миллиграммах, необходимое для нейтрализации 1 г жидкости (например, кислотное число KOH жидкости АМГ-10 должно быть не более 0,05 мг).

Контрольные вопросы

1. Какие функциональные группы гидроустройств входят в состав насосного гидропривода?
2. Перечислите примеры применения гидроприводов в различных отраслях техники.
3. Какими основными преимуществами обладают гидроприводы по сравнению с другими приводами?
4. Какие основные функции выполняет рабочая жидкость в гидроприводах?
5. Перечислите несколько марок нефтяных рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах.

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

Под роторными гидромашинами понимают объемные роторные насосы и гидромоторы. В роторных гидромашинах подвижные рабочие элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение.

Роторные гидромашины имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и замыкатель (вытеснитель). *Ротором* называется основной рабочий элемент, который вращается во время работы синхронно с валом приводящего двигателя. *Статор* — рабочий элемент, имеющий приемную и отдающую камеры. *Замыкатель* — рабочий элемент, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную и отдающую камеры. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочие процессы в роторных гидромашинах происходят в *рабочих камерах* (пространство объемной гидромашины, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости).

Рабочий цикл гидромашины состоит из следующих рабочих процессов: в насосах — всасывания и вытеснения (нагнетания), в гидромоторах — нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется при помощи распределительных устройств, которые могут быть торцовыми, цапфенными, клапаннными и клапанно-щелевыми.

Роторные гидромашины разделяют по возможности регулирования рабочего объема — на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости — с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала, — одно-, двух- и многократного действия; по конструкции рабочих элементов — на шестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально-поршневые и аксиально-поршневые). Роторные гидромашины, кроме машин с клапаннным распределением, в принципе могут быть обратимыми (насос-моторами), т. е. могут работать в режиме как насоса, так и гидромотора.

Условные графические обозначения насосов и гидромоторов в схемах приведены в ГОСТ 2.782—68*.

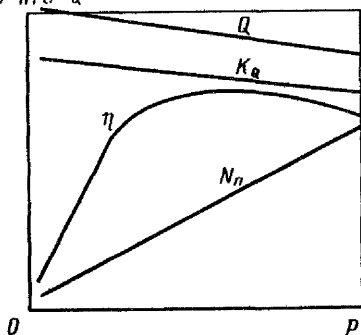
3.1. Параметры насосов и гидромоторов

Параметр	Насос	Гидромотор
Номинальный рабочий объем	+	+
Частота вращения:		
номинальная	+	+
максимальная	+	+
минимальная	+	+
Номинальная подача	+	—
Номинальный расход	—	+
Давление на выходе:		
номинальное	+	—
максимальное	+	+
минимальное	—	+
Давление на входе:		
номинальное	—	+
максимальное	+	+
минимальное	+	—
Номинальный перепад давлений	—	+
Максимальное давление дренажа	+	+
Коэффициент подачи	+	—
Гидромеханический КПД	—	+
КПД	+	+
Номинальная мощность	+	—
Полезная номинальная мощность	—	+
Вращающий момент:		
номинальный	—	+
страгивания	—	+
Масса (без рабочей жидкости)	+	+
Момент инерции вращающихся масс (динамический)	—	+

Пр и м е ч а н и е. Знак «+» означает, что параметр указывают, знак «—» означает, что параметр не указывают.

Основные параметры насосов и гидромоторов приведены в табл. 3.1. Номинальные подачу насоса, расход жидкости гидромотора, коэффициент подачи, гидромеханический и полный КПД, номинальные мощность и вращающий момент определяют при номинальных давлении (для насосов) или перепаде давлений (для гидромоторов), частоте вращения и рабочем объеме. Номинальные значения параметров, кроме номинального давления, приводят с допускаемыми отклонениями.

Характеристикой гидромашины называют функциональную зависимость между ее определенными параметрами при неизменных других параметрах. Характеристики гидромашин приводятся аналитически, в таблицах или чаще в виде диаграмм. Функциональные зависимости и параметры гидромашин (за исключением рабочего объема и давления) приводятся с указанием температуры рабочей жидкости, значения кинематической вязкости и давления на входе в насос или на выходе гидромотора.



Для насосов при постоянной частоте вращения определяют функциональные зависимости (рис. 3.1)

$$Q = f(p); N_{\text{п}} = f(p); K_Q = f(p); \eta = f(p), \quad (3.1)$$

где Q — подача насоса; p — давление на выходе из насоса; $N_{\text{п}}$ — полезная мощность; K_Q — коэффициент подачи, η — КПД насоса.

Для гидромоторов определяют функциональные зависимости (рис. 3.2)

$$n = f(Q); n = f(\Delta p); M = f(n); \eta_{\text{г. м}} = f(n); \eta = f(n), \quad (3.2)$$

при этом зависимость частоты вращения n от расхода Q строят при постоянных значениях перепада давлений Δp (скоростная характеристика); зависимость частоты вращения n от перепада давлений Δp — при постоянных значениях расхода Q ; зависимости вращающего момента M , гидромеханического КПД ($\eta_{\text{г. м}}$) и общего КПД (η) от частоты вращения — при постоянных значениях перепада давлений Δp .

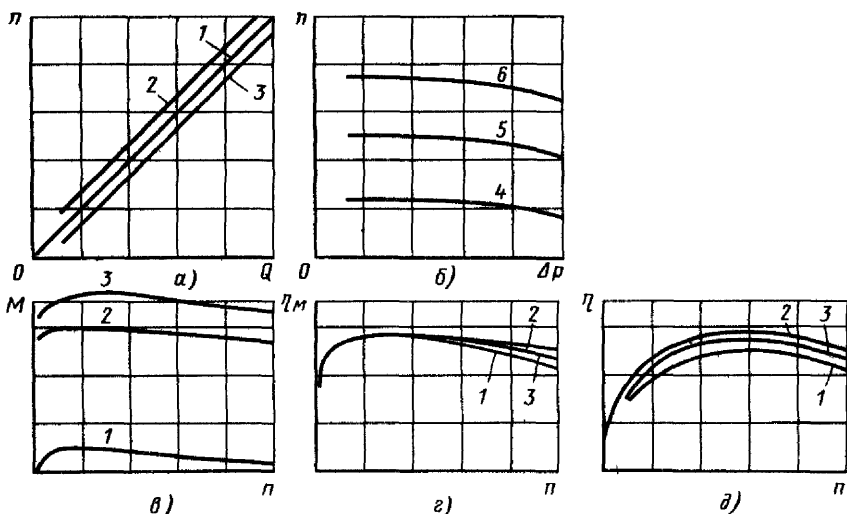


Рис. 3.2 Характеристики гидромотора

$a - n = f(Q)$, $b - n = f(\Delta p)$, $c - M = f(n)$, $d - \eta_{\text{г. м}} = f(n)$, $e - \eta = f(n)$, $f - \eta = f(n)$, $1 - \Delta p = 0,5 \Delta p_{\text{ном}}$, $2 - \Delta p = \Delta p_{\text{ном}}$, $3 - \Delta p = \Delta p_{\text{мах}}$, $4 - Q = 0,25 Q_{\text{ном}}$, $5 - Q = 0,5 Q_{\text{ном}}$, $6 - Q = Q_{\text{ном}}$

Под *рабочим объемом* V насоса или гидромотора понимается разность наибольшего и наименьшего значений объемов всех рабочих камер за один оборот его вала. Чем больше рабочий объем, тем больший объем рабочей жидкости вытесняет насос за один оборот вала. Чем больше рабочий объем гидромотора, тем больший объем рабочей жидкости необходим для поворота его вала на один оборот.

При конструировании рабочие объемы V гидромашин определяют по формуле

$$V = V_{\text{к}} z i, \quad (3.3)$$

где $V_{\text{к}}$ — объем рабочей камеры, рассчитанный по ее геометрическим размерам, см^3 , z — число рабочих камер, i — число рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала

Формула (3.3) конкретизируется для отдельных типов гидромашин

Номинальным рабочим объемом V_0 называется расчетное значение рабочего объема насоса или гидромотора, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда. Ряд номинальных рабочих объемов насосов и гидромоторов устанавливает ГОСТ 13824—80. Отклонение действительных значений номинальных рабочих объемов от установленных в этом ряду не должно быть более $\pm 3\%$. Номинальные рабочие объемы являются главными параметрами, по которым строятся типоразмерные ряды насосов и гидромоторов.

Номинальным давлением $p_{\text{ном}}$ гидромашин (на выходе насоса и на входе гидромотора) называется наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором гидромашинка должна работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм. Ряд номинальных давлений устанавливает ГОСТ 12445—80. Номинальное давление гидромашин достигает 32 МПа, а в отдельных случаях и выше.

Максимальное давление дренажа насоса или гидромотора — это наибольшее значение давления рабочей жидкости во внутренней полости их корпуса. Это давление указывают для насосов и гидромоторов, конструктивной схемой которых предусмотрен отвод наружу объемных потерь из корпуса гидромашинки.

Перепад давлений — разность между давлениями рабочей жидкости на выходе и входе насоса, входе и выходе гидромотора.

Под номинальным перепадом давлений гидромотора понимается разность между номинальным давлением на входе в гидромотор и минимальным давлением на выходе из него. При работе гидромотора с номинальным перепадом давлений обеспечивается его эксплуатация в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Частотой вращения n называется величина, равная числу полных оборотов за единицу времени:

$$n = 1/\tau, \quad (3.4)$$

где τ — время, в течение которого совершается один полный оборот.

Единица частоты вращения в системе СИ — 1 с^{-1} — частота равномерного вращения, при которой за время 1 с совершается один оборот вала гидромашин. Временно допускается применение единиц об/с и об/мин.

Под *номинальной частотой вращения $n_{\text{ном}}$* понимается наибольшая частота вращения, при которой гидромашин должна работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Номинальная частота вращения (об/мин) гидромотора

$$n_{\text{ном}} = 10^3 Q_{\text{ном}} / V_0, \quad (3.5)$$

где $Q_{\text{ном}}$ — номинальный расход жидкости, л/мин; V_0 — в см^3 .

Из зависимости $n = f(Q)$ при постоянном перепаде давлений (рис. 3.2, а) следует, что частота вращения вала гидромотора увеличивается прямо пропорционально расходу жидкости. В гидроприводах наибольшее распространение получили нерегулируемые гидромоторы ($V_0 = \text{const}$), частотой вращения вала которых управляют путем изменения расхода жидкости.

Частота вращения вала гидромотора при увеличении перепада давлений при постоянном расходе жидкости (см. рис. 3.2, б) уменьшается из-за увеличения объемных утечек.

Объемная подача насоса — это отношение объема подаваемой рабочей жидкости ко времени. На практике широко применяется краткая форма наименования этого параметра — подача насоса.

Различают теоретическую (идеальную) Q_T и фактическую Q_{Φ} подачи насоса (для гидромотора — теоретический и фактический расходы). Теоретическая подача насоса или расход (л/мин) гидромотора

$$Q_T = 10^{-3} V_0 n, \quad (3.6)$$

где V_0 — в см^3 ; n — в об/мин

Номинальную подачу определяют при номинальных значениях частоты вращения, рабочего объема и давления на выходе (перепаде давлений)

Из зависимости $Q = f(p)$ при постоянной частоте вращения (см. рис. 3.1) следует, что при увеличении давления на выходе подача насоса уменьшается. Это объясняется увеличением утечек рабочей жидкости при увеличении давления.

Фактическая подача Q_{Φ} насоса меньше теоретической Q_T ($Q_{\Phi} < Q_T$) на величину объемных потерь $Q_{\text{пот}}$:

$$Q_T = Q_{\Phi} + Q_{\text{пот}}. \quad (3.7)$$

Под *объемными потерями* в насосе понимается уменьшение фактической подачи насоса вследствие утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах: неполного заполнения рабочих камер и содержания воздуха в рабочей жидкости; сжатия рабочей жидкости.

Потери подачи насоса характеризуются безразмерным коэффициентом подачи K_Q , под которым понимается отношение фактической подачи насоса, измеренной при определенных значениях давления на выходе, вязкости рабочей жидкости и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его теоретической подаче:

$$K_Q = Q_\Phi / Q_T = \frac{Q_\Phi}{Q_\Phi + Q_{\text{пот}}} \quad (3.8)$$

Для поршневых насосов, применяемых в гидроприводах, $K_Q = 0,96 \dots 0,98$. При приемо-сдаточных испытаниях допускается рассчитывать коэффициент подачи насоса по формуле

$$K_Q = Q_{\text{ном}} / Q_0 \quad (3.9)$$

где $Q_{\text{ном}}$ — измеренная подача насоса при номинальном давлении на выходе насоса, Q_0 — измеренная подача насоса при минимально возможном давлении на выходе насоса (при режиме холостого хода) (значения подачи насоса должны быть обязательно приведены к одинаковой частоте вращения).

Из зависимости $K_Q = f(p)$ при постоянной частоте вращения (см. рис. 3.1) следует, что при увеличении давления на выходе коэффициент подачи насоса уменьшается.

Подача у большинства насосов неравномерна. *Коэффициент неравномерности подачи* определяется как удвоенное отношение разности максимального Q_{max} и минимального Q_{min} значений подачи насоса к их сумме:

$$\sigma_Q = 2 \frac{Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}}{Q_{\text{max}} + Q_{\text{min}}} \quad (3.10)$$

Неравномерность подачи насоса вызывает пульсацию давления, в результате которой возникает вибрация элементов конструкции насоса и гидропривода.

Под *полезной мощностью* (Вт) насоса понимается гидравлическая мощность потока рабочей жидкости на его выходе

$$N_{\text{п}} = Qp, \quad (3.11)$$

где Q — подача насоса, м³/с; p — давление на выходе из насоса, Па.

На практике удобно определять полезную мощность (кВт) насоса по следующим формулам:

$$N_{\text{п}} = 10^{-3} Qp = \frac{10^{-3} Qp}{1,02 \cdot 10^{-5} \cdot 60 \cdot 10^3} = \frac{Qp}{612}, \quad (3.12)$$

где Q — в л/мин; p — в кгс/см²;

$$N_{\text{п}} = 10^{-3} Qp = \frac{10^{-3} \cdot 10^6 Qp}{60 \cdot 10^3} = \frac{Qp}{60}. \quad (3.13)$$

где Q — в л/мин; p — в МПа.

На рис. 3.1 показана зависимость полезной мощности насоса от давления на выходе. Из этой зависимости следует, что полезная мощность насоса увеличивается прямо пропорционально увеличению давления.

Потребляемую номинальную мощность (кВт) насоса и эффективную номинальную мощность (кВт) гидромотора (на его валу) определяют по измеренным вращающему моменту M и частоте вращения n :

$$N = \frac{M\omega}{1000} = \frac{2\pi Mn}{60 \cdot 1000} = \frac{Mn}{9552,2}, \quad (3.14)$$

где M — вращающий момент, Н·м; ω — угловая скорость; n — в об/мин.

КПД гидромашин характеризует степень ее совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в машине. Преобразование энергии гидромашиной связано с объемными, механическими и гидравлическими потерями.

КПД насоса (η) называется отношение полезной мощности $N_{\text{п}}$ к потребляемой N :

$$\eta = N_{\text{п}}/N. \quad (3.15)$$

Подставляя в формулу (3.15) значения мощностей из формул (3.13) и (3.14), получаем:

$$\eta = N_{\text{п}}/N = \frac{1000 \cdot 60Qp}{60 \cdot 2\pi Mn} = 159,2 \frac{Qp}{Mn}, \quad (3.16)$$

где Q — в л/мин; p — в МПа; M — в Н·м; n — в об/мин.

Значения КПД современных поршневых насосов при номинальных режимах сравнительно высоки: $\eta = 0,86 \dots 0,89$. Зависимость КПД насоса от давления на выходе при постоянной частоте вращения приведена на рис. 3.1.

Номинальный вращающий момент (Н·м) гидромотора

$$M = N/\omega = \frac{\Delta p Q}{2\pi n} = 0,159 \frac{\Delta p Q}{n} = 0,159 V_0 \Delta p, \quad (3.17)$$

где V_0 — номинальный рабочий объем, см³; Δp — перепад давлений, МПа.

В гидромоторах направление вращающего момента, создаваемого давлением жидкости, совпадает с направлением вращения его вала и является моментом, совершающим полезную работу.

В насосе вращающий момент, создаваемый давлением жидкости, направлен в сторону, противоположную вращению его вала. Этот момент преодолевается приводящим двигателем.

Зависимость вращающего момента гидромотора от частоты вращения при постоянном перепаде давлений приведена на рис. 3.2, *в* (ее иногда называют механической характеристикой).

Под *гидромеханическими потерями* в гидромоторе понимается сумма гидравлических и механических потерь. Гидромеханические потери уменьшают эффективный вращающий момент гидро-

мотора по сравнению с его теоретическим моментом вследствие возникновения сил трения при преодолении рабочей жидкостью местных гидравлических сопротивлений и сил трения между подвижными деталями и жидкостью.

Гидромеханическим КПД гидромотора называется КПД, выражающий относительную долю гидромеханических потерь в гидромоторе. Гидромеханический КПД при испытании гидромоторов рассчитывают по формуле

$$\eta_{г.м} = \frac{M}{M_T} = \frac{2\pi M}{\Delta p V_0}, \quad (3.18)$$

где M — измеренный вращающий момент, Н·м; M_T — теоретический вращающий момент, Н·м; Δp — перепад давлений, МПа; V_0 — измеренный рабочий объем гидромотора, см³.

Зависимость гидромеханического КПД гидромотора от частоты вращения приведена на рис. 3.2, *г*.

Полный КПД гидромотора — отношение эффективной мощности N на его валу к теоретической N_T :

$$\eta = N/N_T. \quad (3.19)$$

КПД гидромотора при испытаниях рассчитывают по формуле

$$\eta = \frac{2\pi M n}{10^3 \Delta p (Q_{\text{вых}} + Q_{\text{ут}})}, \quad (3.20)$$

где M — измеренный вращающий момент, Н·м; n — измеренная частота вращения, об/мин; Δp — перепад давлений, МПа; $Q_{\text{вых}}$ — расход, измеренный расходомером на выходе из гидромотора, л/мин; $Q_{\text{ут}}$ — утечки из дренажного отверстия гидромотора, отнесенные к времени, л/мин.

Зависимость КПД гидромотора от частоты вращения при $\Delta p = \text{const}$ приведена на рис. 3.2, *в*.

3.2. ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Шестеренным называется роторный насос с рабочими звеньями в виде шестерен (зубчатых колес), обеспечивающих геометрическое замыкание рабочих камер и передающих вращающий момент. Шестеренные насосы применяются в гидроприводах как самостоятельные источники питания невысокого давления или как вспомогательные насосы для подпитки гидросистем.

На рис. 3.3, *а* показана конструкция шестеренного насоса. В расточках корпуса 2 размещены ведущая шестерня 1 и ведомая 3, находящиеся в зацеплении. Шестерни имеют одинаковые модули и число зубьев. Корпус является статором, ведущая шестерня ротором, а ведомая — замыкателем. В насосе имеются вал 7, ось 6 и боковые крышки 4 и 5. Рабочие камеры образуются рабочими поверхностями корпуса, двух боковых крышек и зубьев шестерен. Корпус 2 имеет полость всасывания А и нагнетания Б.

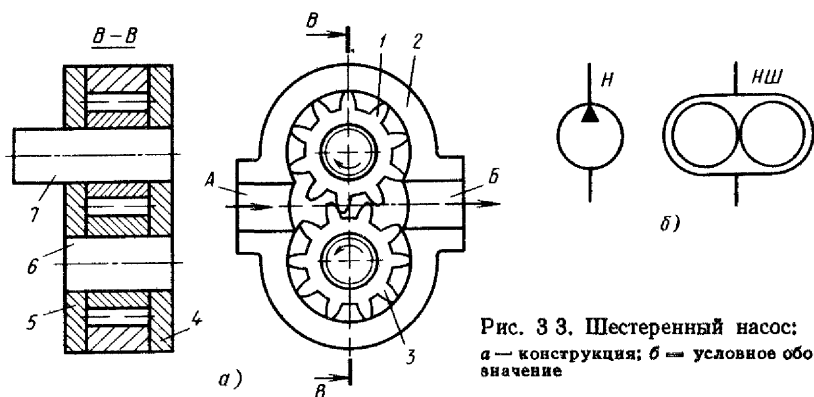
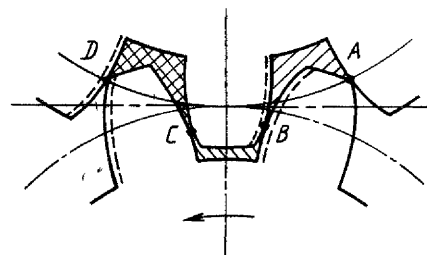


Рис. 3.3. Шестеренный насос:
 а — конструкция; б — условное обозначение

Принцип работы шестеренного насоса следующий. В насосе полость всасывания расположена с той стороны, где зубья шестерен выходят из зацепления. При вращении вала и ведущей шестерни, например, по часовой стрелке, в полости всасывания *A* создается разрежение, так как при выходе из зацепления зубьев шестерен объем полости увеличивается. Под действием перепада давлений рабочая жидкость заполняет освободившееся пространство в полости *A*. Так происходит процесс всасывания. После этого каждая из шестерен перемещает в противоположных кольцевых направлениях рабочую жидкость, находящуюся во впадинах зубьев, из полости *A* в полость *B*. Происходит процесс вытеснения (нагнетания), при котором встречные объемы жидкости сначала соединяются в полости *B*, а затем жидкость вытесняется из полости *B* на выход насоса зубьями шестерен, входящими в зацепление.

Обычно не вся жидкость вытесняется из полости нагнетания. Часть жидкости по радиальным зазорам (между расточкой корпуса и наружным диаметром шестерни), торцовым зазорам (между торцами шестерен и боковых крышек) и в местах зацепления перетекает в полость всасывания, а часть ее запирается при зацеплении шестерен во впадинах между ними. Так как зацепление зубьев происходит на длине, большей одного шага, то сначала осуществляется сжатие запертого объема жидкости (рис. 3.4) на участках *AB* и *BC* вследствие уменьшения объема между соседними изгибами, а во второй половине происходит расширение на участках *BC* и *CD*.



При малых зазорах в зацеплении и хорошем контакте между зубьями давление жидкости в запертом объеме резко увеличи-

Рис 3.4. Схема образования запертого объема в шестеренном насосе

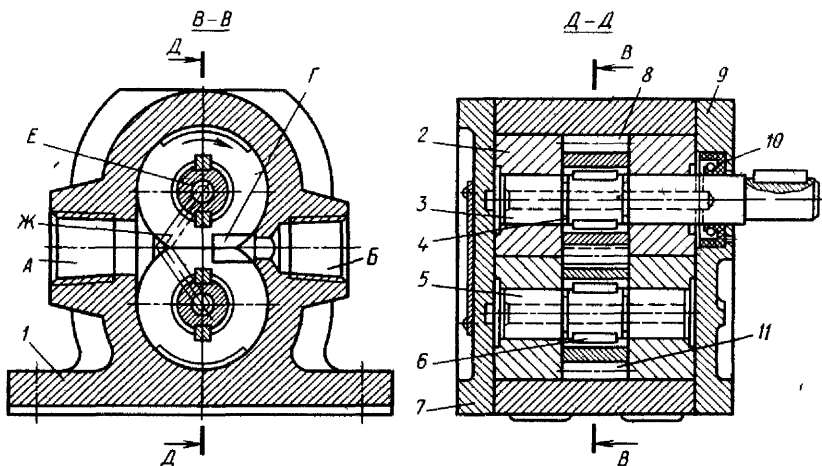


Рис. 3.5. Конструкция шестеренного насоса Г11-2

важется, что может привести к поломке насоса. Для устранения резкого увеличения давления (для разгрузки) предусматривают специальные разгрузочные канавки. Например, в боковых крышках втулок (см. рис. 3.5) и в других местах, которыми запертый объем жидкости соединяется с полостями А или Б.

Рабочий объем шестеренного насоса.

$$V_0 = \pi D_H h b = 2\pi m^2 z b, \quad (3.21)$$

где D_H — начальный диаметр шестерни; $D_H = mz$; h — высота зуба; $h = 2m$; m — модуль зубьев; z — число зубьев шестерни; b — ширина венца шестерни.

Это выражение справедливо при допущении, что объем впадин между зубьями равен объему зубьев. Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (3.6).

Опыт проектирования показывает, что число зубьев шестерен следует выбирать меньшим ($z = 6 \dots 16$), а модуль большим (при этом значительно уменьшаются габариты насоса). Ширину венца шестерни обычно принимают равной $b = (3 \dots 6) m$.

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, постоянные, то шестеренные насосы являются нерегулируемыми.

В расточках корпуса 1 (рис. 3.5) размещены две шестерни 8 и 11, которые через шпонки 6 связаны с ведущим валом 3 и осью 5.

В осевом направлении шестерни фиксируют на валу и оси пружинными кольцами 4. Посадка колес на валу и оси допускает возможность самоустановки их относительно сопряженных торцовых поверхностей втулок 2, одновременно выполняющих роль подшипников скольжения.

Корпус 1 имеет крышки 7 и 9. В крышке 9 установлена уплотнительная манжета 10 для предотвращения утечек по валу 3. В валу и оси выполнены отверстия Е, а на крышке — канавки Ж

для отвода утечек во всасывающую линию. Для исключения за-
пиранья рабочей жидкости в замкнутых объемах на торцовых
поверхностях втулок 2 со стороны рабочих камер выполнены раз-
грузочные канавки Г. Полость А по сравнению с полостью Б
выполнена большего диаметра с целью улучшения условий вса-
сывания.

Корпуса шестеренных насосов изготавливают из чугуна, стали
или алюминия. Для изготовления шестерен используют легиро-
ванные стали (20Х, 40Х, 18ХНЗА и др.) с применением цемента-
ции и закалки или азотирования. Боковые крышки выполняют,
как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы.

Пример. Определить основные размеры шестеренного насоса при подаче
 $Q = 30$ л/мин; номинальном давлении $p_{\text{ном}} = 2$ МПа, частоте вращения $n =$
 $= 1000$ об/мин, $z = 10$, $\eta_V = 0,94$, $\eta_{\text{мех}} = 0,95$.

Теоретическая подача

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{30}{0,94} = 31,9 \text{ л/мин.}$$

Рабочий объем насоса определяем из формулы (3.6):

$$V_0 = \frac{Q_T}{n} = \frac{31,9 \cdot 10^3}{1000} = 31,9 \text{ см}^3.$$

Принимаем по ГОСТ 13824—80 $V_0 = 32 \text{ см}^3$.

Приняв $z = 10$, $b = 4m$, определяем модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_0}{2\pi z \cdot 4}} = \sqrt[3]{\frac{32}{2\pi \cdot 10 \cdot 4}} \approx 0,5 \text{ см.}$$

ПО СТ СЭВ 310—76 принимаем $m = 5$ мм; тогда начальный диаметр ше-
стерни

$$D_H = mz = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

Ширину венца шестерни определяем по формуле (3.10):

$$b = \frac{V_0}{\pi D_H 2m} = \frac{32}{3,14 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 0,5} = 20,2 \text{ мм.}$$

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{п}} = Qp = \frac{30 \cdot 2}{60} = 1 \text{ кВт.}$$

Мощность насоса (потребляемая)

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_V \eta_{\text{мех}}} = \frac{1}{0,94 \cdot 0,95} = 1,12 \text{ кВт.}$$

3.3. ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Пластинчатым называется роторный насос с рабочими
звеньями-замыкателями в виде пластин.

На рис. 3.6, а показана схема *пластинчатого насоса однократ-*
ного действия. Насос состоит из статора 1, ротора 2, в пазах ко-
торого помещены пластины 3. Статор расположен эксцентрично
ротору (e — эксцентриситет). На боковых крышках корпуса
имеются два окна: всасывающее А и нагнетающее Б.

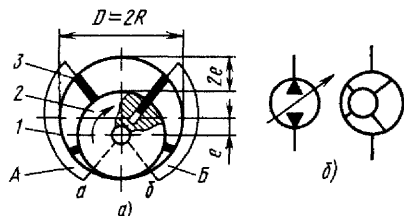


Рис. 3 6. Пластинчатый насос однократного действия

a — схема, *б* — условное обозначение

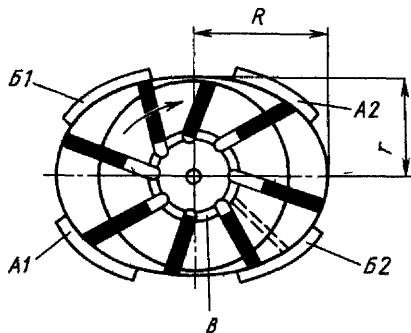


Рис 3 7 Схема пластинчатого насоса двукратного действия

Рабочие камеры образуются рабочими поверхностями статора, ротора, двух смежных пластин и боковых крышек.

Принцип работы насоса следующий. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору как пружинами, так и под действием центробежных сил. Из-за наличия эксцентриситета они совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной осевой линии, сообщаются со всасывающим окном *A*. Их объемы увеличиваются, возникает вакуум, и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. Так происходит процесс всасывания. В зоне перемычек между окнами объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной осевой линии, сообщаются с нагнетающим окном *B*. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через окно *B* на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит процесс нагнетания.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия

$$V_0 = 2e (2\pi R - zs) b, \quad (3.22)$$

где *e* — эксцентриситет; *R* — радиус ротора; *z* — число пластин; *s* — толщина пластины; *b* — ширина пластины

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (3.6).

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил, возникающих от действия давления, применяют пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 3.7). При вращении ротора 2 по часовой стрелке всасывание рабочей жидкости происходит через диаметрально

расположенные окна всасывания $A1$ и $A2$, а вытеснение через окна $B1$ и $B2$. Для обеспечения поджима пластин 3 к статору 1 по кольцевой проточке B подается жидкость из напорной полости.

Рабочий объем пластинчатого насоса двухкратного действия

$$V_0 = 2\pi b (R^2 - r^2), \quad (3.23)$$

где b — ширина пластины; R — большая полуось статора; r — радиус ротора.

При определении рабочего объема насоса не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин. Как следует из формулы (3.23), пластинчатые насосы двукратного действия являются нерегулируемыми. Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (3.6).

Основными деталями насоса двукратного действия типа БГ-12 являются корпус с крышкой, приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (рис. 3.8, а), состоящий из распределительных боковых дисков 1 и 5 , статора 2 , ротора 3 и пластин 4 .

Диски 1 и 5 зафиксированы в угловом положении относительно корпуса штифтом 6 и прижимаются друг к другу пружинами, а также давлением жидкости, поступающей из напорной линии. При вращении ротора 3 , связанного через шлицевое соединение с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 4 центробежной силой и давлением рабочей жидкости, подведенной в каналы B , прижимаются к внутренней поверхности статора 2 , имеющего форму овала, и совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора. Во время движения пластин от точки Γ до точки D и от точки E до точки $Ж$ объем камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцовыми поверхностями дисков 1 и 5 , увеличивается, и рабочая жидкость заполняет рабочие камеры через окна $A1$ и $A2$ диска 1 , связанные со всасывающей линией. При движении пластин на участках DE и $ЖГ$ объем камер уменьшается, и рабочая жидкость вытесняется в линию нагнетания через окна $B1$ и $B2$ диска 5 . Поскольку зоны нагнетания (DE и $ЖГ$) и всасывания (ΓD и $EЖ$) расположены диаметрально относительно ротора, то на него не действуют радиальные усилия, что увеличивает долговечность подшипников приводного вала.

Конструкция насоса показана на рис. 3.8, б. В расточках корпуса 14 и крышки 7 установлен рабочий комплект. Ротор через шлицевое соединение соединен с приводным валом 12 , опирающимся на шарикоподшипники 8 и 9 . В расточке фланца 10 установлены две уплотнительные манжеты 11 для герметизации соединения по валу. Рабочий комплект сжимается тремя пружинами 13 . Окна $A1$ и $A2$ бокового диска 1 через отверстия статора соединены с окном всасывания. В напорную линию рабочая жидкость вытесняется через окна $B1$ и $B2$ бокового диска 5 . Поворот рабочего комплекта предотвращается штифтом 6 .

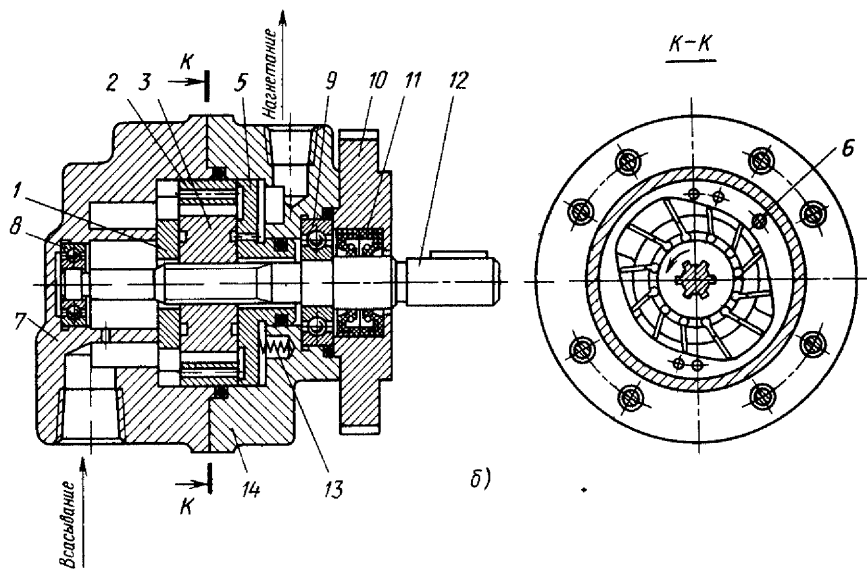
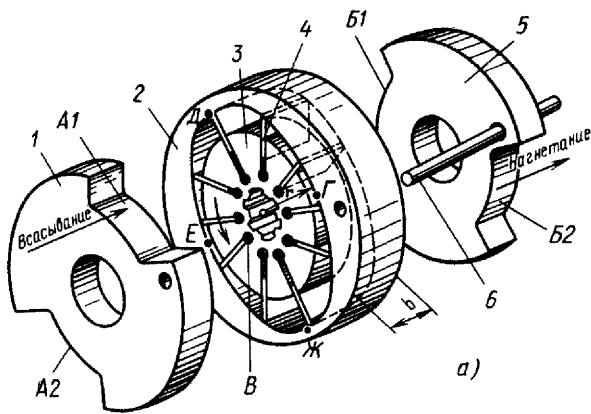


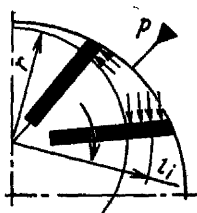
Рис. 38. Пластиновый насос двукратного действия типа БГ-12
 а — рабочий комплект, б — конструкция

Схема работы *пластинчатого гидромотора* показана на рис. 3.9. Вращающий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давлений, действующих на две смежные пластины:

$$M_i = p (S_1 l_1 - S_2 l_2),$$

где p — давление рабочей жидкости, S_1 и S_2 — рабочие площади пластин; l_1 и l_2 — плечи действия равнодействующей сил давления.

Рис. 3.9. Схема работы пластинчатого гидромотора



Полный вращающий момент, равный сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, определяют по формуле:

$$M = \sum M_i. \quad (3.24)$$

Одновременно при вращении ротора из рабочих камер, соединенных с другим окном, жидкость вытесняется.

Самый нагруженный элемент пластинчатой гидромашины — пластина. Усилие прижатия пластины к статору без учета сил трения

$$F_{\text{пл}} = F + F_{j1} + F_{j2}, \quad (3.25)$$

где $F = pbs$ — равнодействующая сила давления жидкости, действующей на торец пластины шириной b и толщиной s , $F_{j1} = m\omega^2 r$ — сила от центробежного ускорения пластины массой m с центром масс на радиусе r ; $F_{j2} = m\omega^2 r_i$ — сила от ускорения пластины при движении по профилю статора.

Контактное напряжение, возникающее при прижатии пластины к статору,

$$\sigma = F_{\text{пл}} / (bs). \quad (3.26)$$

Пластины изготовляют из быстрорежущих инструментальных сталей типа P18. Размеры пластины имеют допуски по $g6$ или $f7$; шероховатость поверхности $Ra = 0,20$ мкм.

Чтобы уменьшить трение и защемление в пазах, пластины располагают не по радиусу, а с отклонением на угол $7 \dots 15^\circ$ в сторону вращения ротора.

Статоры пластинчатых насосов изготовляют из легированных сталей; они являются прецизионными деталями, так как имеют очень точную профилированную внутреннюю поверхность. Параметр шероховатости поверхности профиля $Ra = 0,1$ мкм.

Роторы изготовляют из стали 20X. Параметр шероховатости поверхностей боковых торцов $Ra = 0,025$ мкм, пазов $Ra = 0,20$ мкм. Пазы в роторе обрабатываются по посадке H7.

3.4. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Радиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, а оси поршней расположены перпендикулярно к оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45° .

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рис. 3.10. Статор 1 расположен эксцентрично относительно ротора 2 (e — эксцентриситет). В цилиндрах, радиально расположенных в роторе, находятся поршни 3, которые опираются сферической головкой на опорную поверхность статора.

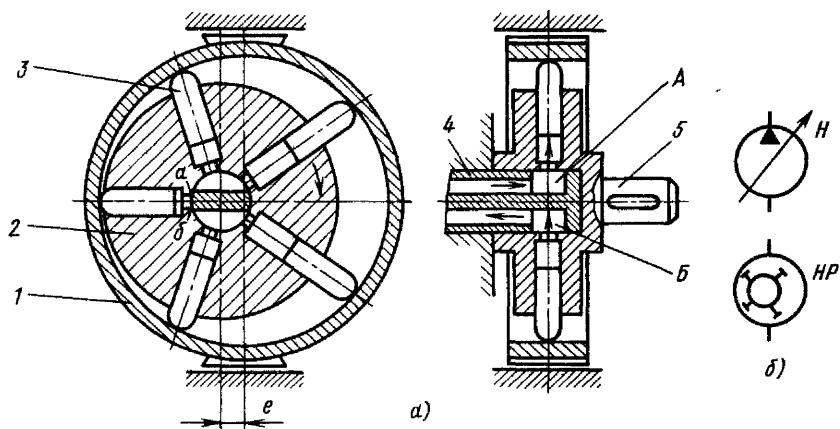


Рис. 3.10. Радиально-поршневой насос однократного действия: а — конструкция; б — условное обозначение

Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется неподвижным цапфенным золотниковым распределителем 4, в котором А — всасывающая и Б — нагнетающая полости, аб — перемычка. Вал 5 жестко соединен с ротором 2.

Принцип работы насоса следующий. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение — они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной осевой линии, поршни перемещаются в направлении от распределителя 4. Рабочие камеры соединены со всасывающей полостью А. Так как объемы этих рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость заполняет их. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек аб цапфенного распределителя поршни не совершают поступательное движение и, следовательно, объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания Б. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

При необходимости увеличения рабочего объема используют радиально-поршневые насосы многократного действия, в которых за один оборот вала происходит несколько рабочих циклов.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса однократного действия

$$V_0 = S_{ц} h z k = 2 S_{ц} e z k, \quad (3.27)$$

где $S_{\text{п}}$ — площадь поршня; h — полный ход поршня; $h = 2e$; e — эксцентриситет; z — число поршней; k — число рядов поршней.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса многократного действия

$$V_0 = S_{\text{п}} h_1 z k m = 2 S_{\text{п}} e z k m, \quad (3.28)$$

где h_1 — ход поршня за один цикл; m — число циклов.

Теоретическую подачу насоса вычисляют по формуле (3.6).

Так как эксцентриситет e определяет ход поршня ($h = 2e$), то изменением эксцентриситета e регулируют рабочий объем насоса. При возможности смещения статора в обе стороны от оси ротора появляется возможность реверсирования потока рабочей жидкости.

В процессе работы радиально-поршневой машины на каждый поршень действуют сила инерции и давление жидкости. Сила инерции определяется массой поршня и ускорением относительного движения его в цилиндре. Результирующую силу давления жидкости на поршень

$$F = p_{\text{н}} S_{\text{п}} = p_{\text{н}} \pi d_{\text{п}}^2 / 4 \quad (3.29)$$

(где $p_{\text{н}}$ — давление нагнетания рабочей жидкости; $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня), направленную по оси поршня, можно разложить на две составляющие (рис. 3.11): тангенциальную

$$T_i = F \operatorname{tg} \beta \quad (3.30)$$

и радиальную

$$S_i = F / \cos \beta, \quad (3.31)$$

где β — см. на рис. 3.11.

Тангенциальная сила T_i создает момент M_i на роторе, который преодолевается для насоса приводящим электродвигателем и направлен против вращающего момента нагрузки при работе гидромотора:

$$M_i = T_i \rho_i = F \operatorname{tg} \beta (R - e \cos \varphi_i), \quad (3.32)$$

где ρ_i и φ_i — см. на рис. 3.11.

Полный вращающий момент равен сумме моментов сил, действующих на поршни:

$$M = \sum M_i = T_1 \rho_1 + T_2 \rho_2 + \dots + T_k \rho_k. \quad (3.33)$$

Частота пульсации момента определяется частотой вращения вала и числом поршней. Диаметр поршня

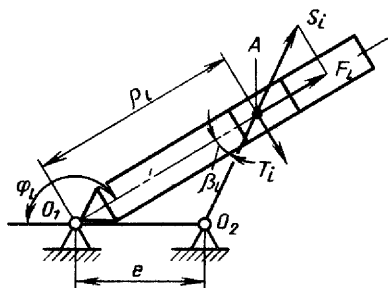
$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z h k m}}, \quad (3.34)$$

где h — относительный ход поршня; $h = h/d_{\text{п}} = 0,65 \dots 1$.

Вычисленное значение $d_{\text{п}}$ округляют до ближайшего значения диаметра из нормального ряда по ГОСТ 12447—80.

Рис. 3.11. Схема вращающейся кулисы

Длина поршня $l = 2(e + d_{\text{п}})$.
 Минимальная глубина погружения поршня в роторе $l_1 = (1,5 \dots 2,0) d_{\text{п}}$.
 Диаметр ротора $D_{\text{р}} = 12,5 d_{\text{п}}$; внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_{\text{с}} = D_{\text{р}} + 2e$; диаметр цапфенного распределителя $D_0 = (4,5 \dots 5,0) d_{\text{п}}$. Другие расчеты



размеров конструкции и все прочностные расчеты радиально-поршневых гидромашин производят обычными методами, принятыми в машиностроении.

На рис. 3.12 показана конструкция *высокомомментного радиально-поршневого гидромотора* шестикратного действия. Его основными конструктивными элементами являются корпус (статор) 7 с крышками 6 и 9, блок цилиндров (ротор) 10 с двумя подшипниками качения, одиннадцать поршней 8 в сборе, торцовый распределительный диск 5 с втулками 3 и 4, крышка 2 распределителя со штуцерами 1 и 12, уплотнительные кольца и уплотнительная манжета 11. Рабочие камеры А гидромотора образованы рабочими поверхностями блока цилиндров и поршней. Каждая рабочая камера при помощи каналов и отверстий блока и торцового распределительного диска соединена со штуцерами 1 или 12, предназначенными для подвода и отвода рабочей жидкости. Торцовый распределительный диск 5 прижат к торцу блока цилиндров 10 через компенсационную шайбу пружины втулки 3. В распределительном диске установлены втулки 3 и 4, которые соединяют каналы распределительного диска с каналами

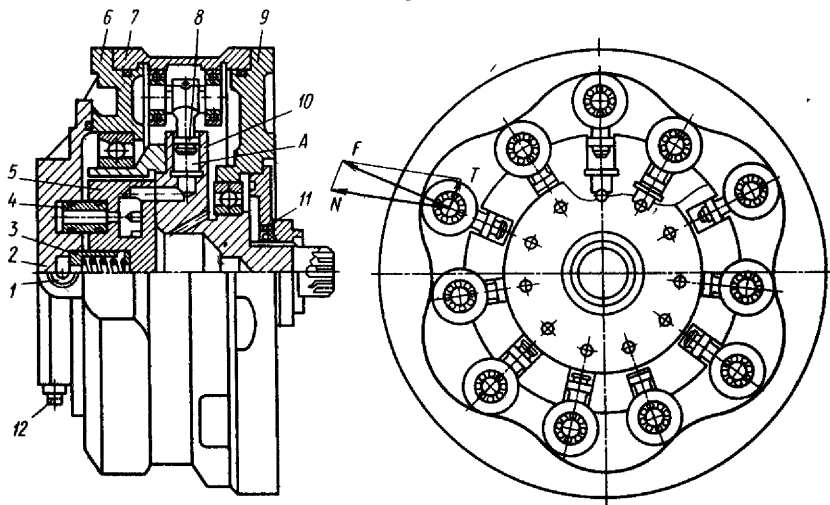


Рис. 3.12. Конструкция высокомоментного радиально-поршневого гидромотора

крышки 2. При работе каждый из одиннадцати поршней совершает за один оборот вала в определенной последовательности шесть двойных ходов, при которых в рабочих камерах происходит сначала нагнетание, а затем вытеснение.

Принцип работы гидромотора следующий. При подсоединении напорной линии к штуцеру 12 рабочая жидкость под давлением поступает через соединительные втулки 4 к распределительному диску 5 и далее через шесть торцовых отверстий распределительного диска и торцовые отверстия блока цилиндров 10 в те рабочие камеры, поршневые группы которых в этот момент расположены на рабочих участках (участках скатывания по профилю) копира корпуса 7. В этих камерах начинается процесс нагнетания. Под действием силы давления жидкости поршни выдвигаются из цилиндров. При этом каждый поршень развивает усилие F , которое передается через ось двум подшипникам качения поршневой группы. В точке контакта подшипников с копиром возникает сила N , нормальная к рабочему участку копира. Поскольку сила N направлена под углом к оси поршней, возникает тангенциальная сила T , которая создает момент, вращающий блок цилиндров и вал гидромотора.

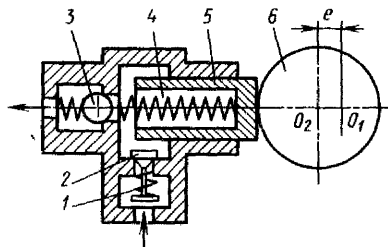
При вращении блока цилиндров в других рабочих камерах гидромотора происходит вытеснение рабочей жидкости. В этот момент подшипники качения поршневых групп расположены на холостых участках (участках накатывания на профиль) копира. Поршни под действием возникающих сил вдвигаются в цилиндры, и происходит вытеснение рабочей жидкости из рабочих камер, которая через соответствующие торцовые отверстия блока цилиндров и распределительного диска поступает на выход гидромотора через штуцер 1.

Частота вращения вала регулируемого гидромотора прямо пропорциональна расходу Q жидкости через гидромотор

$$n = Q/V_0. \quad (3.35)$$

Для изменения направления вращения вала необходимо изменить направление подвода рабочей жидкости под давлением к гидромотору. При подводе рабочей жидкости к штуцеру 1 вал гидромотора вращается в противоположную сторону. При этом принцип работы гидромотора остается прежним.

Кулачковые радиально-поршневые насосы выполняют с клапанным распределением (рис. 3.13).



Рабочая камера насоса заполняется жидкостью через всасывающий клапан 2 с пружиной 1; вытеснение жидкости производится поршнем 5 через нагнетательный

Рис. 3.13. Схема работы кулачкового радиально-поршневого насоса

клапан 3. Движение поршню 5 передается кулачком 6, к которому поршень поджимается пружиной 4. Ось O_1 , вокруг которой вращается кулачок, смещена относительно его геометрической оси O_2 на эксцентриситет e . При вращении кулачка поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение. Ход поршня равен $2e$. По такой схеме выполняются насосы серии ВНР для гидропривода механизированных крепей в горной промышленности. Максимальное давление 32 МПа, подача до 10 л/с; насосы работают на водной эмульсии.

Кулачковые радиально-поршневые насосы с клапанным распределением являются необратимыми гидромашинами, т. е. они не могут работать в режиме гидромоторов. Кроме того, подобные насосы не допускают изменения направления вращения.

Материалы основных деталей радиально-поршневых гидромашин выбирают с учетом режимов и условий эксплуатации, а также в зависимости от типа конструкции. Для повышения антифрикционных свойств распределительного диска и блока цилиндров соответственно применяют бронзу или сталь с цементацией рабочей поверхности на глубину 0,7 ... 0,9 мм и закалкой до твердости HRC 58—62. Поршни изготавливают из стали 20X или ШХ 15 с твердостью поверхности после термообработки HRC 58—62, а для стали 40X с наибольшей возможной твердостью. Копир выполняют из стали ШХ 15 с твердостью HRC 56—62. Статор изготавливают из чугуна СЧ 12 или стали.

Требования к точности и шероховатости рабочих поверхностей идентичны тем, которые предъявляются к основным деталям объемных насосов.

Пример. Определить основные размеры рабочих элементов двухрядного радиально-поршневого насоса. Параметры насоса: подача 4,0 л/с; номинальное давление 10 МПа; частота вращения вала $n = 980$ об/мин, $\eta_V = 0,98$; $\eta = 0,92$. Теоретическая подача насоса

$$Q_T = Q/\eta_V = 4,0/0,98 = 4,04 \text{ л/с.}$$

Рабочий объем

$$V_0 = \frac{Q_T}{n} = \frac{4,04 \cdot 60 \cdot 10^3}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Принимая число поршней $z = 9$ в одном ряду, число рядов поршней $k = 2$ и число циклов $m = 1$, $h = 0,65$, находим диаметр поршня:

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z h k m}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot 9 \cdot 0,65 \cdot 2}} \approx 3 \text{ см.}$$

Диаметр поршня принимаем равным 30 мм по ГОСТ 12447—80. Ход поршня определяем из выражения

$$h = \frac{4V_0}{\pi d_H^2 z k m} = \frac{250 \cdot 4}{3,14 \cdot 3^2 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 1} = 1,97 \text{ см.}$$

Эксцентриситет

$$e = h/2 = 1,97/2 = 0,985 \text{ см} = 9,85 \text{ мм.}$$

Длина поршня $l = 2(e + d_{\text{п}}) \approx 80$ мм. Диаметр цапфенного распределителя $D_0 = 5d_{\text{п}} = 5 \cdot 30 = 150$ мм. Диаметр ротора $D_{\text{р}} = 12,5 d_{\text{п}} = 12,5 \cdot 30 = 375$ мм. Внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_{\text{с}} = 375 + 2 \times 9,85 = 395$ мм. Принимаем $D_{\text{с}} = 400$ мм.

Диаметр каналов в распределительной цапфе при скорости потока рабочей жидкости $v = 3$ м/с и двух каналах

$$D_{\text{у}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v \cdot 2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 300 \cdot 2}} = 2,92 \text{ см.}$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}} = 4,0 \cdot 10 = 40$ кВт.

Мощность, потребляемая насосом, $N = 40/0,92 = 43,5$ кВт.

3.5. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Аксиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45° . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора разделяют на насосы с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Насосы с наклонным диском имеют наиболее простые схемы (рис. 3.14). Поршни 3 связаны с наклонным диском 4 точечным касанием (рис. 3.14, а) или шатуном 7 (рис. 3.14, б). Блок 2 цилиндров с поршнями 3 приводится во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных

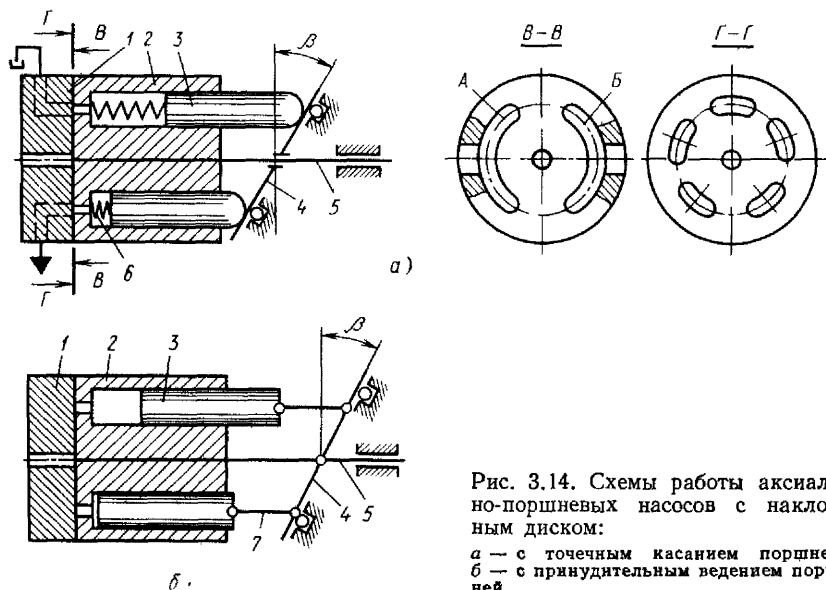


Рис. 3.14. Схемы работы аксиально-поршневых насосов с наклонным диском:

а — с точечным касанием поршней;
б — с принудительным ведением поршней

окна *A* и *B*. Для обеспечения движения поршней во время всасывания применяют принудительное ведение поршней через шатун 7 (рис. 3.14, б), а для поршней с точечным касанием — цилиндрические пружины 6 (рис. 3.14, а).

Принцип работы насоса следующий. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров. При этом из-за наличия угла наклона диска поршни совершают сложное движение; они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, при котором происходят рабочие процессы всасывания и нагнетания. При вращении вала, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, соединяются со всасывающим окном *A*. Поступательное движение поршней в этих камерах происходит в направлении от распределительного диска. При этом объемы камер увеличиваются, и жидкость под действием перепада давлений заполняет их. Так происходит процесс всасывания. Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетающим окном *B*. При этом поршни перемещаются по направлению к распределительному диску и вытесняют жидкость из рабочих камер.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

$$V_0 = S_{\text{п}} h z = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} z D \operatorname{tg} \beta, \quad (3.36)$$

где $S_{\text{п}}$ — площадь поршня; h — максимальный ход поршня; $h = D \operatorname{tg} \beta$; z — число поршней; $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня; D — диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке; β — угол наклона диска.

Из выражения (3.36) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона диска. Изменяя угол наклона диска, можно изменять рабочий объем насоса. Чем больше угол наклона β , тем больше рабочий объем насоса. Предельно допустимый угол наклона диска не превышает обычно 25° .

Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (3.6).

В насосе с наклонным блоком (рис. 3.15, а) поршни 3 расположены в блоке 2 цилиндров и шарнирно соединены шатунами 7 с фланцем 4 вала 5. Для отвода и подвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна *A* и *B*. Карданный механизм 6 осуществляет кинематическую связь вала 5 с блоком 2 цилиндров и преодолевает момент трения и инерции блока цилиндров.

При вращении вала насоса поршни совершают сложное движение — вращаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах блока, при этом происходят процессы всасывания и нагнетания. При вращении блока цилиндров, например, по часовой стрелке (сечение *B—B*), рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределитель-

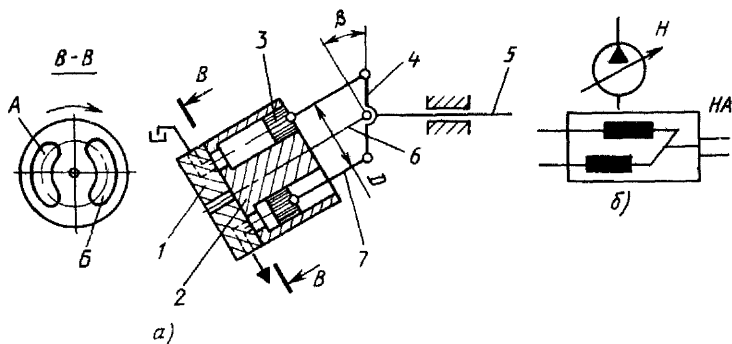


Рис 3.15 Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком:
 а — схема работы, б — условное обозначение

ного диска, соединяются со всасывающим окном А. Поршни перемещаются в этих камерах в направлении распределительного диска. При этом объемы рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость под действием перепада давлений в рабочих камерах заполняет их; так происходит процесс всасывания. Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетательным окном В. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении распределительного диска и вытесняют жидкость из рабочих камер на выход насоса.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

$$V_0 = S_{\text{п}} z h = \frac{\pi d^2}{4} z D \sin \beta, \quad (3.37)$$

где h — максимальный ход поршня; $h = D \sin \beta$; D — диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке; β — угол наклона блока цилиндров.

Теоретическую подачу насоса рассчитывают по формуле (3.6).

Из теории карданных механизмов известно, что одинарный карданный вал (рис. 3.16, а) — излом вала в одном месте — создает значительную неравномерность частоты вращения n_2 ведомого вала блока цилиндров (n_1 — частота вращения ведущего вала). Неравномерность вращения блока цилиндров вызывает дополнительные нагрузки на поршни из-за опережения или отставания блока цилиндров от фланца вала и на самом карданном валу из-за

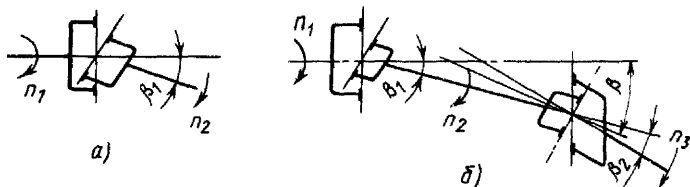


Рис. 3.16 Схемы карданных механизмов:
 а — одинарного, б — двойного

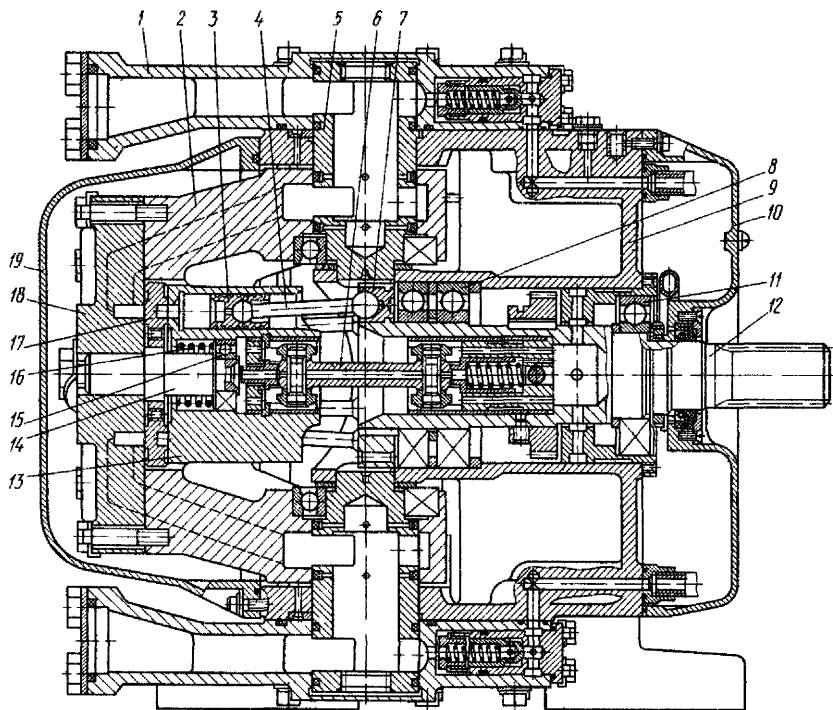


Рис. 3.17. Конструкция аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

появления инерционных сил от ускорений блока цилиндров. Это и ограничивает частоту вращения вала таких гидромашин до 500 об/мин. Наиболее совершенным является двойной карданный вал (рис. 3.16, б). При его применении неравномерность частоты вращения n_3 ведомого вала практически не наблюдается.

Осевая сила давления жидкости на поршни через шатуны передается на фланец вала насоса, где возникает вращающий момент. Этот момент составляет основную часть подводимого от приводящего электродвигателя момента. Другая, значительно меньшая, часть момента передается двойным карданным валом на преодоление сил трения поршней, блока цилиндров и распределительного диска и инерции при ускорении и замедлении вращения блока цилиндров. Поэтому двойной карданный вал в этой схеме насоса называют несильным. Поперечные изгибающие силы на поршни насоса не действуют.

На рис. 3.17 показана конструкция аксиально-поршневого регулируемого насоса с наклонным блоком цилиндров, двойным несильным карданным валом и торцовым распределением. В расточке корпуса 9 насоса установлен вал 12 на подшипниках 8 и 11. Вал насоса через карданный вал 6 соединен с блоком 13 цилиндров. В последнем размещены семь поршней 3, которые при

помощи шатунов 4 связаны с фланцем 7 вала. Большие сферические головки шатунов завальцованы во фланце вала, малые головки — в поршнях. Установленный на оси 14 с подшипником 15 блок цилиндров поджат пружиной 16 к распределительному диску 17. Распределительный диск неподвижно закреплен на крышке 18 люльки 2, которая может поворачиваться в цапфах 5 на угол $\beta = \pm 30^\circ$. Подсоединение насоса к напорной и всасывающей линиям происходит через фланцы 1. Внутренняя полость литого корпуса 9 используется в качестве емкости для рабочей жидкости; корпус с двух сторон закрыт крышками 10 и 19.

Для обеспечения работы насоса в составе следящего гидропривода насос оснащен подпиточным насосом, клапанами и специальной гидроавтоматикой.

Принцип работы насоса следующий. От вала 12 вращение передается блоку 13 цилиндров через карданный вал 6. Карданный вал является несильным, так как он передает только момент для преодоления момента инерции блока цилиндров и момента трения торца блока цилиндров о распределительный диск. Основной крутящий момент передается через шатуны. При вращении вала поршни при отклонении люльки на угол β совершают сложное движение: вращение вместе с блоком цилиндров и возвратно-поступательное движение в цилиндрах. За один оборот вала происходит один рабочий цикл насоса — всасывание и нагнетание — с принудительным поочередным соединением рабочих камер с линиями всасывания и нагнетания.

Существуют и другие конструкции аксиально-поршневых насосов.

На рис. 3.18 показан аксиально-поршневой насос 2Г15-1 с автоматическим регулированием подачи [6]. Ходовая часть насоса состоит из барабана 13 с толкателями 12, ротора 11 с поршнями 10, вала 1 с подшипниками и распределительного диска 7. Цилиндры управления 6 и 8 с пружиной 9 и наклонный диск 4 с подшипником 5 образуют механизм регулирования подачи. Ходовая часть насоса и механизм регулирования подачи расположены в корпусе 3, закрытом крышкой 2.

Наличие поршневой группы — барабана с толкателями и ротора с поршнями — позволяет исключить воздействие радиальных нагрузок толкателей на ротор, что способствует самоустановке его относительно рабочей поверхности распределительного диска. Поджим поршней и толкателей к наклонному диску осуществляется давлением рабочей жидкости, находящейся в рабочих камерах. Торцовая поверхность ротора 11, на которой расположены окна всасывания и нагнетания, опирается на рабочую поверхность распределительного диска, где имеются два полукольцевых канала — всасывания и нагнетания. Каждый из каналов соединен со своим присоединительным штуцером. Ротор прижимается к распределительному диску 7 пружиной и силами давления рабочей жидкости, находящейся в рабочих камерах.

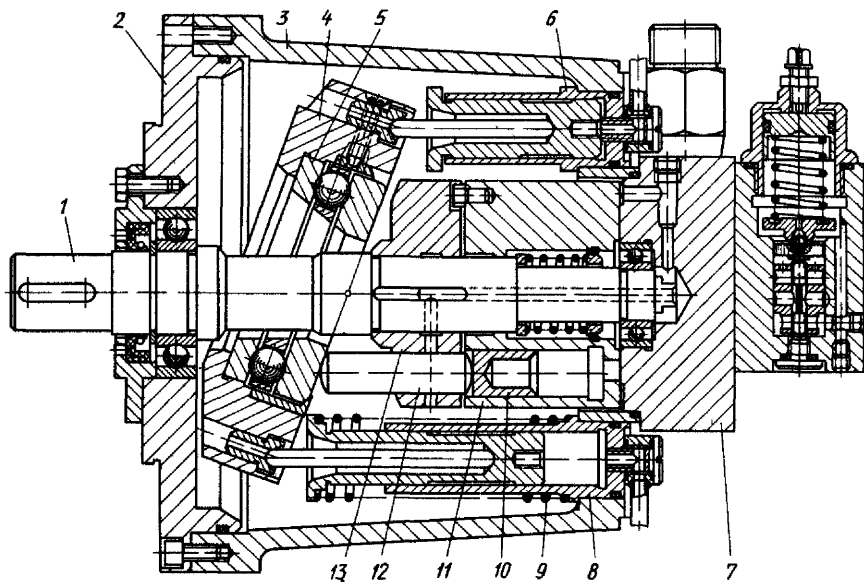


Рис. 3.18. Конструкция аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

Принцип работы насоса следующий. При вращении вала 1 поршни 10 совершают возвратно-поступательное движение. Ход поршня определяется углом наклона β диска 4. Поршни, рабочие камеры которых соединены с полостью всасывания, перемещаются по направлению от распределительного диска, и жидкость заполняет их. При соединении рабочих камер с каналом нагнетания поршни движутся к распределительному диску, и совершается процесс нагнетания. Полость гидроцилиндра 6 соединена с линией нагнетания, а полость гидроцилиндра 8 с линией всасывания. Под действием пружины 9 ось наклонного диска 4 отклонена от оси вала на угол β в крайнее положение. В этом случае подача насоса наибольшая. При повышении давления нагнетания на штоке цилиндра 6 возникает усилие, превышающее усилие пружины 9. Под действием этого усилия диск 4 поворачивается, и подача насоса уменьшается. При увеличении расхода жидкости в гидросистеме снижается давление нагнетания, и диск 4 насоса под действием силы пружины поворачивается на больший угол, что увеличивает подачу.

На рис. 3.19, б показана конструкция регулируемой аксиально-поршневой гидромашины (насоса или гидромотора) с наклонным блоком типа 210 [2], состоящей из приводного вала 1 с радиальным 14 и сдвоенным радиально-упорным 13 подшипниками, семи поршней 12 с шатунами 11, блока 8 цилиндров, сферического распределителя 9, центрирующего шипа 5, корпуса 19 и крышки 20. От осевого перемещения внутренние кольца под-

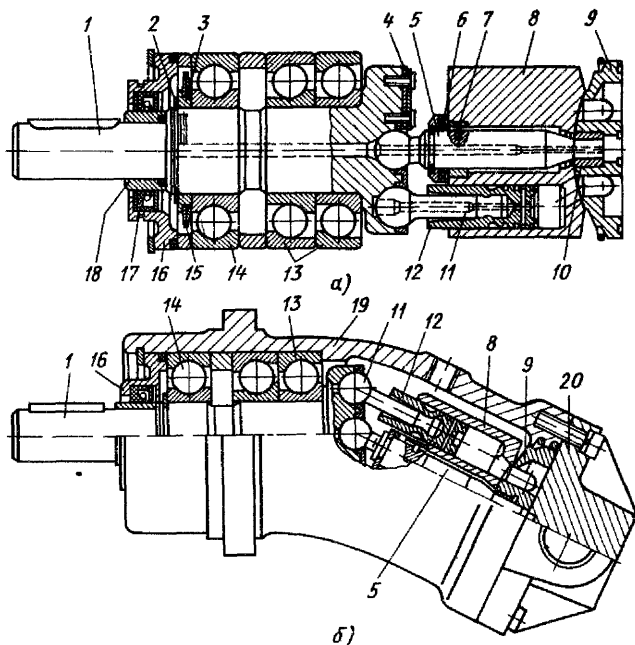


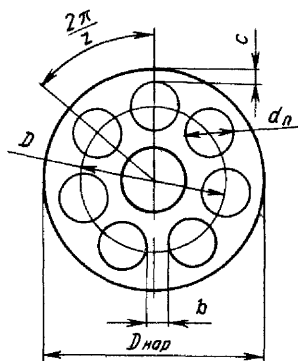
Рис. 3.19. Унифицированный качающий узел (а) и регулируемая аксиально-поршневая гидромашина (б)

шипников удерживаются двумя пружинными кольцами 15, втулкой 3 и стопорным кольцом 2. В передней крышке 16 установлена уплотнительная манжета 17, опирающаяся на термообработанную втулку 18. Центрирующий шип 5 опирается сферической головкой на гнездо во фланце вала, а другим концом на втулку 10 в распределителе 9. Шатуны 11 установлены сферическими головками во фланце вала 1 и закреплены от осевого перемещения пластиной 4.

Принцип работы гидромашины как насоса аналогичен принципу работы насоса типа ПД № 1,5 (см. рис. 3.17).

При использовании гидромашины как гидромотора рабочий цикл состоит из процессов нагнетания и вытеснения. Нагнетание происходит в рабочих камерах, которые при этом соединены с нагнетательным дугообразным пазом распределителя. Жидкость под давлением поступает в рабочие камеры и действует на поршни. Сила давления через шатуны передается на фланец вала под углом. Вследствие этого происходит разложение силы, действующей от шатуна, на осевую и вертикальную. Все осевые силы от каждого из поршней направлены параллельно оси вала и воспринимаются его подшипниками. Разложение вертикальных составляющих, действующих в плоскости фланца, дает радиальные и тангенциальные силы от каждого из поршней, соединенных с полостью нагнетания. Радиальные составляющие воспринимаются подшип-

Рис. 3.20 Основные геометрические параметры блока цилиндров



никами вала, а тангенциальные создают момент относительно оси вала. Этот момент преодолевает момент нагрузки и трения и сообщает валу вращение. Вращение вала при помощи двойного несилевого карданного вала передается блоку цилиндров, и происходит соединение следующих рабочих камер с полостью нагнетания. Одновременно происходит процесс вытеснения в тех рабочих камерах, которые соединены с полостью вытеснения и отводящим каналом. В этих камерах поршни перемещаются в направлении к распределителю и вытесняют рабочую жидкость через окна блока в дугообразный канал распределителя 9. Во время работы блок 8 цилиндров прижимается к распределителю силами давления рабочей жидкости, находящейся в рабочих камерах

При изменении направления подводимого потока жидкости изменяется направление вращения вала гидромотора. Частота вращения вала гидромотора зависит от расхода Q (3.35)

Основными геометрическими параметрами блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины являются диаметр D окружности расположения осей цилиндров, наружный диаметр $D_{нар}$ блока цилиндров и диаметр d_n поршней (цилиндров) (рис. 3.20). При этом

$$D \approx 0,4d_n z; \quad (3.38)$$

$$D_{нар} \approx D + 1,6d_n. \quad (3.39)$$

Толщина стенки между цилиндрами в блоке $b \geq 0,2d_n$; толщина стенки между цилиндром и наружной поверхностью $c \geq \geq 0,3d_n$.

При расчете рабочего объема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком формулу (3.26) преобразовывают, учитывая соотношение (3.27), к виду

$$V_0 = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \sin \beta = \frac{\pi d_n^3}{4} z 0,4 \sin \beta,$$

откуда диаметр поршня (цилиндра)

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z^2 \cdot 0,4 \sin \beta}}.$$

Материалы основных деталей аксиально-поршневых насосов выбирают из условий обеспечения длительной работы гидромашины со значительными нагрузками. Для пары блок цилиндров—распределительный диск используют материалы, которые обладают хорошими антифрикционными свойствами. Как правило, это

пара бронза—сталь, с цементацией поверхности на глубину 0,7 ... 0,9 мм и закалкой до твердости HRC 58. При такой термообработке в структуре стали может быть значительное количество остаточного аустенита. Для его уменьшения производят низкотемпературную обработку деталей (температура ниже -70°C). Если не произвести низкотемпературную обработку деталей, то во время эксплуатации гидромашин произойдет переход остаточного аустенита в мартенсит с увеличением размеров деталей. Это вызовет уменьшение зазоров и выход машины из строя.

При обеспечении работы пары сталь—сталь следует выбирать материалы и назначать термообработку таким образом, чтобы разность твердостей рабочих поверхностей пары деталей была примерно 10 единиц, причем твердость одной из деталей должна быть HRC 58—62. Особое внимание следует уделять выбору зазоров по рабочим парам поршень—цилиндр, блок цилиндров—распределительный диск и другим, а также назначению погрешностей при изготовлении геометрических форм. Параметр шероховатости рабочих поверхностей поршней и цилиндров должен быть не менее $Ra = 0,40 \dots 0,10$ мкм.

Пример. Определить основные размеры аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком и двойным несилowym карданным валом, имеющего следующие параметры: подача $Q = 4$ дм³/с; номинальное давление $p_{\text{ном}} = 16$ МПа; номинальная частота вращения $n = 980$ об/мин; $\eta_V = 0,98$; $\eta = 0,94$.

Теоретическая подача насоса

$$Q_T = Q/\eta_V = 4/0,98 = 4,04 \text{ дм}^3/\text{с} = 4040 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Рабочий объем насоса

$$V_0 = \frac{Q_T}{n} = \frac{4040 \cdot 60}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Принимая число поршней $z = 9$ и угол наклона блока цилиндров $\beta = 30^{\circ}$, определяем диаметр поршня:

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z^2 0,4 \sin \beta}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{\pi 9^2 \cdot 0,4 \cdot 0,5}} = 2,7 \text{ см} = 27 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке

$$D = 0,4d_{\text{п}}z = 0,4 \cdot 27 \cdot 9 = 97,3 \text{ мм}.$$

Принимаем $D = 98$ мм.

Наружный диаметр блока

$$D_{\text{нар}} = D + 1,6d_{\text{п}} = 98 + 1,6 \cdot 27 = 142 \text{ мм}.$$

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{п}} = Qp_{\text{ном}} = 4 \cdot 16 = 64 \text{ кВт}.$$

Мощность, потребляемая насосом,

$$N = p_{\text{ном}}/\eta = 64/0,94 = 68 \text{ кВт}.$$

3.6. ГИДРОЦИЛИНДРЫ

Общие сведения. Гидроцилиндром называют объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. В зависимости от конструкции рабочей

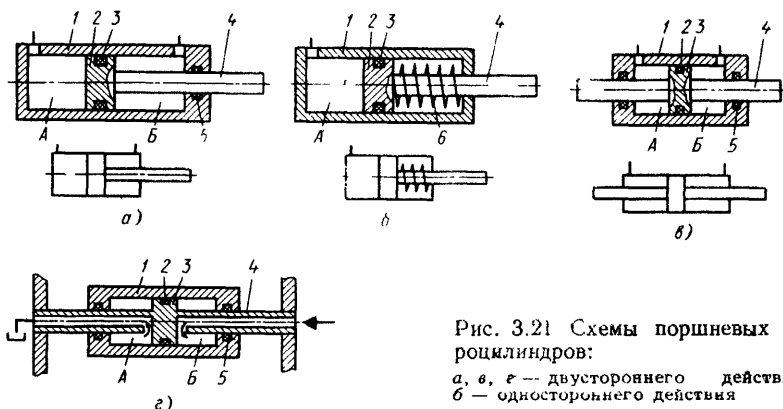


Рис. 3.21 Схемы поршневых гидроцилиндров:

а, в, е — двустороннего действия;
 б — одностороннего действия

камеры гидроцилиндры разделяют на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые цилиндры благодаря простой конструкции и высокой надежности.

Поршневым называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком (рис. 3.21). В цилиндрической расточке корпуса 1 (рис. 3.21, а) находится поршень 2, жестко соединенный со штоком 4. Цилиндр имеет две полости: поршневую А — часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую Б — часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в цилиндре установлены уплотнительные кольца 3 и 5.

Принцип работы поршневого гидроцилиндра следующий. При соединении поршневой полости А с напорной линией поршень 2 со штоком 4 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо. При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости Б. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость Б поршень со штоком под действием силы давления перемещается в противоположном направлении.

Поршневые цилиндры разделяют по следующим признакам: по направлению действия рабочей жидкости — на цилиндры одностороннего и двустороннего действия; по числу штоков — на цилиндры с односторонним и двусторонним штоком; по виду выходного звена — на цилиндры с подвижным штоком и подвижным корпусом.

В цилиндре одностороннего действия (рис. 3.21, б) шток расположен с одной стороны поршня. Имеется лишь одна поршневая полость А, и движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. В обратном направлении поршень со штоком перемещается под действием

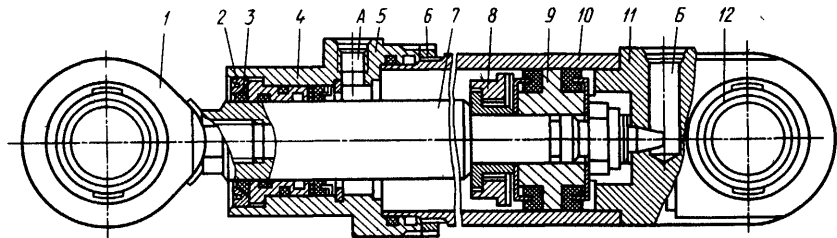


Рис. 3.22. Конструкция поршневого гидроцилиндра

внешних сил, например, силы пружины *б*, силы тяжести (веса) и т. д. В цилиндрах двустороннего действия (рис. 3.21, *а*, *в* и *г*) имеются две рабочие полости: поршневая *А* и штоковая *Б*. Движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня. Обычно выходным звеном цилиндра является шток (рис. 3.21, *а*, *б* и *в*), редко — корпус (рис. 3.21, *г*). В последнем случае шток цилиндра жестко прикрепляют к объекту, а подвод и отвод рабочей жидкости производится либо через полые штоки, либо при помощи рукавов. Принцип работы цилиндров с подвижным корпусом следующий. При соединении штоковой полости *Б* с напорной линией корпус *1* цилиндра движется под действием силы давления рабочей жидкости вправо, и одновременно рабочая жидкость вытесняется из полости *А* в сливную линию.

Для цилиндров установлены следующие основные параметры и размеры: номинальное давление $p_{\text{ном}}$ (МПа); диаметр поршня D (мм) — главный параметр, по которому создаются типоразмеры цилиндров; диаметр штока d (мм); ход поршня L (мм) и масса m (кг) цилиндра. Ряды нормальных диаметров поршней и штоков гидроцилиндров устанавливает ГОСТ 6540—68.

На рис. 3.22 показана конструкция поршневого цилиндра, состоящего из корпуса *10*, штока *7* с поршнем *9*, крышки *5*, втулки *4*, демпфера *8*, грязесъемника *3*, опорного кольца *2* и проушины *1*. Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а шток — резиновым и защитным кольцами, установленными во втулке *4*, и манжетой. Герметизация неподвижных соединений осуществляется резиновыми уплотнительными кольцами. Соединение крышки *5* с корпусом *10* — резьбовое со стопорной гайкой *6*. Рабочая жидкость в полость *Б* цилиндра подводится через отверстие в крышке *11*, а в полость *А* — через отверстие в крышке *5*. Цилиндр крепят с помощью проушины *1* и шарнирного подшипника *12*.

Расчет основных параметров. Рабочие площади $S_{\text{п}}$ (м²) поршней цилиндров определяют по формулам:

со стороны поршневой полости для цилиндров с односторонним штоком (см. рис. 3.21, *а* и *б*)

$$S_{\text{п}} = \pi D^2/4; \quad (3.40)$$

со стороны штоковой полости для цилиндров с односторонним (см. рис. 3.21, а) и двусторонним (см. рис. 3.21, в и г) штоками при условии равенства диаметров правого и левого штоков

$$S_{\text{шп}} = \pi (D^2 - d^2)/4. \quad (3.41)$$

Теоретическое усилие (Н) на штоке без учета сил трения и инерции

$$F = \Delta p S_{\text{ш}}, \quad (3.42)$$

где Δp — перепад давлений в рабочих полостях, Па.

При работе цилиндра на штоке развивается сила $F_{\text{факт}}$, которая преодолевает статическую (теоретическую) нагрузку $F_{\text{ст}}$, силу трения в конструктивных элементах $F_{\text{тр}}$ и силу инерции $R_{\text{ин}}$:

$$F_{\text{факт}} = F_{\text{ст}} + F_{\text{тр}} + R_{\text{ин}}. \quad (3.43)$$

Сила трения зависит от вида уплотнения. Для цилиндра с резиновыми уплотнениями

$$F_{\text{тр}} = f \pi D b \sigma_{\text{к}} z, \quad (3.44)$$

где f — коэффициент трения скольжения ($f = 0,1 \dots 0,2$); b — ширина контактного пояса уплотнения; $\sigma_{\text{к}}$ — контактное напряжение; z — число колец.

Сила инерции движущихся частей возникает при ускорении и замедлении движения штока. В общем случае

$$R_{\text{ин}} = m a, \quad (3.45)$$

где m — масса движущихся частей, приведенная к штоку, включая массу рабочей жидкости; a — ускорение.

При равномерном движении штока цилиндра сила инерции равна нулю.

Фактическое усилие на штоке цилиндра

$$F_{\text{факт}} = F \eta_{\text{мех}}, \quad (3.46)$$

где F — теоретическое усилие; $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД ($\eta_{\text{мех}} = 0,85 \dots 0,95$).

Расчетную скорость v (м/с) штока без учета утечек рабочей жидкости определяют по формуле

$$v = Q/S_{\text{ш}} = 4Q/(\pi D^2), \quad (3.47)$$

где Q — расход рабочей жидкости, м³/с.

В цилиндре двустороннего действия с односторонним штоком скорости движения при прямом (индекс 1) и обратном (индекс 2) ходах при постоянстве расходов различны:

$$v_1 = \frac{Q}{S_{1\text{ш}}} = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad v_2 = \frac{Q}{S_{2\text{ш}}} = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)}. \quad (3.48)$$

Вполне очевидно неравенство $v_2 > v_1$.

Отношение скорости движения при обратном ходе к скорости движения при прямом ходе называют коэффициентом увеличения скорости при обратном ходе:

$$c = \frac{v_2}{v_1} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}. \quad (3.49)$$

Теоретическая мощность (Вт) цилиндра

$$N_T = \Delta p S_{\text{ц}} v, \quad (3.50)$$

где v — скорость штока (корпуса), м/с.

Потери мощности на преодоление сил трения

$$N_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} v. \quad (3.51)$$

Номинальная мощность гидроцилиндра

$$N = N_T - N_{\text{тр}}, \quad (3.52)$$

а КПД

$$\eta = N/N_T = 1 - F_{\text{тр}}/F. \quad (3.53)$$

Расчет на прочность. Шток, работающий на сжатие, необходимо проверять на устойчивость при продольном изгибе, а шток, работающий на растяжение, — на прочность по допустимому напряжению растяжения.

Из опыта проектирования установлено, что отношение диаметра штока к диаметру поршня

$$d/D = 0,3 \dots 0,7. \quad (3.54)$$

Толщину стенки цилиндра определяют по формуле Лямэ:

$$\delta_c \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right), \quad (3.55)$$

где D — внутренний диаметр цилиндра (диаметр поршня); $[\sigma]$ — допустимое напряжение растяжения материала цилиндра, Па; $p = 1,2 p_{\text{max}}$ — расчетное давление, Па (здесь p_{max} — максимальное давление, Па).

Толщина плоского дна цилиндра одностороннего действия

$$\delta_{\text{дн}} \geq 0,4D \sqrt{p/[\sigma]}. \quad (3.56)$$

Расчет штока, длина хода которого не превышает десяти диаметров поршня, на продольный изгиб производят по формуле

$$\sigma = F_{\text{факт}}/S_{\text{шт}}, \quad (3.57)$$

где $S_{\text{шт}}$ — площадь поперечного сечения штока.

Плунжерные и телескопические цилиндры. Плунжерным называют цилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и плунжера. Это цилиндры одностороннего действия. Плунжерный цилиндр состоит из корпуса 1 и плунжера 2 (рис. 3.23, а). Принцип его работы следующий. При соединении полости А с напорной линией плунжер движется под действием давления. При соединении полости А со сливной линией

Рис. 3.23. Схемы гидроцилиндров:
 а — плунжерного; б — телескопического

гидропривода плунжер под действием внешних сил возвращается в исходное положение.

Скорость перемещения плунжера

$$v = 4Q/(\pi D^2), \quad (3.58)$$

где Q — расход жидкости, м³/с; D — диаметр плунжера, м.

Усилие на плунжере без учета сил трения и инерции

$$F = pS_{\text{п}} = p\pi D^2/4. \quad (3.59)$$

Плунжерные цилиндры отличаются простотой конструкции. Недостатком их являются малый ход и неустойчивость плунжера вследствие наличия только одной опоры плунжера в цилиндре.

Телескопическим называют цилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и нескольких концентрично расположенных поршней, перемещающихся друг относительно друга. Сумма ходов поршней должна быть больше длины корпуса (рис. 3.23, б). Последовательность выдвижения поршней может быть от большего к меньшему.

К гидроцилиндрам предъявляют следующие требования:

поршни и плунжеры под статическим усилием должны плавно (равномерно) перемещаться по всей длине хода;

не допускаются боковые нагрузки на штоках; эти нагрузки могут привести к быстрому изнашиванию уплотнений, поршней и рабочей поверхности цилиндра;

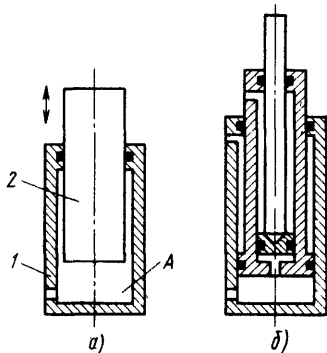
наружные утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения не допускаются; на подвижных поверхностях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования;

внутренние перетечки жидкости из одной полости цилиндра в другую должны быть минимальными и не должны превышать норму, установленную в технических условиях;

рабочие поверхности деталей цилиндра должны быть износостойкими, коррозионно-стойкими или иметь защитные покрытия;

для предотвращения попадания грязи и пыли в полости цилиндров необходимо применять грязеъемники.

Корпуса (гильзы) цилиндров изготавливают обычно из стальных бесшовных горячекатаных труб по ГОСТ 8732—78*, сталей 35 и 45 или легированных сталей 30ХГСА и 12Х18Н9Т, алюминиевого сплава Д16Т. Внутренние поверхности корпусов обрабатывают по полю допусков $H8$. Параметр шероховатости поверхности $Ra = 0,10$ мкм получается хонингованием или раскаткой шариками или роликами. Штоки цилиндров изготавливают из стали 40Х или 30ХГСА. Наружную поверхность штока обрабатывают по



полю допуска e_8 . Параметр шероховатости поверхностей штока $Ra = 0,05$ мкм. Поршни цилиндров изготавливают из сталей 35 и 45. Наружную поверхность поршня обрабатывают по полю допуска e_8 . Параметр шероховатости поверхности поршня $Ra = 0,80 \dots 0,40$ мкм.

Пример. Определить основные рабочие параметры поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком при статической нагрузке $F_{ст} = 90\,000$ Н, максимальных скоростях прямого и обратного ходов соответственно $v_1 = 0,2$ м/с и $v_2 = 0,5$ м/с, времени разгона при прямом ходе $t = 0,2$ с, максимальном давлении в напорной линии $p_{max} = 16$ МПа, общем КПД цилиндра $\eta = 0,97$. Рабочая жидкость — минеральное масло.

Сила инерции во время разгона

$$F_{ин} = \frac{F_{ст}}{gt} (v_1 - 0) = \frac{90\,000 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 0,2} = 9180 \text{ Н.}$$

Фактическое усилие

$$F_{факт} = F_{ст} + F_{ин} = 90\,000 + 9180 = 99\,180 \text{ Н.}$$

Расчетное усилие

$$F = F_{факт} / \eta = 99\,180 / 0,97 = 102\,000 \text{ Н.}$$

Диаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{F}{p_{max} \pi / 4}} = \sqrt{\frac{102\,000 \cdot 4}{16 \cdot 10^6 / \pi}} = 9 \text{ см.}$$

Диаметр штока

$$d = D \sqrt{1 - v_1 / v_2} = 9 \sqrt{1 - 0,2 / 0,5} = 7 \text{ см.}$$

Толщина стенки цилиндра из стали

$$\delta_{ст} \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right) = \frac{9}{2} \left(\sqrt{\frac{200 + 16 \cdot 1,2}{200 - 16 \cdot 1,2}} - 1 \right) = 0,5 \text{ см.}$$

Толщина плоского дна цилиндра

$$\delta_{дн} \geq 0,4D \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} = 0,4 \cdot 9 \sqrt{\frac{16 \cdot 1,2}{200}} = 1,11 \text{ см.}$$

Необходимый расход жидкости

$$Q = S_{пв} v_1 = \frac{\pi D^2}{4} 0,2 \cdot 100 = 1275 \text{ см}^3/\text{с} = 1,275 \text{ дм}^3/\text{с.}$$

Мощность гидроцилиндра при статической нагрузке

$$N = F_{ст} v_1 = 90\,000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 18 \text{ кВт.}$$

3.7. ПОВОРОТНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Поворотным называют объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена (вала). Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяют

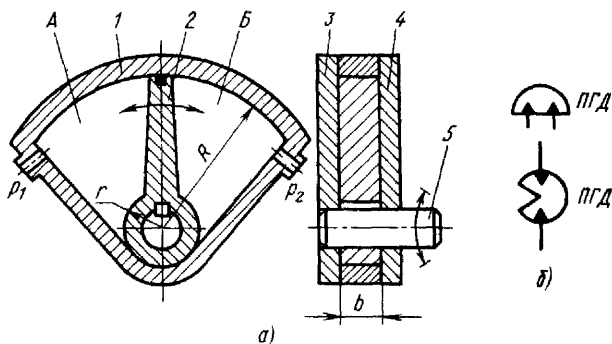


Рис. 3 24. Однопластинчатый поворотный гидродвигатель:

а — схема; б — условные обозначения

гидроцилиндры. Это объясняется тем, что вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев, понижающих точность отработки углов поворота машины. Условные графические обозначения поворотных гидродвигателей в схемах — по ГОСТ 2.782—68*.

Основными параметрами поворотных гидродвигателей являются: номинальные давление $p_{ном}$, расход $Q_{ном}$, вращающий момент M , угол поворота φ и угловая скорость ω вала гидродвигателя, а также масса m гидродвигателя. Угол поворота вала не превышает 360° . Поворотные гидродвигатели по конструкции рабочих камер разделяют на пластинчатые и поршневые.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин разделяют на одно-, двух- и трехпластинчатые. На рис. 3.24, а показана схема однопластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса 1, вала 5, пластины 2, жестко соединенной с валом, и боковых крышек 3 и 4. Гидродвигатель имеет две рабочие камеры А и Б, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Принцип работы гидродвигателя следующий. При подводе рабочей жидкости под давлением в камеру А пластина 2 с валом 5 поворачивается по часовой стрелке под действием создаваемого вращающего момента M . Одновременно с поворотом пластина вытесняет рабочую жидкость из камеры Б в сливную линию. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подводить ее под давлением в камеру Б, то вал гидродвигателя будет поворачиваться против часовой стрелки.

Вращающий момент (Н·м) на валу гидродвигателя

$$M = \Delta p S l z = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2) z, \quad (3.60)$$

где Δp — перепад давлений, Па; $S = (R - r) b$ — рабочая площадь пластины, m^2 ; R и r — большой и малый радиусы; m ; b — ширина пластины, м; $l = (R +$

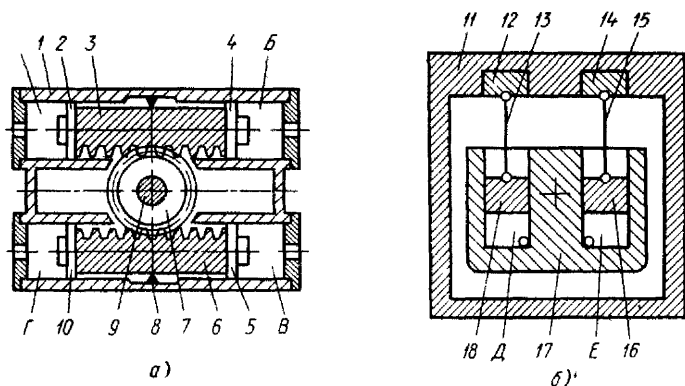


Рис 3 25. Схемы поршневых поворотных гидродвигателей
 а — с реечно-зубчатыми передачами, б — с кривошипно шатунным механизмом

$+ r)/2$ — плечо (расстояние от оси вращения вала до центра приложения силы давления, м, z — число пластин.

Угловая скорость (рад/с) вала гидродвигателя

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)z}, \quad (3.61)$$

где Q — расход жидкости, м³/с

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

В станочных гидроприводах нашли применение однопластинчатые поворотные гидродвигатели ДПГ16, ДПГ63, ДПГ125 и ДПГ200 с рабочими объемами соответственно 50, 200, 400 и 630 см³ при угле поворота 270°. Максимальное давление 16 МПа [6].

Поршневые поворотные гидродвигатели имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями корпуса и поршня. На рис 3 25, а показана схема четырехпоршневого поворотного гидродвигателя с двумя реечно-зубчатыми передачами. Основными конструктивными элементами двигателя являются корпус 1 и поршни 2, 4, 5 и 10, установленные в цилиндрических расточках корпуса. Поршни попарно жестко соединены зубчатыми рейками 3 и 6, которые входят в зацепление с зубчатым колесом 7. Выходным звеном гидродвигателя является вал 9. Для выбора зазора и предохранения от поворота рейки вокруг продольной оси имеются два упора 8. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры, которые при работе гидродвигателя соединяются попарно: А и В, Б и Г.

Принцип работы поворотного гидродвигателя следующий. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в рабочие камеры А и В, поршни 2 и 5 перемещаются в разные стороны.

Вместе с поршнями перемещаются и рейки, которые поворачивают зубчатое колесо 7 с валом 9 по часовой стрелке. Одновременно при этом рабочая жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется из камер Б и Г в сливную линию гидросистемы. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеры Б и Г, то вал гидродвигателя повернется против часовой стрелки.

Расчетный вращающий момент M и угловую скорость ω на выходном звене (валу) гидродвигателя определяют по формулам:

$$M = \Delta p \frac{\pi d^2}{4} \frac{D_R}{2} z; \quad (3.62)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_R z}, \quad (3.63)$$

где Δp — перепад давлений; $\pi d^2/4$ — площадь поршня; d — диаметр поршня; $D_R/2$ — расстояние между осями поршня и зубчатого колеса; z — число поршней, работающих одновременно.

На рис. 3.25, б показана схема поршневого поворотного гидродвигателя с кривошипно-шатунным механизмом. В корпусе 11 гидродвигателя на двух подшипниках качения установлен блок 17 цилиндров, с которым жестко соединен вал гидродвигателя (на схеме не показан). В цилиндрические расточки блока цилиндров вставлены рабочие поршни 16 и 18, которые при помощи шатунов 13 и 15 соединены с неподвижными поршнями 12 и 14, запрессованными в корпусе 11. Соединение поршней с шатунами шарнирное. Гидродвигатель имеет рабочие камеры Д и Е, соединенные при помощи внутренних каналов с присоединительными штуцерами.

Принцип работы поворотного гидродвигателя следующий. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в рабочую камеру Е, блок 17 цилиндров вместе с валом под действием возникающего вращающего момента поворачивается против часовой стрелки. Одновременно объем рабочей камеры Д уменьшается, и рабочая жидкость вытесняется в сливную линию. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеру Д, то вал гидродвигателя повернется по часовой стрелке. Угол поворота вала рассматриваемых поворотных гидродвигателей не превышает 30° от нулевого (среднего) положения.

Корпус поворотного гидродвигателя изготавливают из алюминиевого сплава, поршни из бронзы, шатуны из стали. Параметр шероховатости внутренних поверхностей цилиндрических расточек блока цилиндров $Ra = 0,40$ мкм. Корпуса и боковые крышки пластинчатых гидродвигателей изготавливают из стали, пластины из бронзы. Параметр шероховатости внутренней поверхности корпуса $Ra = 0,40$ мкм.

Контрольные вопросы

1. Что называется рабочей камерой гидромашины? Какими основными рабочими элементами она образуется?
2. Из каких рабочих процессов состоят рабочие циклы роторных насосов и гидромоторов?
3. По какой формуле вычисляют рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком?
4. Как определяют теоретическую подачу насоса?
5. Каков принцип работы пластинчатого насоса двукратного действия?
6. По какой формуле рассчитывают теоретический вращающий момент гидромотора?
7. В чем состоит принцип работы аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском?
8. Какими основными параметрами характеризуется выходное звено гидроцилиндра?
9. Чем ограничено применение пластинчатых поворотных гидродвигателей?

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гидроаппараты в гидроприводах и объемных гидropередачах (ОГП) предназначены для управления потоком рабочей жидкости. При помощи гидроаппаратов осуществляют пуск и перекрытие потока рабочей жидкости, изменяют направление движения потока жидкости, давление и расход.

Классификация гидроаппаратов. Гидроаппараты, применяемые в гидроприводах, разделяют по следующим признакам (ГОСТ 17752—81); по принципу действия — на клапаны и гидроаппараты неклапанного действия; по способу внешнего воздействия на запорные и запорно-регулирующие элементы — на регулируемые и настраиваемые; по конструкции запорных и запорно-регулирующих элементов — на золотниковые, крановые и клапанные; по характеру открытия рабочего проходного сечения — на направляющие и регулирующие.

Для конструкции любого гидроаппарата характерно наличие запорного или запорно-регулирующего элемента (рис. 4.1) — подвижной детали (клапана, золотника, крана), при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение. В клапане (рис. 4.1, а) рабочее проходное сечение создается между кромками седла 2 и клапана 1 при его осевом перемещении; в золотниковом гидроаппарате (рис. 4.1, б) — между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса 4 и цилиндрического пояса золотника 3 при его осевом перемещении; в крановом гидроаппарате (рис. 4.1, в) — между острыми кромками каналов корпуса 6 и крана 5 при его повороте.

Клапаном называется гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения (рабочего окна) изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящего через гидроаппарат. Клапан является гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент.

В гидроаппаратах неклапанного действия (распределителях и дросселях) размеры рабочего проходного сечения изменяются от внешнего управляющего воздействия. Чтобы изменить размеры рабочего проходного сечения в распределителе или дросселе, необходимо воздействовать на их запорно-регулирующие элементы

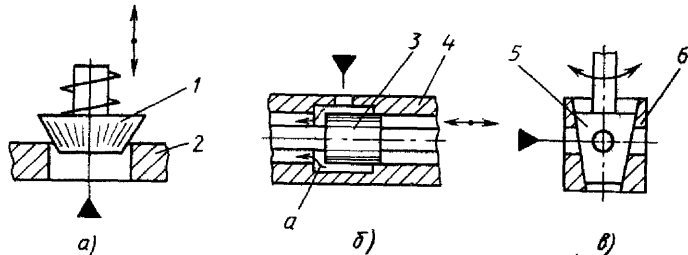


Рис. 4.1. Запорные и запорно-регулирующие элементы гидроаппаратов:
 а — клапан; б — золотник; в — кран

извне, например, переместить золотник распределителя при помощи электромагнита, повернуть кран распределителя вручную и т. д.

В *регулируемых гидроаппаратах* размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне в процессе работы аппарата для получения заданного давления или расхода рабочей жидкости.

В *настраиваемых гидроаппаратах* размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне только в нерабочем состоянии аппарата для получения заданного давления или расхода рабочей жидкости.

Направляющие гидроаппараты применяют для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, т. е. работают по принципу «открыто—закрыто». При этом при перемещении запорных элементов (клапана, золотника, крана) не создаются дросселирующие щели, в результате чего давление или расход рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, не изменяются (без учета местных потерь). К направляющим гидроаппаратам относятся обратные клапаны, направляющие распределители, гидрозамки и т. д.

Регулирующие гидроаппараты используют для управления давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения (рабочего окна). В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать много промежуточных положений, образуя дросселирующие щели. Чем больше воздействие на запорно-регулирующий элемент, тем больше рабочее проходное сечение (щель).

К регулирующим гидроаппаратам относятся клапаны давления (напорные, редукционные и др.), гидроаппараты управления расходом (дроссели, регуляторы расхода и т. д.), дросселирующие распределители и т. д.

По способу присоединения различают гидроаппараты трубного присоединения, стыковые, модульные и встраиваемые.

Гидроаппараты трубного присоединения соединяются с другими гидроустройствами при помощи трубопроводов и рукавов; стыкового — при помощи каналов, выведенных на наружную плоскость, по которой происходит стыковка с другими гидроустройствами; модульные — при помощи вертикальных каналов, выведенных на две параллельные наружные плоскости с одинаковыми координатами присоединительных отверстий (см. п. 6.3).

Встраиваемые гидроаппараты, как правило, не имеют корпусов; их монтируют в специальных монтажных гнездах гидравлических блоков, соединенных с соответствующими каналами. Встраиваемые гидроаппараты могут быть вставными и ввертными.

Присоединительные отверстия гидроаппаратов (ГОСТ 24242—80) обозначают прописными буквами латинского алфавита: Р — отверстие для входа рабочей жидкости под давлением; А и В — отверстия для присоединения к другим гидроустройствам; Т — отверстие для выхода рабочей жидкости в гидробак; Х, Y — отверстия потока управления; L — дренажное отверстие.

Основные параметры. Главным параметром гидроаппаратов является условный проход D_y по ГОСТ 16516—80 (см. п. 1.8). Типоразмерные ряды всех гидроаппаратов строятся по их условным проходкам. К основным параметрам гидроаппаратов относятся номинальное давление, номинальный расход рабочей жидкости, масса аппарата (без рабочей жидкости) и др.

Под *номинальным давлением* $p_{ном}$ понимают наибольшее избыточное давление рабочей жидкости, поступающей на вход аппарата при котором он должен работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм. Ряды номинальных давлений для гидроприводов устанавливает ГОСТ 12445—80.

Под *номинальным расходом* жидкости $Q_{ном}$ гидроаппарата понимают расход жидкости с определенной вязкостью. Ряды номинальных расходов жидкости для гидроприводов устанавливает ГОСТ 13825—80.

4.2. ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Обратным клапаном называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения жидкости в обратном направлении. Применяют обратные клапаны с шариковыми и коническими запорными элементами.

На рис. 4.2, а показана конструкция обратного клапана типа Г51-3 [6], состоящего из корпуса 1, конического клапана 2, пружины 3 и пробки 4 с уплотнительным кольцом. В корпусе клапана имеется отверстие Р для подвода потока и отверстие А для присоединения к другим гидроустройствам.

Принцип работы обратного клапана следующий. При подводе рабочей жидкости в отверстие Р клапан 2 отходит от седла и

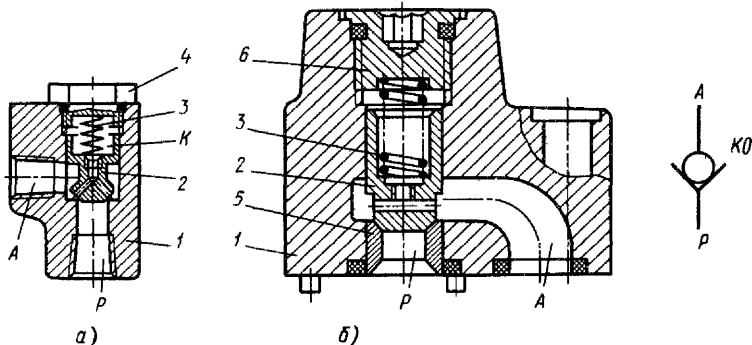


Рис. 4.2. Конструкции обратных клапанов:
 а — типа Г51-3; б — по ГОСТ 21464—76* Е; в — условное обозначение

обеспечивает движение жидкости в отверстие *A* и далее на выход. При обратном направлении потока рабочей жидкости в отверстиях *A* и *K* клапан *2* под действием силы давления жидкости плотно прижимается к седлу корпуса *1* и перекрывает проход из отверстия *A* в отверстие *P*.

Обратные клапаны по ГОСТ 21464—76* Е (рис. 4.2, б) состоят из корпуса *1*, седла *5*, конического клапана *2*, пружины *3*, пробки *6* и уплотнений. Прямой поток рабочей жидкости свободно проходит из отверстия *P* в отверстие *A*; при обратном подводе жидкости к отверстию *A* и в полость *K* клапан под действием силы давления запирается.

Обратные клапаны должны быть герметичными в закрытом положении и обладать минимальным гидравлическим сопротивлением в открытом положении. На планках корпусов обратных клапанов наносят стрелки, указывающие направление движения рабочей жидкости.

Условное графическое обозначение обратных клапанов в схемах устанавливает ГОСТ 2.781—68* (см. рис. 4.2). В обратных клапанах применяют пружины с малыми усилиями, так как они предназначены лишь для преодоления сил трения при посадке запорного элемента на седло корпуса. Поэтому пружины не включены в условное графическое обозначение клапана.

Обратные клапаны получили широкое применение в гидроприводах и объемных гидропередачах (ОГП). Их используют, например, в гидроприводах и ОГП с несколькими насосами (см. рис. 7.12) для исключения взаимного влияния при их работе; в блоках фильтров, предназначенных для установки в реверсивных линиях (см. рис. 5.7, в), с целью обеспечения движения жидкости через фильтр только в одном направлении; в гидроприводах и ОГП с замкнутым потоком и системой подпитки (см. рис. 7.9) как подпиточные клапаны; в линиях с реверсивным потоком и дросселем с целью обеспечения дросселирования жидкости только в одном направлении; в напорных линиях гидроприводов для

исключения возможности слива рабочей жидкости из гидросистемы при выключении насоса.

К основным параметрам обратных клапанов (ГОСТ 16517—82*) относятся условный проход, номинальное давление, давление открытия, номинальный и максимальный расходы жидкости, максимальные внутренние утечки через пару седло—клапан, зависимость перепада давлений от расхода $[\Delta p = f(Q)]$.

4.3. НАПРАВЛЯЮЩИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Гидравлическим направляющим распределителем называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки и изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего направляющего воздействия.

Основными конструктивными элементами направляющего распределителя являются корпус и запорный элемент. Распределители разделяют по конструкции запорного элемента на золотниковые, крановые и клапанные; по числу внешних гидролиний на двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т. д.; по числу фиксированных или характерных позиций запорного элемента на двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.; по виду управления на распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и другими видами управления; по числу запорных элементов — на одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.

В условном обозначении распределителя указывают следующие элементы: позиции запорного элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления (ГОСТ 2.871—68*). Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый проход изображают тупиковой линией с поперечной черточкой. Внешние линии связи подводят только к исходной позиции. Виды управления распределителями указывают соответствующими знаками, прилегающими к торцам обозначения распределителя.

Правило чтения условного графического обозначения распределителя: чтобы представить принцип работы распределителя в рабочей позиции, необходимо мысленно в условном обозначении на схеме передвинуть соответствующий квадрат обозначения на место квадрата исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинные направления потока рабочей жидкости укажут проходы рабочей позиции.

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

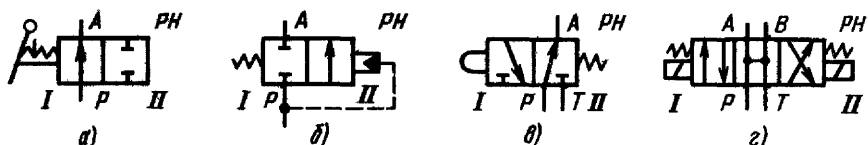


Рис 4.3 Условные графические обозначения направляющих распределителей РН.

а — 2/2 с ручным управлением; *б* — 2/2 с гидравлическим управлением; *в* — 3/2 с управлением от кулачка, *г* — 4/3 с управлением от электромагнитов

Кроме графических обозначений распределителей, установлены также цифровые обозначения в виде дроби: в числителе указывают число внешних линий распределителя, в знаменателе — число рабочих (характерных) позиций. Например, четырехлинейный трехпозиционный распределитель обозначают дробью 4/3.

На рис. 4.3 показаны условные графические обозначения направляющих распределителей.

Запорные элементы (золотник, кран, клапан) в направляющих распределителях всегда занимают крайние позиции по принципу «открыто-закрыто». Поэтому направляющие распределители не изменяют значения давления или расхода рабочей жидкости, проходящей через его рабочие окна.

На рис. 4.4 показана конструкция направляющего золотникового распределителя типа ПГ74-24М [6] с ручным управлением. Распределитель состоит из корпуса 7, цилиндрического золотника 8, рукоятки 4 с осью 3 и пальцем 2, крышек 1 и 9 и уплотнений. В центральной отверстии корпуса 7 выполнены пять кольцевых расточек — полостей *P*, *T1*, *T2*, *A* и *B*, которые присоединены каналами с присоединительными отверстиями. Крайние

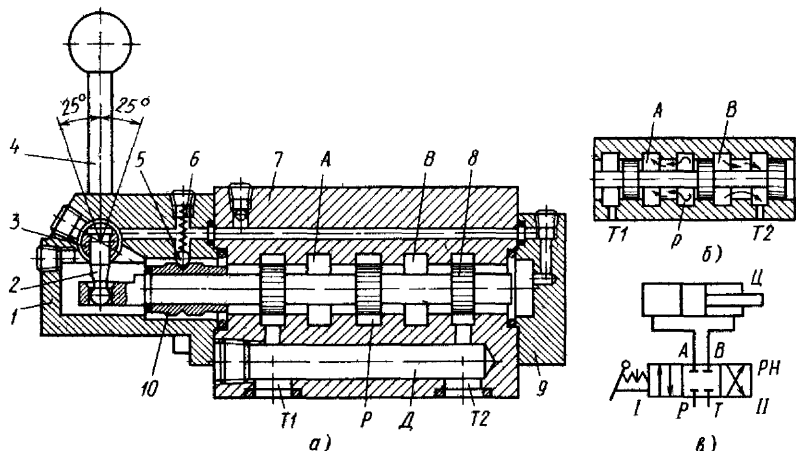


Рис. 4.4. Направляющий золотниковый распределитель 4/3 типа ПГ74-24М с ручным управлением:

а — исходная позиция; *б* — позиция II; *в* — условное обозначение

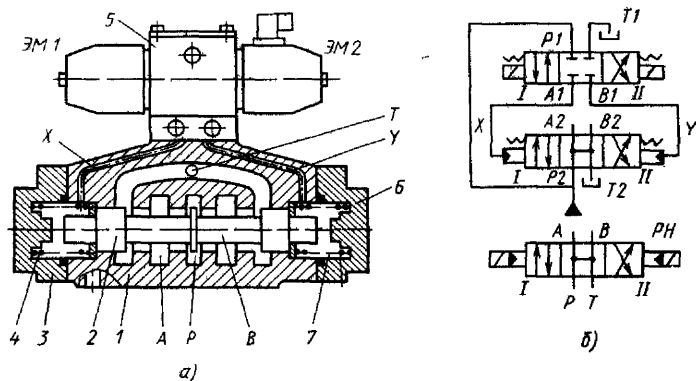


Рис. 4.5. Двухступенчатый направляющий золотниковый распределитель 4/3 типа Р с электрогидравлическим управлением:

а — конструкция; б — условное обозначение

(сливные) кольцевые расточки соединены каналом Д. Золотник 8 имеет три цилиндрических пояска, которые перекрывают соответствующие цилиндрические расточки корпуса. Каналами, выполненными в корпусе 7 и крышках 1 и 9, торцовые полости распределителя соединены с дренажной линией. Шарик 5 с пружиной 6 и втулка 10 предназначены для фиксации золотника в каждой позиции.

Принцип работы распределителя следующий. При положении золотника в исходной (нулевой) позиции все проходы перекрыты. При перемещении золотника, например, в п р а в о в позицию I (рис. 4.4, б, в), напорная полость Р распределителя соединяется с полостью А, и поток жидкости под давлением поступает на выход распределителя, и далее, например, в поршневую полость цилиндра Ц (рис. 4.4, в). При этом в правой части распределителя при помощи золотника полость В соединяется с полостью Т.

При перемещении золотника в позицию II (рис. 4.4, в) поток жидкости изменяется — полость Р (рис. 4.4) соединяется с полостью В, а полость А с полостью Т.

В направляющих распределителях электрическое управление применяется при условных проходах $D_y \leq 10$ мм, так как обычно ограничены тяговое усилие и ход электромагнитов. Направляющие распределители с большими условными проходами выполняют двухступенчатыми с электрогидравлическим управлением (рис. 4.5, а). В состав распределителя типа Р входят два направляющих золотниковых распределителя 3/4: пилот 5 (управляющий распределитель с управлением от двух электромагнитов ЭМ1 и ЭМ2) и основной распределитель с гидравлическим управлением, состоящий из корпуса 1, золотника 2, центрирующих пружин 4

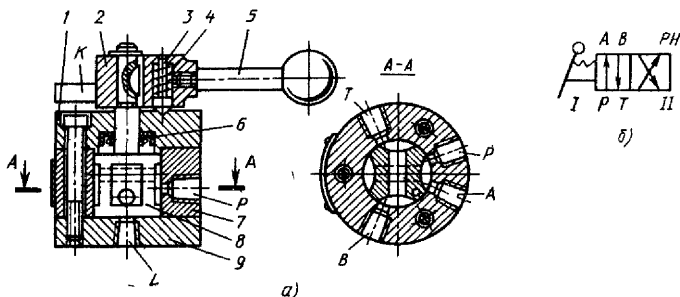


Рис. 4.6. Направляющий крановый распределитель типа Г71-31:
 а — конструкция; б — условное обозначение

и 7, боковых крышек 3 и 6. Корпус 1 имеет присоединительные отверстия P_2 , T_2 , A_2 , B_2 и каналы X и Y (рис. 4.5, б). Торцовые полости распределителя соединены с выходными отверстиями A_1 и B_1 пилота 5 каналами X и Y .

Принцип работы двухступенчатого распределителя следующий. При выключенных электромагнитах пилота 5 золотники обоих распределителей под действием пружин находятся в нулевых позициях. При этом все их проходы перекрыты (рис. 4.5, б). При включении, например, левого электромагнита ЭМ1 пилота 5 его золотник перемещается до упора вправо и занимает позицию I. В результате канал X основного распределителя соединяется с напорной линией, а Y — со сливной. Поэтому на торцах золотника 2 возникает перепад давлений, под действием которого он перемещается вправо и занимает крайнюю позицию I. При этом соединяются отверстия P_2 с A_2 и B_2 с T_2 . При выключении электромагнита ЭМ1 пилота 5 золотник 2 распределителя под действием пружин 4 или 7 возвращается в нулевое положение.

При включении электромагнита ЭМ2 пилота 5 золотник 2 перемещается влево и занимает позицию II; направление потока жидкости через распределитель реверсируется — полость P_2 соединяется с полостью B , а полость A_2 с полостью T_2 .

Для золотниковых распределителей с цилиндрическими золотниками характерно наличие утечек рабочей жидкости через диаметральный зазор между кольцевой расточкой корпуса и поясками золотника.

Крановые распределители применяются при небольших давлениях и расходах. Их запорные элементы выполняются в виде цилиндрического или конического крана. Чаще используют крановые распределители с коническим краном и ручным управлением. При управлении распределителем кран поворачивается относительно своей оси.

На рис. 4.6, а показана конструкция двухпозиционного кранового распределителя Г71-31 с ручным управлением [6], состоящего из корпуса 7, крана 8, крышек 1 и 9, уплотнительной

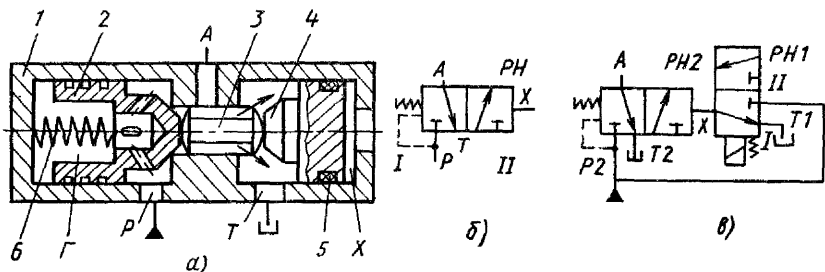


Рис. 4.7. Направляющий клапанный распределитель 3/2:

a — конструкция; *б* — условное обозначение; *в* — то же при подключении к пилоту-распределителю 3/2

манжеты 6, рукоятки 5, фиксатора 3 с пружиной 4, крепежных деталей. Наличие выступа *K* на ступице 2 обеспечивает возможность управления распределителем от кулачка. В корпусе 7 имеются резьбовые отверстия для соединения с напорной (*P*), сливной (*T*) и дренажной линиями (*L*), гидроустройствами (*A* и *B*).

Принцип работы распределителя следующий. При положении крана 8 в позиции *I* (рис. 4.6, б) отверстие *P* соединено с отверстием *A*, а отверстие *B* — с отверстием *T*. Для изменения направления потока рабочей жидкости необходимо повернуть кран 8 на 45° против часовой стрелки. Тогда отверстие *P* соединится с отверстием *B*, а отверстие *A* с отверстием *T* (со сливной линией).

Клапанные распределители по конструкции запорных элементов разделяют на шариковые и конические, по способу управления — на распределители с ручным, электромагнитным и гидравлическим управлением.

На рис. 4.7 показана конструкция клапанного распределителя 3/2 с гидравлическим управлением. В корпусе 1 распределителя размещены два конических клапана 2 и 4 и толкатель 3 с осевыми проточными каналами для прохода рабочей жидкости. Клапан 4 имеет уплотнительное кольцо 5. Клапан 2 прижат к седлу корпуса цилиндрической пружиной 6. В корпусе имеется отверстие *P* для соединения с напорной линией, *T* — со сливной, *A* — для соединения с другим устройством (например, с гидроцилиндром), торцовая полость и полость управления *X* (далее отверстия и отходящие от них линии и полости обозначаются одними и теми же буквами).

Принцип работы распределителя следующий. В исходной позиции *I* (рис. 4.7, б), когда отсутствует гидравлический сигнал управления, линия *A* соединена со сливной линией *T*, а клапан 2 прижат к седлу не только пружиной 6, но и силой давления жидкости, находящейся в полости *Г*. В результате напорная линия *P* перекрыта.

При подводе рабочей жидкости под давлением в полость *X* клапан 4 и толкатель 3 перемещаются под действием силы давле-

ния жидкости влево в рабочую позицию II. Клапан 4 садится на седло и отсекает сливную полость T , а толкатель принудительно открывает клапан 2, соединяя напорную полость P с рабочей полостью A .

Клапанные распределители применяют в быстроразъемных соединениях трубопроводов и рукавов, а также в гидрозамках. По сравнению с золотниковыми они имеют более высокую герметичность из-за наличия элементов седло—клапан.

Основными параметрами направляющих распределителей являются: условный проход, номинальное давление на входе, номинальный и максимальный расходы жидкости, максимальные внутренние утечки и масса (без рабочей жидкости).

4.4. ГИДРОЗАМКИ

Гидрозамком называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для запираания рабочей жидкости в одном направлении и пропускания ее в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия — для пропускания потока в обоих направлениях. Гидрозамки широко применяют в гидроприводах как средство защиты для автоматического запираания рабочей жидкости в полостях гидродвигателей с целью стопорения их выходных звеньев в заданных положениях.

Гидрозамки разделяют по числу запорных элементов на односторонние и двусторонние; по виду управляющего воздействия на гидрозамки с гидравлическим, пневматическим, электромагнитным и механическим управлением. В следящих гидроприводах чаще всего применяют гидрозамки с коническими клапанами и гидравлическим управлением.

На рис. 4.8 показана конструкция одностороннего гидрозамка типа КУ [6] и схема его включения в гидросистему с направляющим распределителем PH и гидроцилиндром $Ц$. Гидрозамок состоит из корпуса 1 (рис. 4.8, а) с крышками 4 и 7; поршня 2 с толкателем 6; конического клапана 3 с пружиной 5 и уплотнений. Поршень 2 жестко соединен с толкателем 6. Правая часть

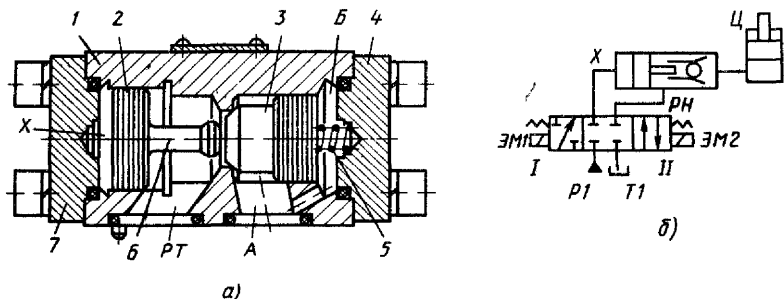


Рис. 4.8. Односторонний гидрозамок типа КУ:
а — конструкция; б — схема включения в гидросистему

клапана 3 выполнена в виде направляющего цилиндра. Клапан 3 поджат к седлу корпуса пружиной 5. Поршень с толкателем находится в левом положении. Корпус 1 имеет следующие полости: *РТ* — для соединения гидрозамка с напорной или сливной линией (например, при помощи распределителя *РН*); *А* — для соединения с гидродвигателем (например, с гидроцилиндром *Ц*); торцовую *Б*, соединенную наклонным каналом с полостью *А*, и полость *Х* гидравлического управления.

Гидрозамок работает аналогично обратному клапану при отсутствии гидравлического воздействия на поршень 2 со стороны полости *Х*. При этом возможны два режима работы поршня: фиксирование и подъем. При режиме фиксирования оба электромагнита (*ЭМ1* и *ЭМ2*) распределителя *РН* (рис. 4.8, б) выключены. Клапан 3 закрыт под действием силы давления жидкости, поступающей в полость *Б* через полость *А*. В результате поршневая полость гидроцилиндра *Ц* оказывается запертой, а его поршень застопорен в заданном положении. При режиме подъема поршня включается электромагнит *ЭМ1*, запорно-регулирующий элемент распределителя *РН* занимает позицию *1*. При этом полость *РТ* гидрозамка соединяется с напорной линией гидросистемы. Клапан 3 под действием силы давления открывается, и рабочая жидкость через его рабочее окно поступает сначала в полость *А* гидрозамка, а затем в поршневую полость цилиндра *Ц*. В результате поршень цилиндра поднимается.

При наличии управляющего воздействия гидрозамок работает аналогично клапанному распределителю с гидравлическим управлением. При этом происходит опускание. Для этого включается электромагнит *ЭМ2*, запорный регулирующий элемент распределителя *РН* занимает позицию *11*. В результате полость *Х* гидрозамка соединяется с напорной линией *Р1* распределителя, а полость *РТ* гидрозамка — со сливной полостью *Т1*. Поршень 2 с толкателем под действием силы давления жидкости, преодолевая усилие пружины 5 и давление жидкости в полости *Б*, перемещается вправо. При этом толкатель поршня 2 открывает клапан 3, обеспечивая пропускание рабочей жидкости в обратном направлении из поршневой полости гидроцилиндра *Ц* в полость *А* гидрозамка через рабочее окно клапана, полость *РТ* и далее на слив. В результате этого поршень гидроцилиндра *Ц* опускается под действием силы тяжести. Для прекращения управляющего воздействия электромагнит *ЭМ2* отключают, и гидрозамок снова работает в режиме фиксирования.

В гидроприводах применяют также двусторонние гидрозамки с двумя запорно-регулирующими элементами [6].

Основными параметрами гидрозамков (ГОСТ 16517—82*) являются: условный проход; номинальное давление; давление открывания; номинальный и максимальный расход жидкости; максимальные внутренние утечки жидкости; масса (без рабочей жидкости).

4.5. КЛАПАНЫ ДАВЛЕНИЯ

Клапаном давления называется регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости.

Клапаны давления разделяют по воздействию потока на запорно-регулирующий элемент — на клапаны прямого и непрямого действия; по назначению — на напорные, редуционные, разности давлений и соотношения давлений.

В клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент.

Клапаны непрямого действия представляют собой совокупность двух клапанов: основного и вспомогательного, причем рабочее проходное сечение основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Напорный клапан предназначен для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. Напорные клапаны разделяют на предохранительные и переливные.

Предохранительные клапаны служат для предохранения гидропривода от давления рабочей жидкости, превышающего установленное. Это клапаны эпизодического действия, т. е. при нормальных нагрузках гидроприводов они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное. Основные технические требования к предохранительным клапанам: высокая герметичность сопряжения седло—клапан и стабильность давления настройки клапана ($\pm 5\%$).

На рис. 4.9 показана конструкция предохранительного клапана прямого действия, который состоит из корпуса 1, кониче-

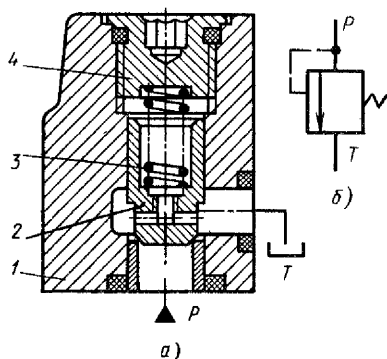


Рис. 4.9. Конический предохранительный клапан прямого действия:

а — конструкция, б — условное обозначение

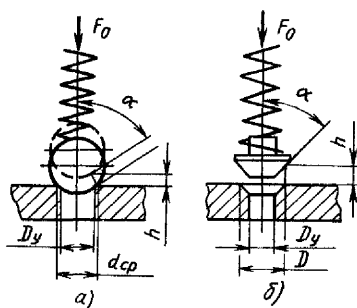


Рис. 4.10. Расчетные схемы предохранительных клапанов с запорно-регулирующим элементом:

а — шариковым; б — коническим

ского клапана 2 (запорно-регулирующего элемента), цилиндрической пружины 3 и пробки 4. В корпусе клапана имеются два отверстия: для подвода и отвода рабочей жидкости.

Принцип работы клапана основан на уравнивании силой F_0 пружины (рис. 4.10), силы давления F_d на запорно-регулирующий элемент, определяемой по формуле (без учета сил трения и инерции)

$$F_d = p\pi D_y^2/4, \quad (4.1)$$

где p — давление в напорной линии; D_y — условный проход.

Давление p_0 , при котором клапан начинает открываться, преодолевая силу пружины, называют давлением открытия. Полное открытие клапана сопровождается его подъемом от седла на высоту

$$h = \frac{Q}{\mu d_{cp} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2\rho_{кл}}}, \quad (4.2)$$

где Q — расход жидкости через открытую щель клапана, м³/с; ρ — плотность жидкости, кг/м³; μ — коэффициент расхода через щель; d_{cp} — средний диаметр щели клапана, м; α — угол конусности клапана ($\alpha = 45^\circ$ для шарикового клапана, $\alpha = 30 \dots 60^\circ$ для конического клапана); $\rho_{кл} = \rho_0 + \Delta p_Q$ — потеря давления в клапанной щели, Па (здесь Δp_Q — изменение давления в линии гидросистемы при пропускании жидкости через клапан с расходом Q).

Изменение давления, Δp_Q объясняется изменением силы пружины при подъеме клапана для пропуска жидкости до значения

$$F_{\tau} = F_0 + kh, \quad (4.3)$$

где k — жесткость пружины.

Значение Δp_Q задают или выбирают по возможности минимальным. При заданном Δp_Q можно определить жесткость пружины

$$k = \Delta p_Q \frac{\pi D_y^2}{4h}. \quad (4.4)$$

При закрытии клапана сила пружины превышает силу давления жидкости на запорно-регулирующий элемент, т. е. $p_{зак}S < F_0$, где S — площадь затвора, на которую действует давление жидкости. Площадь затвора при закрытии клапана равна сумме площадей конического опорного пояска запорно-регулирующего элемента и седла:

$$S = \frac{\pi D_y^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} (D^2 - D_y^2), \quad (4.5)$$

где D — наружный диаметр конического опорного пояска.

Давление закрытия клапана в этом случае

$$p_{зак} = F_0/S. \quad (4.6)$$

Разность между давлениями открытия и закрытия $\Delta p_{гист} = p_0 - p_{зак}$ называют гистерезисом клапана (рис. 4.11). На практике стремятся к минимальному значению гистерезиса, что

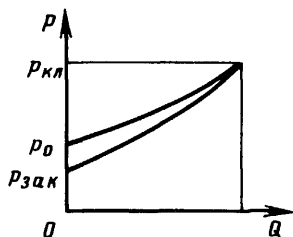


Рис. 4.11. Характеристика предохранительного клапана прямого действия

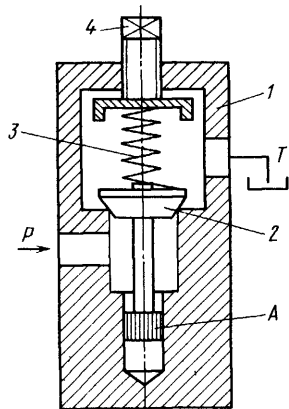


Рис. 4.12. Предохранительный клапан прямого действия с демпфирующим устройством

достигается уменьшением опорного пояска, уменьшением сил трения, которые при проведении выкладок не учитывались. Стабильность работы клапана тем выше, чем меньше значение $\Delta p_{\text{гист}}$. Внутренняя герметичность клапана обеспечивается, если между запорно-регулирующим элементом и седлом под действием силы пружины создается замкнутая линия контакта, а контактное напряжение на опорной поверхности значительно превышает давление жидкости:

$$\sigma = \frac{F_0}{\pi (D^2 - D_y^2)/4} > p_0. \quad (4.7)$$

При открытии клапана часть жидкости из напорной линии сливается в бак. Если причину, вызвавшую повышение давления в напорной линии, не устранить, то клапан останется открытым или будет совершать колебательное движение, а давление будет изменяться в пределах $p_{\text{ккл}} \dots p_{\text{зак}}$. Устойчивость клапана означает отсутствие незатухающих колебаний, приводящих к ударам клапана о седло и его разрушению, а также к значительным колебаниям давления во всей напорной линии. Динамика клапана обуславливается ускорением его подвижных частей в переходном режиме. В момент открытия клапана вследствие инерции его подвижных элементов и трения давление перед ним резко возрастает, а клапан получает импульс силы и открывается с большим ускорением. При этом пружина сжимается, скорость потока в проходных каналах клапана увеличивается, давление резко уменьшается. Это вызывает обратное движение клапана в сторону седла, что в свою очередь приводит к увеличению давления жидкости и новому подъему клапана. Таким образом, цикл повторяется.

Для устранения вибрации применяют демпфирующие устройства, создающие при движении клапана силы сопротивления, которые приблизительно пропорциональны скорости движения запорно-регулирующего элемента.

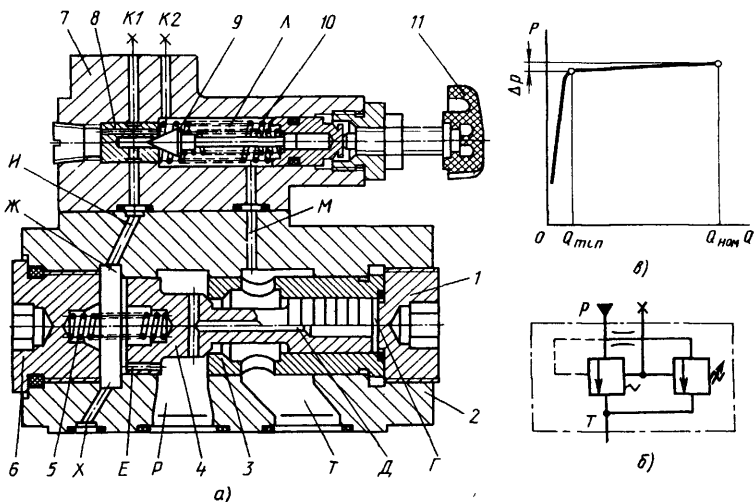


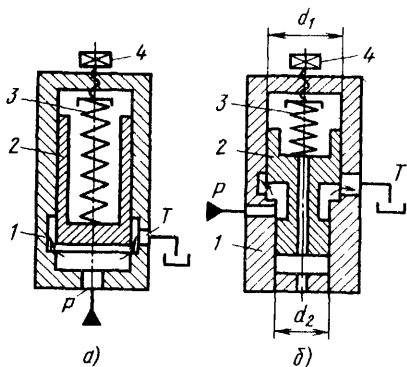
Рис. 4.13. Предохранительный клапан непрямого действия:
 а — конструкция; б — условное обозначение; в — характеристика

На рис. 4.12 показан предохранительный клапан прямого действия с демпфирующим устройством. Особенностью его конструкции является то, что конический клапан 2 имеет хвостовик, заканчивающийся цилиндрическим пояском А; последний перемещается в отверстии корпуса 1. Сила пружины 3 регулируется винтом 4. Принцип работы клапана следующий. При повышении давления сверх допустимого клапан 2 поднимается, и жидкость через его проходное сечение сливается в бак. При перемещении клапана 2 на его пояске возникают демпфирующие силы, обусловленные дросселированием жидкости через кольцевую щель между расточкой корпуса 1 и цилиндрическим пояском А клапана 2, в результате чего обеспечивается работа клапана без вибрации.

На рис. 4.13, а показана конструкция предохранительного клапана непрямого действия [6], состоящего из основного и вспомогательного клапанов. Основной клапан имеет корпус 2, гильзу 3, золотник 4, пружину 5, крышки 1 и 6 и уплотнение. Золотник поджат пружиной 5 к седлу гильзы 3. Корпус 2 имеет полости: напорную Р, сливную Ж, торцовые Г и Ж. Для уменьшения силы пружины 5 полость Ж соединена через малое отверстие (дроссель) Е с полостью Р. Полость Г также соединена с полостью Р при помощи канала Д. Вспомогательный клапан состоит из корпуса 7, седла 8, конического клапана 9, пружины 10, винта 11 и уплотнений. Давление настройки клапана 9 регулируется винтом 11, сжимающим пружину 10. Напорная полость седла 8 соединена с полостью Ж основного клапана каналом И. Полость Л соединена со сливной полостью Т основного клапана каналом М.

Рис. 4.14. Переливные клапаны прямого действия с золотником:

a — обыкновенным; *б* — дифференциальным



Принцип работы клапана следующий. Если давление в полости P не превышает давления настройки, то оба клапана (основной и вспомогательный) закрыты. При этом золотник 4 основного клапана поджат к седлу корпуса 2 под действием суммарной силы $F_{\text{пр}} + F_p$, где $F_{\text{пр}}$ —

сила пружины 5 и F_p — сила давления жидкости в полости $Ж$.

При увеличении давления в полости P сверх давления настройки вспомогательный клапан 9 открывается, и рабочая жидкость из полости $Ж$ поступает через щель клапана в полость $Л$, а из нее по каналу $М$ в сливную полость $Т$. Из-за потери давления в отверстии (дресселе) $Е$ давление в полости $Ж$ уменьшается, и золотник 4 под действием силы давления жидкости в полостях $Г$ и $Ж$ перемещается влево, сжимая пружину 5 и открывая проход рабочей жидкости через основной клапан из полости P .

Клапан имеет каналы $K1$, $K2$ и X , которые при необходимости могут быть соединены с внешними распределителями для его дистанционной разгрузки.

На рис. 4.13, *в* приведена характеристика клапана $p = f(Q)$ — зависимость давления настройки p от расхода рабочей жидкости Q , проходящей через клапан (на рисунке $Q_{\text{мин}}$ и $Q_{\text{ном}}$ — минимальный и номинальный расходы; Δp — изменение давления настройки в диапазоне расхода от $Q_{\text{мин}}$ до $Q_{\text{ном}}$).

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной линии путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

Переливные клапаны отличаются от предохранительных характеристик пружин. Для обеспечения слива рабочей жидкости в большом диапазоне изменения расхода необходимо обеспечить как можно меньшее изменение давления в напорной линии. Для этого используют пружины с возможно меньшей жесткостью.

К герметичности переливных клапанов не предъявляют высоких требований, поэтому их запорно-регулирующие элементы часто выполняют в виде золотников (рис. 4.14). Основными элементами переливного клапана с обыкновенным золотником (рис. 4.14, *a*) являются корпус 1, цилиндрический золотник 2 и пружина 3. Клапан на заданное давление регулируют при помощи регулировочного винта 4. В корпусе имеются два отверстия P и T для подвода и отвода рабочей жидкости. Принцип работы клапана следующий. При подводе к клапану рабочей

жидкости под давлением золотник 2 под действием разности сил давления и пружины перемещается вверх. При этом образуется рабочее проходное сечение (щель) между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса и золотника. Чем больше расход рабочей жидкости, поступающей из напорной линии, тем больше степень открытия клапана. При этом изменение давления в напорной линии пропорционально перемещению запорно-регулирующего элемента и жесткости пружины.

Переливной клапан с дифференциальным золотником (рис. 4.14, б) состоит из аналогичных элементов, но золотник имеет два цилиндрических пояска разных диаметров d_1 и d_2 . Пружина клапана воспринимает давление жидкости, действующее на эффективную площадь, равную разности площадей торцов золотника. Использование в клапане дифференциального золотника, работающего по принципу гидравлического уравнивания, позволяет уменьшить размеры пружины.

Переливные клапаны в гидроприводах с дроссельным управлением подключают к напорным линиям параллельно. В сливных линиях переливные клапаны иногда устанавливают последовательно. В этих случаях они выполняют функцию подпорных клапанов.

К основным параметрам напорных клапанов (ГОСТ 16517—82*) относятся условный проход; номинальное давление; диапазон регулирования давления; максимальные внутренние утечки жидкости (для предохранительных клапанов); масса (без рабочей жидкости); зависимость давления настройки от расхода.

Редукционным называется клапан давления, предназначенный для поддержания давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого, чем давление в подводимом потоке. Редукционные клапаны применяют в гидроприводах, в которых от одного источника питаются несколько потребителей, работающих при разных давлениях.

Клапан (рис. 4.15) состоит из основного и вспомогательного клапанов. Основной клапан содержит корпус 2, гильзу 3, дифференциальный золотник 4, пружину 5, крышки 1 и 6 и уплотнения. В корпусе 2 имеется напорная полость P , полость A редуцированного давления $p_{ред}$ и торцовые полости Γ и $И$. Полость Γ соединена с полостью A каналом $Д$, выполненным внутри золотника 4. Полость $И$ соединена с полостью A малым отверстием (дросселем) $Ж$, а с вспомогательным клапаном — каналом $К$. Основной клапан является нормально открытым, т. е. при его работе всегда образуется дросселирующая щель между рабочими кромками гильзы 3 и золотника 4.

Вспомогательный клапан состоит из корпуса 7, седла 8, конического клапана 9, пружины 10 и уплотнений. Усилие пружины 10 регулируется винтом 11. Вспомогательный клапан выполняет функцию переливного — поддерживает в полости $Н$ постоянное давление путем непрерывного слива жидкости ($Q =$

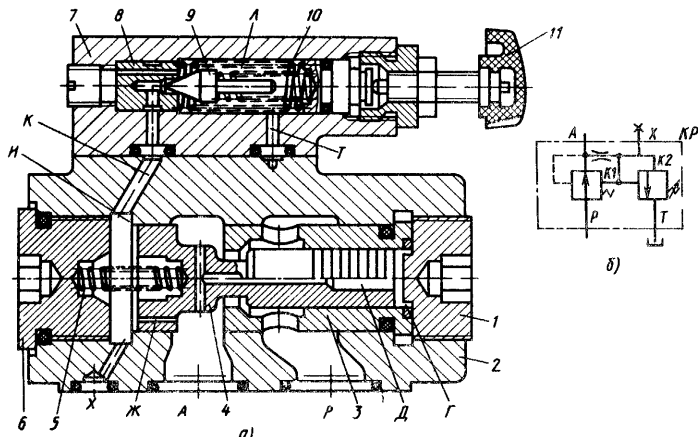


Рис. 4.15. Редукционный клапан непрямого действия:
 а — конструкция; б — условное обозначение

= 1 ... 2 л/мин). Полость *Л* корпуса 7 соединена со сливной линией *Т*.

Принцип работы клапана следующий. Рабочая жидкость под высоким давлением поступает в полость *Р* и через дросселирующую щель попадает в полость *А*. В результате дросселирования через щель давление жидкости понижается до установленного значения.

При увеличении давления $p_{ред}$ выше установленного давление в полости *Г* увеличивается. Под действием перепада давлений на торцовых поверхностях золотник перемещается влево и сжимает пружину 5. Дросселирующая щель при этом уменьшается, а следовательно, уменьшается и $p_{ред}$ до установленного значения. При уменьшении давления $p_{ред}$ по сравнению с установленным значением пружина 5 смещает золотник вправо, уменьшая дросселирование жидкости. В результате этого давление $p_{ред}$ увеличивается до установленного значения.

При необходимости полость *И* через клапан *Х* может быть соединена со сливной линией при помощи внешнего распределителя. При этом давление $p_{ред}$ уменьшается до минимального значения.

Пример. Определить основные размеры конического предохранительного клапана прямого действия со следующими параметрами: давление открытия клапана $p_0 = 16$ МПа, увеличение давления $\Delta p_Q = 0,5$ МПа при пропуске жидкости в количестве $Q = 2$ дм³/с. Рабочая жидкость — минеральное масло; $\rho = 900$ кг/м³.

Условный проход подводящего канала при скорости жидкости в щели $v = 4$ м/с

$$D_y = 1,13 \sqrt{Q/v} = 1,13 \sqrt{2000/400} = 2,52 \text{ см.}$$

Принимаем $D_y = 25$ мм, $\alpha = 45^\circ$.

Средний диаметр $d_{ср} = D_y + 0,5 = 25,5$ мм.

Высота подъема клапана [по формуле (14.2)]

$$h = \frac{Q}{\mu l d_{cp} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_0 + \Delta p_Q)}} = \\ = \frac{2000}{0,61 \pi 2,55 \cdot 0,707} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot 16,5 \cdot 10^6 \cdot 10^4}} = 0,031 \text{ см.}$$

Жесткость пружины

$$k = \frac{\Delta p_Q}{h} \frac{\pi D_y^2}{4} = \frac{0,5 \cdot 100 \pi 6,25}{0,031 \cdot 4} = 8000 \text{ Н/см.}$$

Сила пружины при предварительной деформации

$$F_0 = p_0 \frac{\pi D_y^2}{4} = 16 \cdot 10^2 \frac{\pi 6,25}{4} = 7840 \text{ Н.}$$

Предварительная деформация

$$H_0 = F_0/k = 7840/8000 \approx 1 \text{ см.}$$

Давление закрытия клапана

$$p_{\text{зак}} = \frac{F_0}{\frac{\pi D_y^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} [(D_y + 0,1)^2 - D_y^2]} = \\ = \frac{7840}{\frac{\pi}{4} (2,5^2 + \frac{1}{2} 5,1 \cdot 0,1)} 100 = 15,33 \text{ МПа.}$$

Гистерезис клапана

$$\Delta p_{\text{гист}} = p_0 - p_{\text{зак}} = 16 - 15,33 = 0,67 \text{ МПа.}$$

Площадь опорной фаски

$$S_{\text{оп}} = \frac{\pi}{4} [(D_y + 0,1)^2 - D_y^2] = \frac{\pi}{4} (6,76 - 6,25) = 0,4 \text{ см}^2.$$

Контактное напряжение на опорной фаске

$$\sigma = 1,5 \frac{F_0}{S_{\text{оп}}} = 1,5 \frac{7840}{0,4} = 294 \text{ МПа.}$$

4.6. ГИДРОАППАРАТЫ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ

К гидроаппаратам управления расходом относятся регулируемые дроссели, регуляторы расхода и синхронизаторы расходов.

Дросселем называется гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости. Регулируемые дроссели применяют в гидроприводах для управления скоростью движения выходных звеньев гидродвигателей. Различают дроссели с золотниковыми и крановыми запорно-регулирующими элементами.

В дросселе с золотником (рис. 4.16) рабочее проходное сечение (дросселирующая щель) создается между кромками расточки кор-

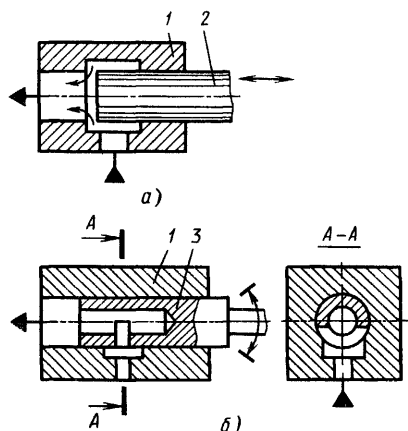


Рис. 4.16. Схемы регулируемых дросселей с запорно-регулирующим элементом:
 а — золотниковым; б — крановым

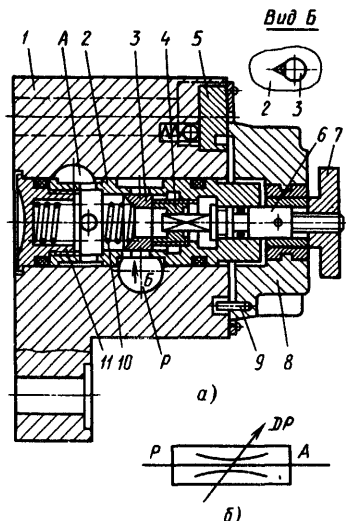


Рис. 4.17. Регулируемый дроссель типа ПГ77-1:
 а — конструкция; б — условное обозначение

пуса 1 и золотника 2. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо переместить золотник в осевом направлении.

В дросселе с крановым запорно-регулирующим элементом (рис. 4.16, б) проходное сечение создается между расточкой корпуса 1 и узкой щелью, выполненной в полем кране 3. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо повернуть кран в ту или иную сторону.

На рис. 4.17 приведена конструкция дросселя типа ПГ77-1 [6], состоящего из корпуса 1, втулки 2, втулки-дросселя 3, винта 4, валика 6, лимба 8, контргайки 7, пробки 11, пружины 10, указателя оборотов 5 и штифта 9.

Принцип работы дросселя следующий. Рабочая жидкость подводится в полость P (подвод), проходит через дросселирующую щель, образованную острыми кромками фасонного отверстия треугольной формы во втулке 2 и торца втулки-дросселя 3 (вид Б), и отводится из полости A (отвод). Расход регулируется путем осевого перемещения втулки-дросселя 3 с помощью винта 4 в одну сторону и пружины 10 — в противоположную. Винт поворачивается от лимба 8 через валик 6. Полному осевому перемещению втулки-дросселя соответствуют четыре оборота лимба. После каждого полного оборота лимб с помощью штифта 9 поворачивает на $1/4$ оборота указатель 5, на торце которого имеются цифры 1 ... 4; самопроизвольный поворот указателя предотвращает шариковый пружинный фиксатор.

Расход ($\text{м}^3/\text{с}$) жидкости через дроссель

$$Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (4.8)$$

где μ — коэффициент расхода ($\mu = 0,6 \dots 0,7$); $S_{\text{др}}$ — площадь рабочего проходного сечения, м^2 ; ρ — плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{см}^3$; Δp — перепад давлений жидкости, МПа.

Из формулы (4.8) видно, что расход жидкости через дроссель при прочих равных условиях зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада давлений. Чем меньше перепад давлений Δp , тем меньше расход $Q_{\text{др}}$, и наоборот. Так как перепад давлений зависит от нагрузки, приложенной к выходному звену гидродвигателя, то при переменной нагрузке нельзя получить с помощью одного только дросселя постоянный расход и, следовательно, стабильную скорость выходного звена гидродвигателя. Поэтому в гидроприводах с дроссельным управлением применяют регуляторы расхода.

Регулятором расхода называется гидроаппарат управления расходом, предназначенный для поддержания заданного значения расхода независимо от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

Конструктивно регуляторы расхода представляют собой блоки, состоящие из регулируемого дросселя и клапана. При помощи дросселя, как правило, управляют расходом рабочей жидкости, а при помощи клапана автоматически обеспечивают постоянный перепад давлений на дросселе. Клапаны, входящие в состав регуляторов расхода, могут быть включены в дросселем как последовательно, так и параллельно.

Регулятор расхода типа МПГ55-2 (рис. 4.18) состоит из корпуса 1, деталей регулируемого дросселя типа ПГ77-1 (втулки 2, втулки-дросселя 3, винта 4, валика 6, лимба 8, контргайки 7, пробки 11, пружины 10, указателя оборотов 5 и штифта 9) и деталей редукционного клапана (втулки 14, золотника 15, пружины 13 и пробок 12) [6].

Принцип работы регулятора расхода следующий. Рабочая жидкость поступает в отверстие P (подвод) и далее через отверстие K во втулке 14, частично перекрытые рабочей кромкой золотника 15, и отверстие $Ж$ в этой же втулке — к дросселирующей щели втулки 2, а затем к отверстию A (отводу). Золотник 15 находится в равновесии под действием усилия пружины 13 и сил давления жидкости в его торцовых полостях E и L , соединенных с полостью H входа в дросселирующую щель, а также от давления в полости D , соединенной с выходом из дросселирующей щели с помощью канала в корпусе (на рисунке показан штриховой линией).

При осевых перемещениях золотника изменяется гидравлическое сопротивление отверстий K , благодаря чему давление p_1 на входе в дросселирующую щель понижается по сравнению с давлением в напорной линии.

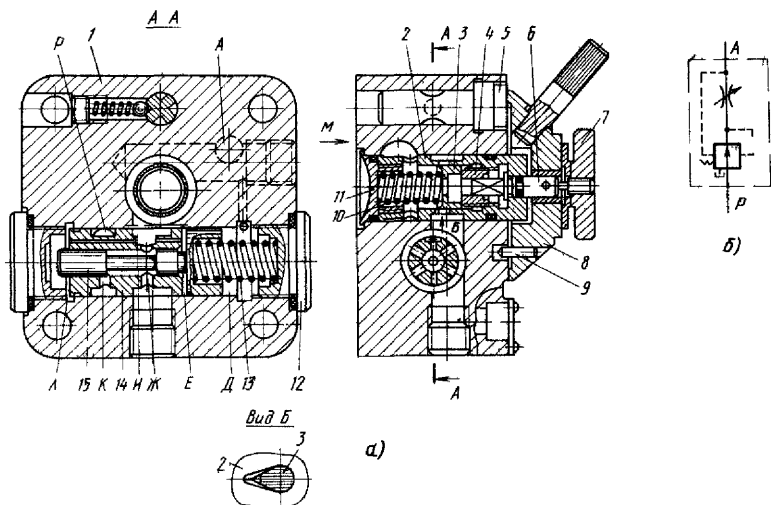


Рис. 4 18. Регулятор расхода типа МПГ55 2-
 а — конструкция, б — условное обозначение

Уравнение равновесия сил, действующих на золотник, в статическом состоянии имеет вид

$$p_1 (F_1 + F_2) = p_2 (F + F_{\text{пр}}),$$

где F_1 , F_1 и F_2 — площади торцовых поверхностей золотника в полостях Д, Е и Л соответственно, p_2 — давление на выходе из дросселирующей щели; $F_{\text{пр}}$ — усилие пружины 13

Учитывая, что $F_1 + F_2 = F$ и $p_1 - p_2 = \Delta p$ (Δp — перепад давлений на дросселирующей щели), получаем $\Delta p = F_{\text{пр}}/F \approx \approx \text{const}$, так как ход золотника 15 мал и изменение $F_{\text{пр}}$ незначительно.

При увеличении Δp золотник смещается вправо, при уменьшении — влево, автоматически стабилизируя перепад $\Delta p = (0,2 \dots 0,25)$ МПа и поддерживая постоянство установленного расхода в широком диапазоне изменений давления в отверстиях Р и А при условии, что разность между этими давлениями не ниже 0,5 МПа. Изменение расхода осуществляется так же, как в дросселях типа ПГ77-1 поворотом лимба 8.

К основным параметрам дросселей и регуляторов расхода (ГОСТ 16517—82*) относятся условный проход; номинальное давление на входе; максимальное давление на выходе; номинальный и максимальный расход жидкости; масса (без рабочей жидкости); зависимость перепада давлений от расхода [$\Delta p = f(Q)$].

Пример. Определить максимальную площадь рабочего проходного сечения дросселя и условный проход подводящего канала при следующих данных: расход $Q = 20$ л/мин, перепад давлений $\Delta p = 20$ МПа, скорость потока жидкости в подводящем канале $v = 4$ м/с. Рабочая жидкость нефтяная, $\mu = 0,61$, $\rho = 900$ кг/м³.

Площадь проходного сечения дросселя

$$S_{др} = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} = \frac{20\,000}{60 \cdot 0,61} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot 20 \cdot 10^8 \cdot 10^4}} = 0,026 \text{ см}^2.$$

Условный проход подводящего канала

$$D_y = 1,13 \sqrt{Q/\nu} = 1,13 \sqrt{\frac{20\,000}{60 \cdot 400}} = 1,02 \text{ см.}$$

Принимаем $D_y = 10$ мм по ГОСТ 16516—80.

Синхронизатором расходов называется гидроаппарат управления расходом, предназначенный для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных каналах. Синхронизаторы расходов в зависимости от места их установки в гидросистемах разделяют на делители и сумматоры потоков.

Делители потока предназначены для разделения одного потока рабочей жидкости на два. Их устанавливают последовательно в напорной линии. Сумматоры потоков устанавливают в гидросистемах для соединения двух потоков рабочей жидкости в один.

По принципу действия синхронизаторы расходов разделяют на объемные (дозирование потоков) и дросселирующие. Наибольшее распространение в гидроприводах получили дросселирующие синхронизаторы, в которых синхронизация расходов происходит вследствие дросселирования потоков рабочей жидкости.

Дросселирующий делитель потока типа КД (рис. 4.19, а) состоит из корпуса 4, делительного золотника 2 со специальными диафрагмами 1, уравнительного золотника 3 и пробок 5 и 6 [6].

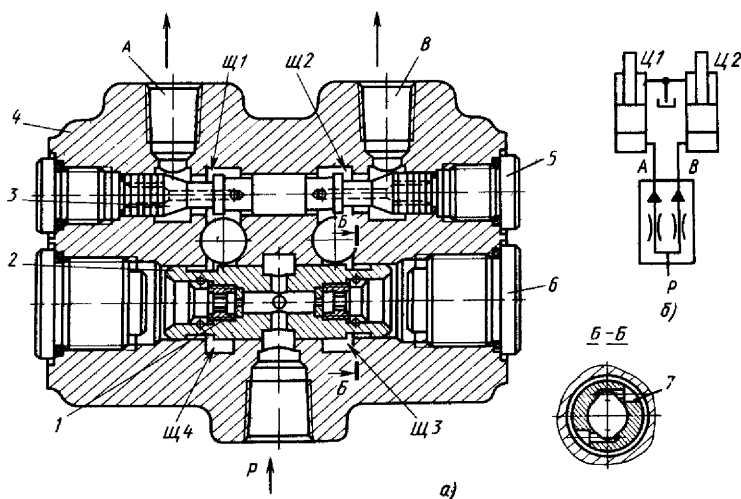


Рис 4.19 Дросселирующий делитель потока типа КД:
а — конструкция, б — условное обозначение

Принцип работы делителя потока следующий. При равном давлении рабочей жидкости в отводящих линиях *A* и *B* золотники 2 и 3 находятся в средних положениях, перепады давлений на диафрагмах одинаковы, и поток рабочей жидкости из подводящего отверстия *P*, разделяясь на две равные части, поступает в отводящие линии *A* и *B*. Если давление в одной из отводящих линий (например, в линии *B*) увеличивается, то возрастает давление и в правой торцовой полости золотника 3. Под действием перепада давлений золотник 3 смещается влево, увеличивая сопротивление дросселирующей щели *Щ1* и уменьшая сопротивление щели *Щ2* до тех пор, пока давления на выходе из диафрагмы 1 не станут опять равными. При этом возможные погрешности деления компенсируются за счет дополнительного осевого смещения золотника 2, имеющего дросселирование потока жидкости в щелях *Щ3* и *Щ4*. Во время работы делителя потока золотник 2 вращается под действием потока жидкости, проходящей через тангенциальные отверстия 7.

На рис. 4.19, б показана схема подключения делителя потока к двум гидроцилиндрам *Ц1* и *Ц2*.

Основными параметрами дросселирующих делителей потока (ГОСТ 16517—82*) являются условный проход; номинальное давление на входе; максимальное давление на выходе; номинальный и максимальный расходы жидкости; погрешность деления расхода; масса (без рабочей жидкости).

4.7. ДРОССЕЛИРУЮЩИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Дросселирующим распределителем называется регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления расходом и направлением потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия. Запорно-регулирующий элемент дросселирующего распределителя может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя дросселирующие щели. Чем больше значение внешнего управляющего сигнала, тем больше площадь рабочего проходного сечения (щель).

Основные правила построения условных графических обозначений направляющих распределителей, изложенные в п. 4.3, распространяются и на дросселирующие распределители. Однако в их условном графическом обозначении имеется отличительная особенность — рядом с обозначением проводятся две дополнительные параллельные линии (над обозначением и под ним), обозначающие как бы бесчисленное множество промежутков позиций запорно-регулирующего элемента (см. рис. 4.20, в).

В гидроприводах с дроссельным управлением применяют дросселирующие золотниковые (с цилиндрическим и реже — с плоским золотником), а также крановые распределители. Дросселирующие распределители с электрическим управлением и условными прохо-

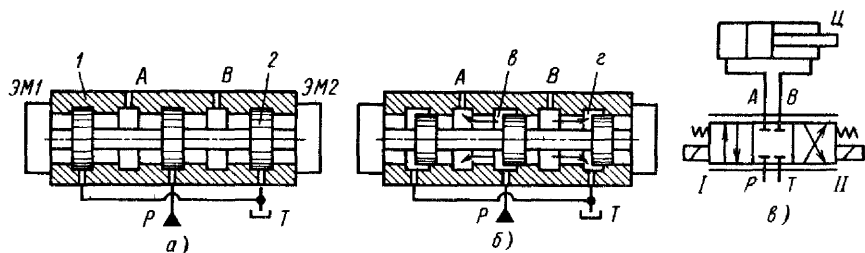


Рис. 4.20. Дросселирующий золотниковый распределитель 4/3 с управлением от электромагнитов.

а — исходная позиция; *б* — позиция I; *в* — условное обозначение

дами $D_y \leq 10$ мм используют как самостоятельные функциональные гидроустройства. Дросселирующие распределители с большим расходом входят в состав двухкаскадных электрогидравлических усилителей (ЭГУ) мощности (см. гл. 6).

На рис. 4.20, *а* показана конструкция дросселирующего золотникового распределителя 4/3 с цилиндрическим золотником 2 и электрическим пропорциональным управлением от двух электромагнитов ЭМ1 и ЭМ2. В корпусе 1 распределителя имеются пять цилиндрических расточек с острыми кромками. Эти расточки внутренними каналами соединены с отверстиями: центральная — с *P*, две крайние — с *T* и две рабочие — с отверстиями *A* и *B*, предназначенными для присоединения распределителя к гидродвигателю, например к гидроцилиндру Ц. Золотник 2 имеет три цилиндрических пояска; он вставлен в центральную расточку корпуса 1 с радиальным зазором 4 ... 10 мкм. Рабочие проходные сечения (дросселирующие щели) в распределителе возникают при осевом перемещении золотника между кромками цилиндрических расточек корпуса 1 и цилиндрических поясков золотника 2. По конструкции распределитель является двухщелевым. Это значит, что при осевом смещении золотника в любую сторону из нулевой позиции создаются две дросселирующие щели, одна на входе (*в*, рис. 4.20, *б*), другая на выходе (*г*).

Принцип работы распределителя следующий. При выключенных электромагнитах золотник распределителя находится в исходной нулевой позиции. При этом все проходы в распределителе перекрыты. При включении одного из электромагнитов, например ЭМ1, золотник перемещается вправо в позицию I (рис. 4.20, *б*, *в*); рабочая жидкость поступает из отверстия *P* в отверстие *A* через дросселирующую щель (*в*) на входе. При этом происходит дросселирование жидкости. От распределителя жидкость поступает, например, в поршневую полость цилиндра Ц; его поршень вместе со штоком перемещается вправо под действием силы давления; жидкость вытесняется из штоковой полости гидроцилиндра Ц, поступает в отверстие *B* распределителя, затем дросселируется через второе рабочее проходное сечение (дросселирующую щель *г*)

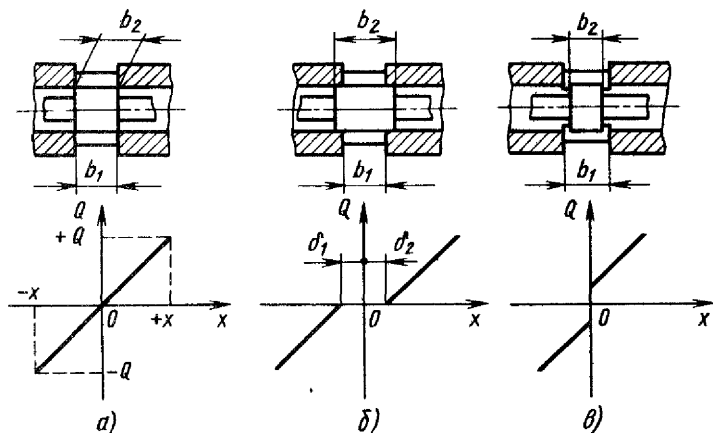


Рис 4.21. Схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях и их статические характеристики:

а, б и в — с нулевым, положительным и отрицательным перекрытием соответственно

на выходе и поступает через отверстие T на слив. После включения электромагнита $\mathcal{ЭМ}$ золотник под действием пружин электромагнитов возвращается в нулевую позицию.

При подаче пропорционального электрического сигнала управления на электромагнит золотник распределителя перемещается влево в рабочую позицию II . При этом рабочая жидкость дросселируется через щели и поступает из отверстия P в отверстие B и из отверстия A через отверстие T на слив. В гидроцилиндре $\mathcal{Ц}$ изменяется направление движения поршня.

Для уменьшения сил трения и устранения облитерации (заращивания) дросселирующих щелей в золотниковых распределителях цилиндрическим золотникам сообщают возвратно-поступательные или поворотные вибрационные колебания небольшой амплитуды ($10 \dots 100$ мкм) и высокой частоты ($f \geq 50$ Гц) при помощи механических вибраторов или электромеханических средств.

На рис. 4.21 показаны схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях. В зависимости от ширины b_2 цилиндрического пояска золотника и ширины b_1 цилиндрической расточки корпуса различают распределители с нулевым ($b_1 = b_2$), положительным ($b_2 > b_1$) и отрицательным ($b_2 < b_1$) перекрытиями. Распределители с положительным перекрытием (рис. 4.21, б) имеют меньшие утечки рабочей жидкости, но большие зоны нечувствительности δ_1 и δ_2 . Распределители с отрицательными перекрытиями (проточные) имеют повышенные утечки рабочей жидкости, но они более чувствительны к входным сигналам.

Расход жидкости через золотниковый распределитель определяют по формуле

$$Q = \mu b n x \sqrt{2\Delta p/\rho}, \quad (4.9)$$

где μ — коэффициент расхода, $\mu = 0,61 \dots 0,65$; b — ширина окна золотника; n — число напорных окон распределителя; x — смещение золотника, м; Δp — перепад давлений в щели распределителя, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Скорость жидкости в каналах распределителя обычно составляет 10 ... 15 м/с.

Основными преимуществами золотниковых распределителей являются их компактность и разгруженность от осевых сил давления рабочей жидкости. Вследствие этого для управления распределителем требуются значительно меньшие усилия, чем для дросселей. При определении необходимого усилия управления распределителем следует, кроме сил инерции и трения, учитывать осевую гидродинамическую силу, возникающую вследствие дросселирования жидкости в окне распределителя и направленную в сторону, противоположную направлению скорости дросселируемого потока жидкости, т. е. гидродинамическая сила стремится сместить золотник к нулевому положению. Гидродинамическую силу (F) в одной щели распределителя определяют по эмпирической формуле [6]

$$F_{гд} = 0,324Q \sqrt{\Delta p}, \quad (4.10)$$

где Q — в л/мин; Δp — в МПа.

Для уменьшения гидродинамической силы проводят различные конструктивные мероприятия (профилирование каналов золотников и втулок и т. п.).

Распределители с плоскими золотниками отличаются от распределителей с цилиндрическими золотниками простотой изготовления (доступность обработки и контроля плоских поверхностей) и повышенной надежностью из-за наличия гарантированного зазора между плоским золотником и основаниями. На рис. 4.22, а

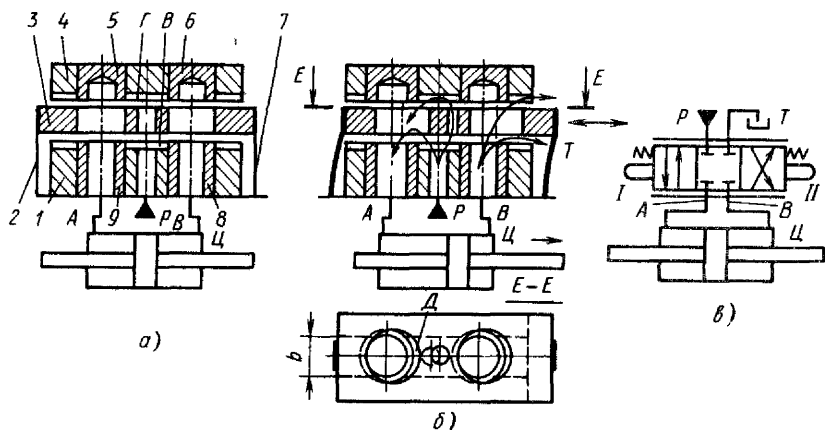


Рис. 4.22. Дросселирующий распределитель 4/3 с плоским золотником и гидравлической разгрузкой:

а — нейтральное положение золотника; б — золотник смещен вправо, в — условное обозначение

показана конструкция дросселирующего распределителя в плоском золотнике и гидравлической разгрузкой. Плоский золотник 3 распределителя закреплен на двух плоских пружинах 2 и 7 и расположен между двумя неподвижными основаниями 1 и 4. Золотник выполнен в виде пластины, в которой имеются два рабочих цилиндрических отверстия и одно центральное отверстие. В основания 1 и 4 запрессованы четыре дросселирующие втулки 5, 6, 8 и 9. В основаниях на сторонах, обращенных к золотнику, профрезерованы пазы для слива рабочей жидкости. Участки пазов, расположенные между втулками, образуют нижнюю В и верхнюю Г напорные полости.

Рабочие проходные сечения (рис. 4.20, б) в распределителе образуются острыми кромками рабочих цилиндрических отверстий золотника и острыми кромками дросселирующих втулок. Рассматриваемый распределитель является четырехщелевым. Принцип его работы следующий. При соединении полости В с напорной линией гидросистемы в исходной позиции (рис. 4.20, а) рабочая жидкость под давлением через центральное отверстие золотника попадает в полость Г. Благодаря наличию двух полостей В и Г на золотник действуют одновременно две силы давления: одна снизу вверх, а другая сверху вниз. В результате плоский золотник 3 от гидравлических сил разгружен. При расположении золотника в исходной позиции все проходы закрыты.

При смещении золотника, например, вправо (позиция Г) (рис. 4.22, б) образуются рабочие проходные сечения (дросселирующие щели). Через две левые дросселирующие щели (снизу и сверху) рабочая жидкость под давлением подводится в полость А цилиндра. Поршень цилиндра под действием силы давления перемещается вправо и вытесняет рабочую жидкость из полости Б, которая поступает во втулки 8 и 6 и далее через две правые дросселирующие щели (снизу и сверху) сливается в корпус распределителя.

На рис. 4.23 показана схема кранового распределителя 4/3 с плоским краном 2, расположенным между двумя неподвижными основаниями 1 и 3. Кран поворачивается вокруг оси 4. Напорная полость Р образована пазом между двумя втулками 5 и 6, которые запрессованы в нижнее основание 1. Такая же напорная полость имеется в верхнем основании 3. Напорная полость В соединяется с напорной линией гидросистемы. В напорную полость верхнего основания рабочая жидкость подводится через отверстие Д плоского крана. В нижнем и верхнем отверстиях имеются сливные цилиндрические пазы Т.

Плоский кран установлен в корпусе с гарантированным зазором, обеспечиваемым втулкой 5 между основаниями 1 и 3. Рассматриваемый распределитель четырехщелевой.

Принцип работы распределителя следующий. При положении плоского крана в исходной (нулевой) позиции все проходы перекрыты. При повороте крана 2 на некоторый угол создаются дрос-

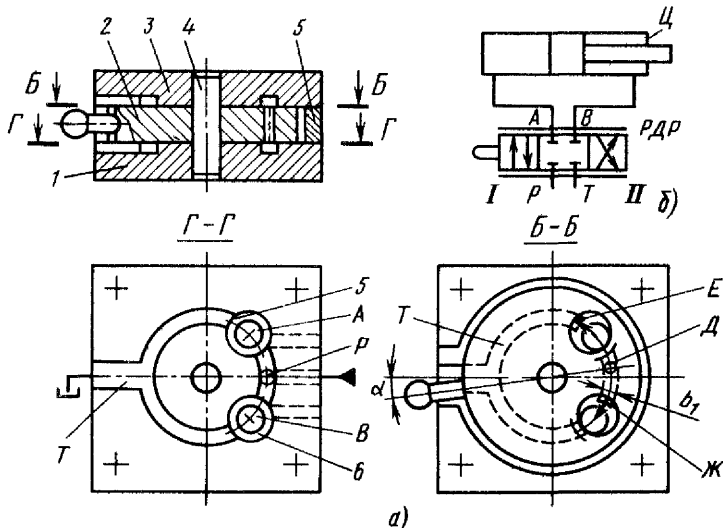


Рис. 4.23 Дросселирующий распределитель 4/3 с плоским краном:
 а — конструкция, б — условное обозначение

селирующие щели — две на входе и две на выходе. Через дросселирующую щель Ж рабочая жидкость из напорной полости Р поступает во втулку б, далее через отверстие А в поршневую полость цилиндра Ц (рис. 4.23, б). Рабочая жидкость, вытесняемая из штоковой полости цилиндра, поступает через отверстие В во втулку 5 и далее через рабочее проходное сечение Е по пазу Т сливается в бак. При работе распределителя снизу и сверху действуют одинаковые силы давления.

Пример. Определить основные размеры цилиндрического золотника распределителя 4/3. Номинальное давление на входе $p_{ном} = 20$ МПа, перепад давлений на золотнике $\Delta p = 18$ МПа, расход через распределитель $Q = 60$ л/мин. Рабочая жидкость — нефтяная.

Перепад давлений на одной щели золотника

$$\Delta p_{зол} = (p_{ном} - \Delta p) / 2 = (20 - 18) / 2 = 1 \text{ МПа.}$$

Расход через распределитель $Q = 60 \cdot 10^3 / 60 = 1000 \text{ см}^3/\text{с}$

Приняв, что щель образуется двумя окнами ($n = 2$) шириной $b = d_{зол} / 2$ при ходе золотника $x = 1,4$ мм, определяем диаметр золотника по формуле (4.19):

$$Q = \mu b n x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu \frac{1}{2} d_{зол} n x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p};$$

$$d_{зол} = \frac{2Q}{\mu n x} \sqrt{\frac{\rho}{2 \Delta p}} = \frac{2 \cdot 1000}{0,61 \cdot 2 \cdot 0,14 \cdot 100} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot 1,0 \cdot 10^6}} = 2,5 \text{ см}$$

Диаметр золотника $d_{зол} = 25$ мм.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под номинальным расходом жидкости гидроаппарата?
2. Приведите примеры применения обратных клапанов в гидроприводах.
3. Чем отличается принцип работы клапана от принципа работы клапанного распределителя?
4. В каких случаях применяются двухступенчатые направляющие распределители с электрогидравлическим управлением?
5. Перечислите режимы работы одностороннего гидрозамка применительно к гидроцилиндру.
6. Какой клапан называется клапаном непрямого действия?
7. Назовите две разновидности напорных клапанов в зависимости от их назначения.
8. С какой целью в гидроприводах применяются регуляторы расхода вместо дросселей?
9. Чем отличается принцип работы дросселирующего распределителя от принципа работы направляющего распределителя?
10. Почему реверсирующий дросселирующий распределитель 4/3 может быть назван двухщелевым? Где расположены эти щели в распределителе?

5.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ФИЛЬТРЫ И СЕПАРАТОРЫ

Фильтры. Гидравлическим фильтром называется гидрорезервуар, предназначенный для очистки рабочей жидкости методом фильтрования. В основе метода фильтрования лежит процесс, при котором жидкость преднамеренно пропускают через фильтрующую перегородку (сетку, пакет с щелями, пористую среду). При этом взвешенные частицы загрязнения задерживаются фильтрующей перегородкой. Основными составными частями фильтра являются корпус и фильтрующий элемент (в дальнейшем — фильтроэлемент). В зависимости от конструкции фильтрующих перегородок фильтры разделяют на щелевые, сетчатые и пористые.

Основными параметрами фильтров являются номинальные тонкость фильтрации δ (мкм), давление $p_{\text{ном}}$ и расход $Q_{\text{ном}}$ жидкости; условный проход D_y ; допустимый перепад давлений на фильтроэлементе Δp ; ресурс работы фильтроэлемента.

Под *номинальной тонкостью фильтрации* понимают минимальный размер частиц, задерживаемых фильтроэлементом, число которых составляет не менее 90 % от числа частиц загрязнителя такого же размера, находящегося в неотфильтрованной жидкости. Установлен ряд номинальных тонкостей фильтрации: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63 и 80 мкм (ГОСТ 14066—68). В зависимости от номинальной тонкости фильтрации δ можно условно выделить фильтры грубой (свыше 15 мкм), нормальной (до 10 мкм), тонкой (до 1 мкм) очистки.

Под *номинальным расходом фильтра* понимают расход жидкости, проходящей через фильтр с чистым фильтроэлементом при определенной вязкости и заданном перепаде давлений на фильтре. Графическую зависимость перепада давлений от расхода жидкости, проходящей через фильтр, $\Delta p = f(Q)$ называют гидравлической характеристикой фильтра (рис. 5.1). Перепад давлений на фильтроэлементе зависит от степени загрязненности фильтрующей перегородки во время работы фильтра. Чем больше фильтр находится в работе, тем больше он засоряется. При этом перепад давлений на фильтроэлементе увеличивается $\Delta p = f(T)$ (здесь T — время).

Фильтровальный материал должен обеспечивать необходимую тонкость фильтрации, быть достаточно термостойким, прочным

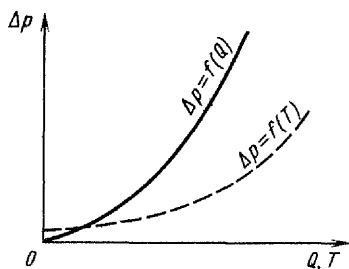


Рис. 5.1. Гидравлическая характеристика фильтра

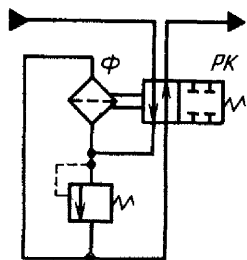


Рис. 5.2. Схема фильтра с отсечным клапаным распределителем

и не выделять в поток фильтруемой рабочей жидкости никаких компонентов (волокон, частиц порошка и т. п.). Наличие в фильтровальном материале сквозных каналов, пустот и других дефектов, нарушающих его фильтрующие свойства, не допускается. Фильтровальный материал должен быть совместим с рабочей жидкостью, например, картон и прочие подобные материалы не должны разбухать, а металлические материалы должны иметь противокоррозионные покрытия. Фильтроэлементы должны быть прочными и выдерживать без разрушения пробный перепад давлений, превышающий предельный перепад давления менее чем в 1,5 раза. Прочность фильтроэлементов повышают при помощи опорных и защитных элементов в виде, например, цилиндрических пружин. Корпус фильтра должен быть прочным и выдерживать без разрушения пробное (испытательное) давление, равное 1,25 максимального.

На корпусе фильтра должно быть указано направление потока рабочей жидкости, так как через фильтр обратного направления потока жидкости не допускается. В корпусе отстойного фильтра для удаления осадка устанавливают пробку. В фильтрах, в которых не предусмотрена замена фильтроэлементов (например, щелевых), необходимы устройства для ручной или автоматической очистки последних. Для предохранения фильтроэлементов от разрушения в отдельных случаях применяют фильтры со встроенными перепускными клапанами (см. рис. 5.6), которые при превышении допустимого перепада давлений пропускают неотфильтрованную жидкость в гидросистему в обход фильтроэлемента.

Конструкция фильтра должна обеспечивать легкую замену фильтроэлементов при минимальной утечке рабочей жидкости. С этой целью в отдельных случаях применяют фильтры со встроенными отсечными клапаным распределителями (рис. 5.2). При удалении фильтроэлемента из корпуса фильтра клапан распределителя РК под действием пружины перекрывает внешние гидролинии. В момент установки фильтроэлемента в корпус фильтра под действием внешнего усилия пружина сжимается, и клапаный распределитель открывает внешние линии. В отдельных случаях

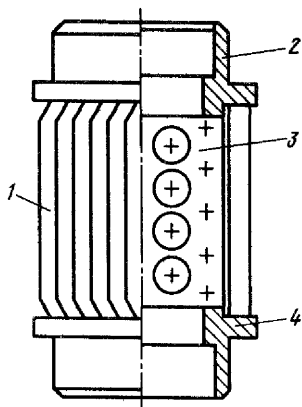


Рис. 5.3. Цилиндрический сетчатый фильтроэлемент

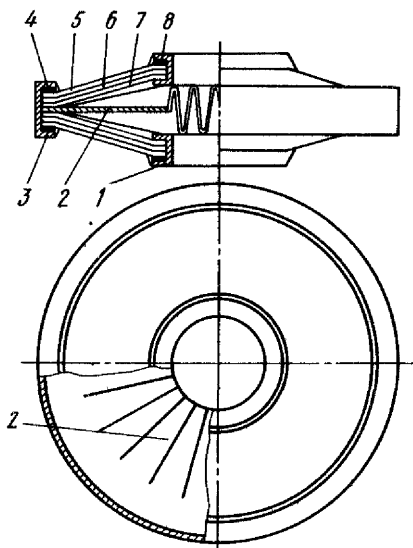


Рис. 5.4. Дисковый сетчатый фильтроэлемент

в корпус фильтра могут быть встроены индикаторы загрязненности (см. рис. 5.6).

Фильтры, в которых жидкость очищается при прохождении через щели в фильтрующем пакете, называют *щелевыми*. В зависимости от конструкции фильтроэлемента или пакета щелевые фильтры разделяют на пластинчатые ($\delta = 80 \dots 120$ мкм) и проволочные ($\delta = 40 \dots 100$ мкм).

Фильтры, в которых жидкость очищается при прохождении через ячейки сетки фильтроэлемента, называют *сетчатыми*. В качестве фильтровального материала в сетчатых фильтроэлементах наибольшее распространение получили металлические (никелевые) сетки квадратного и саржевого плетений. На рис. 5.3 показана конструкция цилиндрического сетчатого фильтроэлемента, состоящего из перфорированного металлического каркаса 3, сетчатой гофрированной перегородки 1 и присоединительных шайб 2 и 4.

На рис. 5.4 показан дисковый сетчатый фильтроэлемент, изготовленный из набора фильтрующих колец и фигурного диска. Фильтрующие кольца 5 и 6 устанавливают на опорный подслоу 7, изготовленный из коррозионно-стойкой сетки, и на фигурный диск 2. Кольца 5, 6 и подслоу прочно соединяют внутренней обоймой 1. Наружная обойма 3 соединяет верхние и нижние кольца и фигурный диск. Для герметизации в обоймах установлены уплотнения 4 и 8. Рабочая жидкость через фильтрующие кольца 5 и 6 проходит к фигурному диску. Частицы загрязнения оседают на

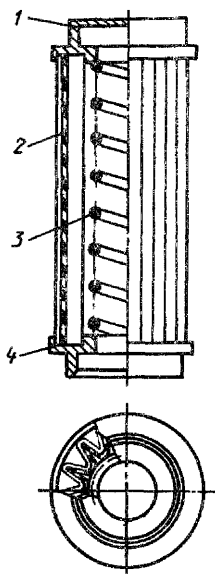


Рис. 5.5. Цилиндрический бумажный фильтроэлемент

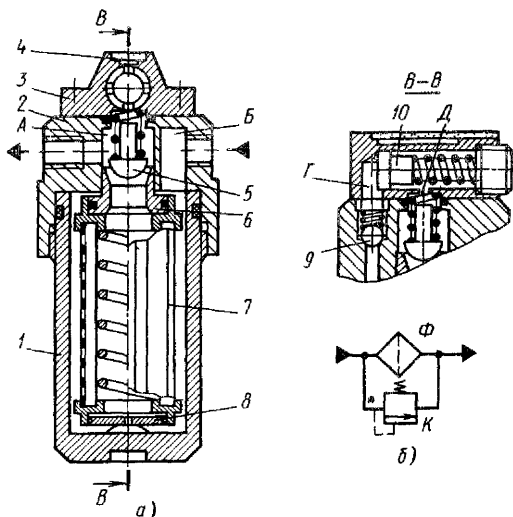


Рис. 5.6. Фильтр типа ΦП7:
а — конструкция; б — условное обозначение

наружной поверхности кольца 5. Фигурный диск выполняет роль каркаса фильтрующих колец и опорных слоев. Диски устанавливаются на трубчатый стержень, и очищенная жидкость по внутреннему каналу поступает в гидрелинию.

Фильтры, в которых жидкость очищается при прохождении через поры фильтроэлемента, называют *пористыми*. Пористые фильтры разделяют на поверхностные (в них частицы задерживаются на поверхности фильтроэлемента) и глубинные (частицы задерживаются в капиллярах материала). В первых в качестве фильтровального материала применяют бумагу, картон, режесу ткань, во вторых — пористый порошок материал (в виде ленты или корпусов) и пористую пластмассу.

Цилиндрический бумажный фильтроэлемент (рис. 5.5), состоит из гофрированной бумажной фильтровальной перегородки 2 с сетчатым подслоем, шайб 1 и 4, прикрепленных к торцам перегородки, и проволочного каркаса 3, выполненного в виде винтовой пружины. Номинальная точность фильтрации таких фильтроэлементов $\delta = 6$ мкм.

Бумажные фильтроэлементы получили широкое распространение (низкая стоимость по сравнению со стоимостью других элементов). К их недостаткам относится невысокая прочность бумажного фильтровального материала и возможность его разбухания. Указанные недостатки частично устраняются при пропитке бумаги спиртовым раствором бакелитового лака.

Металлопорошковые фильтроэлементы изготовляют спеканием металлических порошков под давлением. Металлопорошковые фильтроэлементы обладают по сравнению с бумажными фильтроэлементами повышенной (в 3 ... 5 раз) грязеемкостью, но имеют меньшую удельную пропускную способность, что требует увеличения эффективной поверхности фильтроэлемента. Пористый порошковый материал допускает механическую обработку, сварку, поэтому из него можно получать фильтроэлементы любой формы. Прокаткой порошкового материала можно получить фильтроэлемент с меньшими размерами фильтрующих пор. Площадь рабочей (эффективной) поверхности фильтроэлемента S (м^2) рассчитывают по формуле

$$S = \frac{Q\mu}{q\Delta p k}, \quad (5.1)$$

где Q — расход жидкости через чистый фильтроэлемент, $\text{м}^3/\text{с}$; Δp — перепад давлений на фильтроэлементе, Па; μ — динамическая вязкость жидкости, Па·с; k — коэффициент засоряемости, принимаемый равным 0,5—0,75, q — удельный расход жидкости через фильтроэлемент, м.

Под удельным расходом жидкости через фильтроэлемент понимается расход жидкости через единицу площади чистого фильтроэлемента при перепаде давлений $\Delta p = 1$ Па, динамической вязкости $\mu = 1$ Па·с и коэффициенте засоряемости, равным 1. Удельный расход жидкости определяют экспериментально для каждого вида фильтровального материала при различных перепадах давлений и строят диаграммы зависимости $q = f(\Delta p)$. Лучшими гидравлическими свойствами обладают фильтровальные материалы, у которых значительное увеличение скорости фильтрации не связано с резким возрастанием перепада давлений.

На рис. 5.6, а показана конструкция фильтра ФП17, состоящего из стакана 1, корпуса 2 и крышки 3. Корпус имеет входное и выходное отверстия. В стакане размещен фильтроэлемент 7 с заглушками 6 и 8. В крышку фильтра вмонтированы обратный 5 и переливной 9 клапаны. В крышке также находится индикаторное устройство, предназначенное для сигнализации о засорении фильтроэлемента; оно состоит из магнита—золотника 10, пружины, стрелки и стекла 4. Герметичность соединения в фильтре обеспечивается с помощью уплотнительных колец.

Принцип работы фильтра следующий. При включении гидросистемы рабочая жидкость проходит через канал Б в корпус фильтра. Пройдя через фильтроэлемент, поток очищенной рабочей жидкости поступает в выходное отверстие через канал А, предварительно открыв обратный клапан. При увеличении перепада давлений на фильтроэлементе вследствие его засорения открывается переливной клапан 9, и часть общего потока рабочей жидкости, минуя фильтроэлемент, поступает в канал Г, перемещает вправо магнит — золотник 10 индикаторного устройства 4 и через отверстие Д и канал А идет на выход.

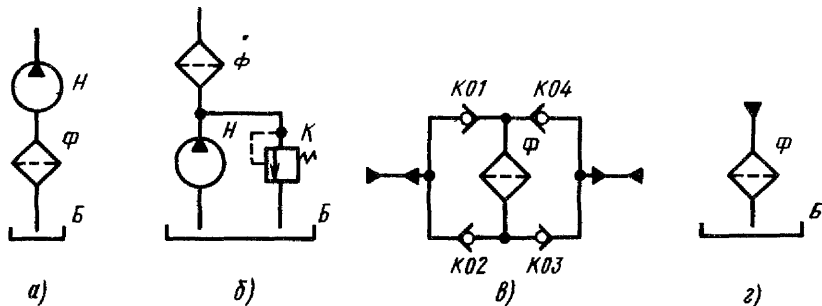


Рис. 5.7. Варианты установки фильтров в гидрولىниях:
 а — всасывающий; б — напорный; в — в линии с реверсивным потоком; г — сливной

В фильтре тонкой очистки ФП17 установлен фильтроэлемент из специальной бумаги (картона), обеспечивающий номинальную тонкость фильтрации 5 ... 25 мкм. Фильтр ФС7 с фильтроэлементом из металлической сетки обеспечивает номинальную тонкость фильтрации 40 ... 80 мкм.

При выборе типа фильтра учитывают заданный расход жидкости, требуемую номинальную тонкость фильтрации, давление рабочей жидкости и место установки фильтра в гидросистеме.

Варианты установки фильтров в гидрولىниях показаны на рис. 5.7. Для фильтра Ф, включенного во всасывающую линию насоса Н (рис. 5.7, а), характерна работа при минимальном давлении рабочей жидкости. Однако по мере загрязнения фильтра увеличивается сопротивление во всасывающей линии и ухудшается кавитационная характеристика самовсасывающего насоса. Обычно в этих условиях устанавливают фильтры грубой очистки с малым перепадом давлений, большим расходом жидкости и с индикатором загрязненности.

Для фильтра Ф, включенного в напорную линию после насоса Н (рис. 5.7, б), характерна работа при максимальном давлении рабочей жидкости. В связи с этим ужесточаются требования к прочностным характеристикам корпуса фильтра и увеличивается его масса.

На рис. 5.7, в показана схема установки фильтра Ф в линию с реверсивным потоком жидкости. Обратные клапаны К01 ... К04 обеспечивают постоянное направление потока рабочей жидкости через фильтр независимо от направления потока рабочей жидкости в гидрولىнии.

Установка фильтра Ф в сливной линии (рис. 5.7, г) имеет существенное преимущество, так как в этом случае фильтр не подвержен большому давлению жидкости. Однако эта схема не лишена недостатка: по мере загрязнения фильтра возникает подпор жидкости в сливной линии.

Эффективным вариантом является установка фильтра Ф в напорную линию вспомогательного насоса Н2 (см. рис. 7.12), кото-

рый осуществляет подпитку гидросистемы с замкнутым потоком. В данной схеме корпус фильтра находится под небольшим давлением жидкости 0,4 ... 1 МПа, и расход рассчитывают исходя из максимальной подачи вспомогательного насоса, а не основного насоса $H1$. В электрогидравлических следящих системах фильтры тонкой очистки часто размещают непосредственно перед дросселирующими гидроаппаратами.

Сепараторы. Сепараторы — устройства, предназначенные для разделения жидких неоднородных смесей под действием различных внешних силовых полей. В объемных гидроприводах применяют центробежные, магнитные сепараторы и отстойники.

В *центробежных* сепараторах (центрифугах) рабочая жидкость очищается под действием центробежных сил

$$F_{ц} = m\omega^2 r, \quad (5.2)$$

где m — масса частицы; ω — угловая скорость частицы; r — радиус окружности расположения масс частицы от оси вращения.

К основным параметрам центробежных сепараторов относятся: номинальная производительность; давление жидкости; частота вращения ротора и номинальная тонкость фильтрации. Для центробежных сепараторов с приводящими двигателями максимальная частота вращения ротора составляет 500 ... 1000 об/мин, с гидроактивным приводом 5000 ... 8000 об/мин, а номинальная тонкость фильтрации 10 ... 30 мкм.

В *магнитных* сепараторах рабочая жидкость очищается под действием сил магнитного поля. Магнитные сепараторы в виде постоянных магнитов монтируют в ввертные пробки, которые устанавливают в корпусе гидробаков. Магнитные сепараторы входят также в состав фильтров [6].

5.2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ГИДРОПРИВОДОВ

Теплообменные аппараты — устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости гидропривода. По назначению их разделяют на охладители и нагреватели жидкости. В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, так как при нагреве ухудшаются ее характеристики, что приводит к снижению рабочих и эксплуатационных характеристик гидроприводов. В зависимости от вида хладагента охладители гидроприводов разделяют на воздушные и водяные. Условные графические изображения теплообменных аппаратов в схемах устанавливает ГОСТ 2.793—79.

Водяной охладитель (рис. 5.8) состоит из корпуса 2, теплообменной трубы 3, выполненной в виде змеевика, перегородок 4, приваренных к корпусу для лучшей теплоотдачи. Отверстие 1 предназначено для подвода рабочей жидкости к теплообменной трубе, отверстие 6 — для подвода воды в межтрубное пространство A в корпусе охладителя, отверстия 5 и 7 — для отвода ра-

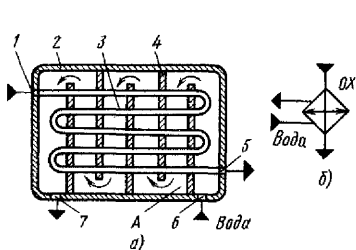


Рис. 5.8 Водяной охладитель:
а — конструкция, б — условное обозначение

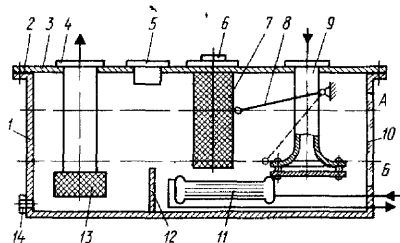


Рис 5.9. Гидробак, предназначенный для работы под атмосферным давлением

бочей жидкости и воды соответственно. Водяные охладители применяют в стационарных гидроприводах и испытательных стендах.

В *воздушном охладителе* рабочая жидкость, проходящая через радиатор, охлаждается потоком воздуха, который создается вентилятором (см. рис. 6.12).

Нагреватели применяют в гидроприводах для обеспечения их пуска в условиях низких температур рабочей жидкости.

5.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ БАКИ

Гидробаком называется гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Гидробаки должны также обеспечивать охлаждение рабочей жидкости, удаление из нее пузырьков воздуха, осаждение загрязнений и температурную компенсацию изменения объема рабочей жидкости. Различают гидробаки, предназначенные для работы под атмосферным и под избыточным давлением. Общие технические требования к гидробакам устанавливает ГОСТ 16770—86; условные графические обозначения гидробаков в схемах приведены в ГОСТ 2.780—68*.

Гидробак, предназначенный для работы под атмосферным давлением (рис. 5.9), состоит из корпуса 1, крышки 3 и уплотнительной прокладки 2. Между ними в крышке установлен сапун 5 — устройство для сообщения внутренней полости бака с атмосферой. В состав сапуна входят пневмоклапан и воздушный фильтр. Заливная горловина 6 с фильтром 7 предназначена для заполнения бака рабочей жидкостью. Для слива рабочей жидкости из бака с полным опорожнением и удобства его промывки в самом низком месте корпуса расположена сливная пробка 14. Пробка выполнена в виде магнитного уловителя.

Для улучшения отстоя жидкости корпус 1 разделен на отсеки перегородками 12. Всасывающий 4 и сливной 9 патрубки расположены в крышке на максимальном расстоянии друг от друга в разных отсеках корпуса, что также улучшает условия отстоя жидкости в баке. В начале всасывающего патрубка 4 установлен

сетчатый фильтр 13 грубой очистки. Сливной патрубков оканчивается закрытым диффузором. Радиус диффузора и высоту щели выбирают из условия обеспечения минимальной скорости жидкости ($v = 0,03$ м/с) на входе в бак, при которой визуально не наблюдается выделение мелких пузырьков газа. Для контроля уровня жидкости в корпусе имеется смотровое окно 10, выполненное из прозрачного стекла. С этой же целью внутри бака установлено поплавковое реле 8 уровня жидкости, предназначенное для подачи сигнала при достижении заданного наименьшего уровня B жидкости. В корпусе бака размещен водяной охладитель 11, теплообменная труба которого выполнена в виде змеевика (см. рис. 5.8).

Преимуществами бака, предназначенного для работы под атмосферным давлением, являются хорошие условия для естественного охлаждения и отстоя жидкости. Однако рабочая жидкость при соприкосновении с воздухом быстрее окисляется и засоряется. Основным параметром бака, предназначенного для работы под атмосферным давлением, является номинальная вместимость V (дм³).

Номинальная вместимость бака, показанного на рис. 5.9, равна наибольшему эксплуатационному объему рабочей жидкости, заключенному между максимальным A и минимальным B уровнями жидкости, зависит от вида гидропривода, условий эксплуатации и определяется расчетным путем, исходя из теплового баланса гидропривода. При приближенных расчетах стационарных гидроприводов с разомкнутым потоком номинальную вместимость (л) гидробака вычисляют по эмпирической формуле

$$V = (2 \dots 3) Q,$$

где Q — подача насоса, л/мин.

5.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АККУМУЛЯТОРЫ

Гидроаккумулятором называется гидроемкость, предназначенная для аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Аккумуляция энергии происходит во время зарядки аккумулятора, а возврат энергии — во время его разрядки. В зависимости от способа накопления энергии гидроаккумуляторы разделяют на пружинные, с упругим корпусом и пневмогидравлические.

В пружинных гидроаккумуляторах аккумуляция и возврат энергии жидкости происходят за счет упругой деформации пружины, в гидроаккумуляторах с упругим корпусом — за счет упругой деформации корпуса, а в пневмогидроаккумуляторах — за счет сжатия и расширения газа. Пневмогидроаккумуляторы получили самое широкое применение в гидроприводах.

Условные графические обозначения гидроаккумуляторов в схемах устанавливает ГОСТ 2.780—68*, а общие технические

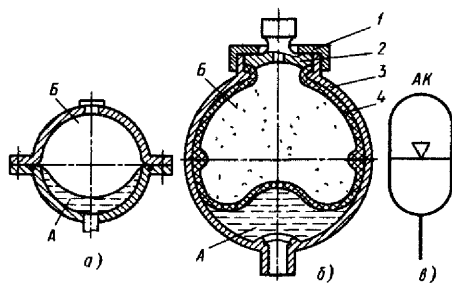


Рис. 5.10. Сферические пневмогидроаккумуляторы:

а — разборный; *б* — неразборный; *в* — условное обозначение

требования к гидроаккумуляторам приведены в ГОСТ 16769—84. Основными параметрами гидроаккумуляторов являются номинальные вместимость V (дм³) и давление $p_{\text{ном}}$ (Па). Под номинальной

вместимостью пружинного гидроаккумулятора понимают наибольший объем гидравлической полости, а для пневмогидроаккумуляторов — наибольшее изменение объема пневматической полости.

Пружинные гидроаккумуляторы применяют в объемных гидроприводах при небольших давлениях и расходах рабочей жидкости.

Пневмогидроаккумуляторы классифицируют по наличию разделителей сред — на аккумуляторы без разделителя и с разделителем; по конструкции разделителя — на поршневые, мембранные и баллонные; по форме корпусов — на цилиндрические и сферические. Поршневые пневмогидроаккумуляторы имеют следующие недостатки: наличие сил трения между поршнем и корпусом, большие габариты и масса поршня, а также трудность обеспечения герметичности подвижного соединения поршня с корпусом.

Сферические пневмогидроаккумуляторы (рис. 5.10) отличаются компактностью и имеют меньшую массу. Это обусловлено особенностями сферических форм: поверхность сферы при том же объеме меньше, чем у других форм, а напряжения в стенках под действием давления в 2 раза меньше, чем в стенках цилиндра того же диаметра. Разборные сферические пневмогидроаккумуляторы, состоящие из двух одинаковых полусфер (рис. 5.10, *а*), наиболее просты в изготовлении, но из-за сравнительно больших сил, действующих на разъем, их применяют при давлении до 10 МПа. При более высоких давлениях используют сферические аккумуляторы с разъемом по малому диаметру, так как в таких конструкциях силы, действующие на разъем, значительно меньше из-за уменьшения площади аккумулятора.

Неразборный сферический мембранный пневмогидроаккумулятор (рис. 5.10, *б*) состоит из корпуса 3, резиновой мембраны 4, крышки 2 и накидной гайки 1. Крышка имеет штуцер для заправки пневматической полости *Б* аккумулятора газом. Сферический корпус в верхней части имеет посадочное место для размещения герметизирующей кромки мембраны, а в нижней — штуцер для подсоединения гидравлической полости *А* аккумулятора к гидросети. Мембрана имеет утолщение, которое стабилизирует ее положение в деформированном состоянии. Поскольку сопротивление деформации мембраны незначительно, то мембранные аккумуля-

торы практически безынерционны. Толщина (м) стенки сферического корпуса гидроаккумулятора

$$\delta = p_{\max} D / (4\sigma_{\text{доп}}),$$

где p_{\max} — максимальное давление среды, Па; D — внутренний диаметр сферического корпуса, м; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение материала на разрыв, Па.

В аккумуляторных гидроприводах гидроаккумуляторы являются основными источниками энергии рабочей жидкости, в насосных — дополнительными. Гидроаккумуляторы также применяются для уменьшения пульсации давления в напорных гидросистемах, защиты гидросистем от возможных гидравлических ударов.

5.5. ГИДРОЛИНИИ

Гидролинией называется гидроустройство, предназначенное для движения рабочей жидкости или передачи ее энергии от одного гидроустройства к другому. Классификация гидролинии в зависимости от назначения приведена в п. 2.1.

Конструктивно гидролинии представляют собой трубопроводы, гибкие рукава, каналы и соединения. Условные графические обозначения гидролиний и соединений в схемах устанавливает ГОСТ 2.784—70*.

Трубопроводы и их соединения. Под трубопроводом понимается сборочная единица, состоящая из металлической трубы и соединения, например, трубы с развальцованными концами, ниппелями и накидными гайками; трубы с фланцами, приваренными к концам, и т. д.

В гидроприводах применяют [3, 6] стальные бесшовные холоднодеформированные трубы (ГОСТ 8734—75*), холодно- и теплодеформированные из коррозионно-стойкой стали (ГОСТ 9941—81*), а также медные при давлении до 10 МПа (ГОСТ 617—72*).

На заводах-изготовителях трубы подвергают гидравлическим испытаниям (ГОСТ 3845—75*).

К трубопроводам гидроприводов предъявляются следующие основные технические требования: на наружных и внутренних поверхностях труб не допускается наличия забоин, вмятин и рисок. Трубопроводы должны быть испытаны на прочность под пробным давлением жидкости, принятым не менее $1,5p_{\text{ном}}$, и на герметичность под давлением не менее $p_{\text{ном}}$. Трубопроводы, кроме нагрузок от действия давления, вибрации и температуры, испытывают дополнительные нагрузки вследствие монтажных напряжений, которые возникают в результате производственных отклонений от норм точности изготовления труб, а также точности расположения мест их установки. При расчетах трубопроводов определяют условные проходы и проверяют прочность (см. п. 1.8).

В гидроприводах применяют следующие виды соединений трубопроводов: резьбовые, фланцевые, быстроразъемные и др.

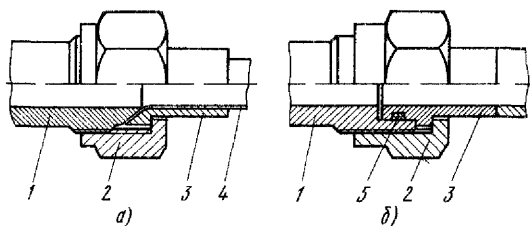


Рис. 5.11 Соединение трубопроводов:
 а — по наружному конусу;
 б — с уплотнительным кольцом

[3, 6]. Резьбовые соединения разделяют на соединения по наружному конусу (ГОСТ 13977—74*), по внутреннему конусу (ГОСТ 16078—70*) и с уплотнительными резиновыми кольцами.

Резьбовые соединения трубопроводов по наружному конусу (рис. 5.11, а) производятся с помощью штуцера 1, ниппеля 3 и накидной гайки 2. Присоединительная часть штуцера (ГОСТ 13955—74*) имеет наружный конус с углом 74°. Конец трубы 4 должен быть развальцован также под углом 74°. Ниппель и накидная гайка надеваются на трубу до развальцовки концов. Прочность и герметизация соединения трубопроводов обеспечиваются при монтаже наворачиванием накидной гайки на штуцер и ее затяжкой. При этом происходит силовое сжатие завальцованного конца трубы между конусом штуцера и ниппелем. Рекомендуемые значения крутящих моментов затяжки накидных гаек приводятся в справочниках.

Резьбовое соединение трубопроводов с резиновым уплотнительным кольцом (рис. 5.11, б) состоит из штуцера 1, ниппеля 3 и накидной гайки 2. Ниппель имеет кольцевую канавку, в которую устанавливают резиновое уплотнительное кольцо 5. Накидная гайка надевается на трубу до сварки с ней ниппеля. При монтаже соединения сначала вставляют ниппель в расточку штуцера, а затем на штуцер наворачивают накидную гайку. При этом происходит силовое поджатие буртика ниппеля к торцу штуцера.

Фланцевые соединения трубопроводов (ГОСТ 19535—74*) применяют, как правило, для труб с диаметрами более 40 мм.

Гибкие рукава и их соединения. Рукава применяют в гидроприводах для соединения гидроустройств, элементы которых имеют значительные относительные перемещения. Используют резиновые рукава высокого давления с металлическими оплетками и с навивочной конструкцией, фторопластовые с металлическими оплетками, а также многоканальные. Рукава должны быть прочными, герметичными и иметь высокую надежность. Перед монтажом рукава необходимо промыть по технологии завода — изготовителя изделий. Радиус изгиба рукавов должен быть не менее (12 ... 18) d_v (где d_v — внутренний диаметр рукава). В гидроприводах применяют резиновые рукава высокого давления с металлическими оплетками по ГОСТ 6286—73*. Рукава состоят из внутреннего резинового слоя хлопчатобумажной оплетки, металлической оплетки и наружного резинового слоя.

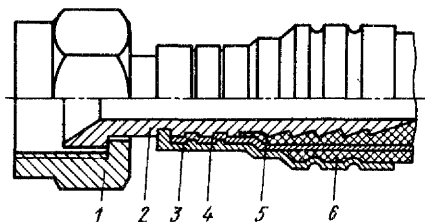


Рис. 5.12. Ниппельное соединение рукавов

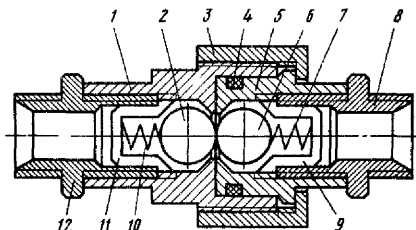


Рис. 5.13. Быстроразъемное соединение рукавов при помощи гидроразъемов

Рукава навивочной конструкции (ТУ 38-105971—76) выпускают с внутренними диаметрами 16, 20, 25 и 32 мм. По сравнению с рукавами оплеточной конструкции они имеют более высокую долговечность и допускают повышенные допускаемые давления. Фторопластовые рукава с металлическими оплетками (ОСТ 103592—72) представляют собой фторопластовую трубку с наружной оплеткой из стальной проволоки. Они имеют внутренний диаметр 12, 14 и 16 мм и применяются при давлении до 21 МПа. Многоканальные рукава высокого давления состоят из нескольких рукавов с внутренним диаметром 4 мм, расположенных во внешней защитной оболочке.

Ниппельное соединение рукавов (рис. 5.12) состоит из накидной гайки 1, ниппеля 2 и обжимной муфты 3. Все детали арматуры стальные. Ниппель имеет профильную наружную поверхность. На конце рукава на определенном расстоянии сняты наружный 6 и внутренний 5 резиновые слои и оголена металлическая оплетка 4. Для заделки рукава в арматуру подготовленный конец рукава зажимают между ниппелем и муфтой в специальном цанговом приспособлении.

Быстроразъемное соединение рукавов (рис. 5.13) состоит из двух гидроразъемов: штырькового 5 и гнездового 1; в них установлены шарики 2 и 6 и цилиндрические пружины 7 и 10, упирающиеся в крестовины 9 и 11. Шарики выполняют функции затворов. Разъемы имеют присоединительные штуцеры 8 и 12. При соединении парных гидроразъемов под действием усилия стыковки шарики соприкасаются и взаимно отжимаются от седел. Таким образом создаются рабочие проходные сечения, необходимые для прохождения рабочей жидкости через соединения. Герметизация соединения при стыковке обеспечивается уплотнительным кольцом 4, а прижим и фиксация разъемов — накидной гайкой 3. При расстыковке соединения сначала отвинчивают накидную гайку, а затем разъединяют разъемы. При этом шарики 2 и 6 под действием пружин прижимаются к седлам и препятствуют вытеканию рабочей жидкости.

Кроме резьбовых быстроразъемных соединений, в гидроприводах получили применение цанговые быстроразъемные соединения.

5.6. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Общие сведения. Уплотнительные устройства предназначены для обеспечения герметичности соединений гидроустройств с целью предотвращения или уменьшения утечек жидкости через зазоры в соединениях, а также защиты внутренних полостей и гидроустройств от проникновения частиц загрязнений, влаги и воздуха из внешней среды. Уплотнительное устройство в общем случае состоит из рабочих элементов сопрягаемых деталей соединений (например, золотника и корпуса), уплотнителя и вспомогательных деталей. Уплотнителем называют деталь уплотнительного устройства, находящуюся в контакте с сопрягаемыми деталями и препятствующую перетеканию рабочей жидкости через зазоры между этими деталями. Уплотнитель, при помощи которого контакт с сопрягаемыми деталями достигается в результате действия упругих сил, возникающих при его сжатии или изгибе, называется упругим. Пространство в уплотнительном устройстве (сопрягаемой детали), предназначенное для установки уплотнителя, называется местом установки. К вспомогательным деталям уплотнительного устройства относятся детали, обеспечивающие нормальную работу уплотнителей (защитные, нажимные и опорные кольца и др.).

Для предохранения рабочих полостей гидроустройств от проникновения частиц загрязнений, влаги и воздуха из внешней среды предназначены грязесъемники и пыльники.

Уплотнители разделяют по виду относительного перемещения — на уплотнители неподвижных и подвижных соединений; по направлению действия упругой деформации — на аксиальные (торцовые) и радиальные; по конструкции — на уплотнительные кольца, манжеты и прокладки; по материалу — на неметаллические (например, резиновые) и металлические. Уплотнители подвижных соединений классифицируют на уплотнители вращательного, возвратно-поступательного и контактного соединений.

Номенклатуру показателей качества резиновых контактных уплотнителей устанавливает ГОСТ 4.17—80*. К показателям назначения, определяющим область применения уплотнителей, относятся работоспособность в среде рабочей жидкости, интервал рабочих температур и давлений жидкости, диапазон относительных перемещений (линейная скорость, частота вращения и т. д.), допускаемые силы трения. При низких температурах эксплуатации уплотнителей наблюдается усадка резины и потеря эластичности уплотнителей, при высоких — старение резины и быстрая потеря эластичности. Скорость относительного перемещения в уплотнительных устройствах обуславливает температуру в зоне контакта уплотнителя и тем самым влияет на физико-механические показатели резины. При увеличении скорости перемещения температура в месте контакта уплотнителя с сопрягаемой поверхностью увеличивается.

К показателям назначения уплотнителей, определяющим герметичность соединения, относятся степень герметичности и контактное напряжение. Выбор степени герметичности гидроустройства определяется его назначением в гидроприводе и важностью задач, выполняемых гидроприводом (см. п. 7.1). Контактное механическое напряжение в уплотнительном устройстве с увеличением давления рабочей жидкости увеличивается, однако при этом из-за наличия уплотнителей в подвижных соединениях увеличиваются силы трения, а в неподвижных соединениях возникает возможность выдавливания уплотнителей в зазор.

К показателям назначения, характеризующим конструкцию уплотнителей, относятся допуски и размеры уплотнителя (пресс-формы), отклонения от геометрической формы сечения и взаимного расположения поверхностей уплотнителей и т. д.

К показателям назначения, характеризующим сопрягаемые детали и точность сборки, относятся внешний вид поверхности сопрягаемых деталей (например, вала, штока и т. д.), предельные отклонения размеров, шероховатость поверхности и точность сборки.

Качество резиновых упругих уплотнителей зависит от физико-механических показателей выбранной резины (относительное удлинение при разрыве, твердость, истираемость, относительная остаточная деформация сжатия и др.). -

Кроме показателей назначения, большое значение имеют показатели надежности (например, ресурс, срок службы, срок сохраняемости и др.), а также экономические показатели (стоимость и др.) уплотнителей.

Обеспечение герметичности гидроустройств уплотнительными кольцами. Уплотнительное кольцо — радиальный или осевой (торцовый) уплотнитель в виде кольца, применяемый в подвижных и неподвижных соединениях, герметизирующий эффект которого создается в результате сжатия.

В гидроустройствах используют резиновые уплотнительные кольца круглого, прямоугольного, овального и П-образного сечений. Наиболее широкое распространение в объемных гидроприводах получили уплотнительные кольца круглого сечения (ГОСТ 9833—73*), которые предназначены для работы при давлении до 50 МПа в неподвижных соединениях и до 32 МПа в подвижных соединениях в средах нефтяных жидкостей и водных эмульсий. Скорость относительного перемещения деталей уплотнительных устройств до 0,5 м/с. Материал уплотнительных колец — резиновая маслостойкая смесь.

На рис. 5.14 показаны схемы монтажа радиальных уплотнительных колец круглого сечения. Для размещения уплотнительного кольца в изделии предусматривают место установки — кольцевую канавку определенных размеров. Глубину h канавки выбирают такой, чтобы кольцо было обжато по поперечному сечению на определенную величину. Обжатие оценивают коэффициентом

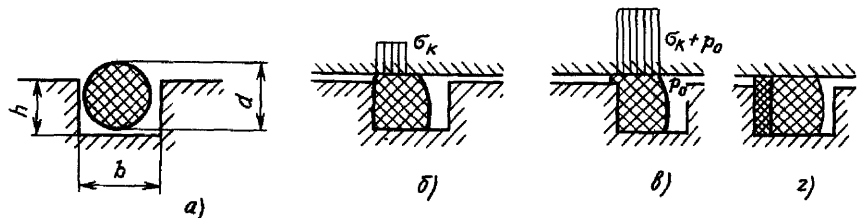


Рис. 5.14 Схемы монтажа радиальных уплотнительных колец круглого сечения: а — в свободном состоянии, б — после установки, в — под давлением, г — с защитным кольцом

предварительного сжатия (в процентах) $v = (d - h) 100/d$, где d — диаметр сечения кольца в свободном состоянии. Коэффициент предварительного сжатия обычно принимают равным 10 ... 35 %. Канавку выполняют шириной b , приблизительно на 20 ... 25 % большей диаметра d . Параметры шероховатости поверхностей сопрягаемых деталей выбирают исходя из назначения соединения: для неподвижного $Ra \leq 1,6$ мкм, для подвижного $Ra \leq 0,20$ мкм.

На рис. 5.14, а показано уплотнительное кольцо, установленное в канавку сопрягаемой детали. При монтаже уплотнительного устройства (рис. 5.14, б) уплотнительное кольцо подвергается сжатию, при котором возникает механическое контактное напряжение σ_k .

При действии высокого давления p_0 жидкости уплотнительное кольцо находится в месте установки в состоянии дополнительного сжатия под действием контактного напряжения и давления жидкости ($\sigma_k + p_0$) (рис. 5.14, в). При большом зазоре и некотором давлении $p > p_0$ уплотнительное кольцо может выдавливаться в зазор и разрушаться. Для предотвращения разрушений устанавливают защитные кольца из более твердого материала (рис. 5.14, г). Защитные кольца устанавливают в неподвижных соединениях при $p > 15$ МПа, в подвижных — при $p > 10$ МПа.

Для исключения срезания колец при сборке изделий в конструкции деталей предусматривают заходные фаски под углом 30° (рис. 5.15). При сборке рекомендуется смазывать трущиеся поверхности уплотнений тонким слоем смазочного материала.

Осевые (торцовые) уплотнения (рис. 5.16, б) по сравнению с радиальными (рис. 5.16, а) имеют следующий недостаток: при раскрытии стыков соединений предварительное контактное напряжение резко уменьшается, и герметизация соединений нарушается.

Для герметизации неподвижных соединений, работающих при высоких давлениях рабочей жидкости, применяют П-образные уплотнительные кольца (рис. 5.17). Внутри кольца 2 установлены две стальные тарельчатые пружины 3 с шайбой 4, а снаружи — защитное стальное кольцо 1. Шайба 4 предназначена для облегчения подбора пружин с заданной удельной нагрузкой в месте кон-

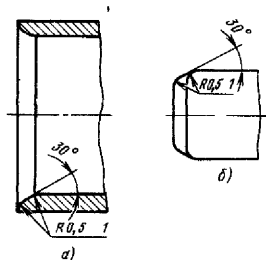


Рис. 5.15. Схемы заходных фасок в конструкциях:

a — корпуса цилиндра, *б* — штока

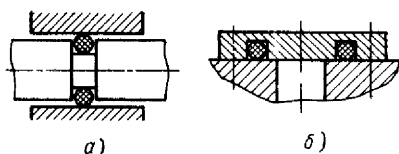


Рис. 5.16 Схемы установки уплотнительных колец:

a — радиальных; *б* — осевых (торцовых)

такта и для ограничения деформации пружин. Защитное кольцо 1 предотвращает выдавливание уплотнителя в зазор при раскрытии стыка.

Обеспечение герметичности гидроустройств уплотнительными манжетами. Уплотнительная манжета — радиальный уплотнитель в виде кольца, имеющий выступающие рабочие элементы, в результате изгиба и прижатия которых к сопрягаемой поверхности обеспечивается необходимый контакт с ней. Уплотнительные манжеты применяют для герметизации вращательных и возвратно-поступательных соединений [2, 6].

На рис. 5.18 показана схема армированной уплотнительной манжеты, предназначенной для герметизации вращающихся валов гидромашин. Манжета состоит из корпуса 4, каркаса 3, губки с рабочей кромкой и пружины 2. Металлический каркас придает корпусу манжеты определенную форму и жесткость. Нажимная (браслетная) пружина 2 предназначена для создания радиального усилия на губке манжеты и прижатия ее рабочей кромки к валу 1 гидромашин. В манжетах с нажимной пружиной контактное напряжение легко регулировать подбором усилия пружин. При недостаточном контактном напряжении и большом радиальном биении вала увеличиваются утечки рабочей жидкости. При по-

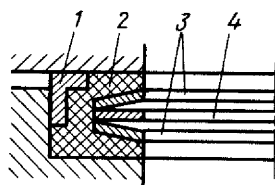


Рис. 5.17. Схема установки П-образного кольца

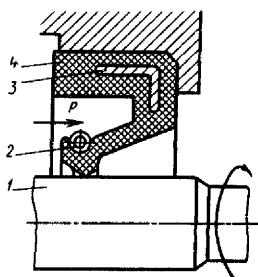


Рис. 5.18 Резиновая армированная уплотнительная манжета для вращающихся валов

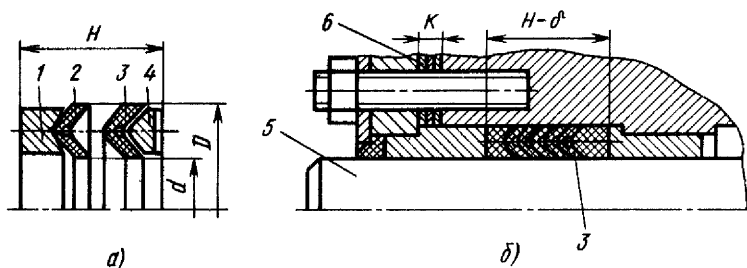


Рис. 5 19. Шевронные резинотканевые уплотнители:

a — комплект уплотнителей; *б* — установка уплотнителей при герметизации штока

вышенном контактном напряжении развиваются процессы трения, изнашивания и старения резины в результате нагрева.

Типовые манжеты предназначены для работы в гидроприводах при избыточном давлении до 0,05 МПа, окружной скорости рабочей кромки манжеты до 20 м/с и температуре от -50 до $+90$ °С в зависимости от группы резины.

Работоспособность манжеты зависит от шероховатости сопрягаемой поверхности вала. Рабочая поверхность вала должна отвечать следующим требованиям: твердость поверхности трения по шкале Супер—Роквелла не менее HRC_{30} (если материал вала не обеспечивает требуемой твердости, рекомендуется в зоне контакта вала с манжетой устанавливать переходную втулку). Параметр шероховатости поверхности вала не ниже $Ra = 0,2$ мкм с последующим полированием (не допускаются риски и другие дефекты); допуск радиального биения не более 0,15 мкм.

Требования к расточке в корпусе гидромашины: допускаемое отклонение диаметра отверстия Н9; параметр шероховатости поверхности не ниже $Ra = 1,6$ мкм; допуск соосности отверстия под манжету относительно оси вращения вала не более 0,2 мм.

Уплотнительные манжеты для герметизации пар возвратно-поступательного движения имеют ряд преимуществ по сравнению с уплотнительными кольцами: меньшая ширина рабочей кромки обуславливает меньшую силу трения.

На рис. 5.19, *a* показан комплект шевронных резинотканевых уплотнителей для герметизации штоков и цилиндров и гидроустройств, работающих при давлении рабочей жидкости до 63 МПа со скоростью возвратно-поступательного движения менее 3 м/с в среде нефтяных жидкостей и водных эмульсий при температуре от -50 до $+100$ °С. В состав комплекта уплотнения входят шевронные манжеты 2 и 3, нажимное 1 и опорное 4 кольца. Число манжет, входящих в комплект уплотнения, зависит от диаметра штока и давления рабочей жидкости.

На рис. 5.19, *б* представлена схема установки шевронных манжет 3 для герметизации штока 5 гидроцилиндра. Регулирование осевого сжатия манжет при монтаже обеспечивается ограничи-

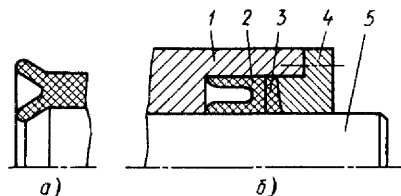


Рис. 5.20. Резиновая уплотнительная манжета уменьшенного сечения.
 а — конструкция; б — установка при герметизации штока

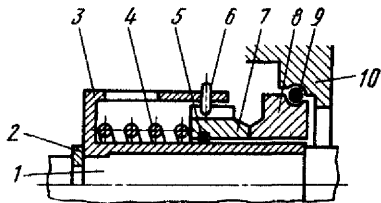


Рис. 5.21. Осевое (торцовое) механическое уплотнительное устройство для вращения валов

тельными шайбами 6. Шевронные манжеты и кольца изготавливают из ткани, вулканизированной с двух сторон резиновой смесью.

Осевой размер места установки следует выполнять по максимальному размеру H уплотнения. Толщина K ограничительных шайб до поджатия уплотнения и первоначальное поджатие δ уплотнения устанавливаются в зависимости от ширины и числа манжет.

На рис. 5.20, а показана конструкция резиновой уплотнительной манжеты (ГОСТ 14896—84*). Манжета предназначена для герметизации зазоров между цилиндрами и поршнями (плунжерами, штоками) в гидроустройствах с возвратно-поступательным движением выходного звена при скорости относительного перемещения не более 0,5 м/с, давлении жидкости 0,1 ... 50 МПа, температуре от -60 до $+200$ °С. Резиновые манжеты изготавливают в пресс-формах, параметр шероховатости формующих поверхностей которых $Ra = 0,32$ мкм. На рис. 5.20, б показана установка манжеты для герметизации штока. Уплотнительное устройство состоит из рабочих поверхностей штока 5, корпуса 1, уплотнительной манжеты 2, защитного кольца 3 из фторопласта и стальной крышки 4.

Обеспечение герметичности гидроустройств без упругих уплотнителей. Герметичность внутренних соединений типа клапан—седло (в клапанах и клапанных распределителях), корпус—боковые крышки (в шестеренных и пластинчатых погружных насосах) обеспечивается тщательной механической обработкой сопрягаемых поверхностей и созданием их силового контакта.

Наружные каналы в корпусах гидроустройств герметизируют с помощью запрессовки в них гладких цилиндрических стальных заглушек с последующей чеканкой по диаметру заглушек.

Высокую степень герметичности обеспечивают сварка и пайка неразъемных соединений.

Герметичность подвижных внутренних соединений гидроустройств обеспечивают двумя способами:

уменьшением зазоров в подвижных соединениях до минимума (3 ... 5 мкм), например, герметизация соединений таких пар, как золотник — корпус в распределителях с цилиндрическим золот-

ником (см. гл. 4), поршень — цилиндр в поршневых насосах и гидромоторах (см. гл. 3) и т. д.;

силовым контактом тщательно обработанных сопрягаемых поверхностей, например, герметизация соединений таких пар пластинчатых насосов, как пластина — статорное кольцо (поджим пластин обеспечивается давлением жидкости, подводимой в пазы ротора), блок цилиндров — распределительный диск в аксиально-поршневых насосах и гидромоторах с торцовым распределением (блок цилиндров поджимается к распределительному диску силой пружины и давлением жидкости).

На рис. 5.21 показана конструктивная схема контактного осевого (торцового) уплотнительного устройства для герметизации вращающихся валов гидромашин, применяющегося при высоком давлении (до 2 МПа) рабочей жидкости во внутренних полостях. Основными элементами являются втулка 3, вращающееся упорное кольцо 7 и невращающееся опорное кольцо 8. Втулка 3 жестко закреплена на валу 1 гидромашин; ее осевое перемещение ограничено кольцом 2. Упорное кольцо 7, установленное во втулке 3, может перемещаться вдоль оси втулки. Герметизация соединения нажимного кольца 7 с втулкой 3 обеспечивается резиновым уплотнительным кольцом 5. Поводок 6, входящий в паз втулки 3, предназначен для передачи вращения от вала 1 к упорному кольцу 7. Опорное кольцо 8 установлено в корпусе 10 гидромашин и опирается на уплотнительное кольцо 9, обеспечивающее кроме герметизации стыка самоустанавливаемость опорного кольца 8 по отношению к кольцу 7. Опорное кольцо фиксируется от вращения штифтом (на рисунке не показан). Упорное кольцо изготовлено из износостойкой стали, а опорное кольцо — из бронзы. Рабочие торцовые поверхности колец должны иметь параметр шероховатости поверхности $Ra = 0,1$ мкм. Допуск плоскостности не более $0,5 \dots 1,0$ мкм. Принцип работы уплотнительного устройства заключается в следующем. Предварительное поджатие упорного кольца 7 к опорному кольцу 8 обеспечивается пружиной сжатия 4. Во время работы гидромашин к усилию пружины добавляется давление рабочей жидкости, находящейся в корпусе 10 со стороны пружины.

Контрольные вопросы

1. Что называется номинальной толщиной фильтрации гидравлического фильтра?
2. Каким методом изготавливаются металлопорошковые фильтроэлементы?
3. В чем заключается принцип работы воздушного охладителя?
4. Что называется условным проходом трубопровода и по какой формуле он определяется?
5. Какие значения оптимальных скоростей потока рабочей жидкости рекомендуются в линиях гидропривода?
6. Перечислите основные типы уплотнителей, применяемых для обеспечения герметичности соединений в гидроустройствах.

6.1. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ МОЩНОСТИ

Общие сведения. Гидроусилителем (ГУ) называется совокупность гидроаппаратов, предназначенных для преобразования и усиления мощности управляющего сигнала в мощность потока рабочей жидкости и изменения его направления в соответствии с управляющим сигналом.

Под электрогидравлическим усилителем (ЭГУ) мощности понимают гидроусилитель с электрическим управлением. ЭГУ состоит из электромеханического преобразователя (ЭМП) и гидроусилителя (ГУ). Структурная схема ЭГУ показана в составе электрогидравлического силового агрегата на рис. 6.5.

ЭМП в усилителе предназначен для преобразования входного электрического управляющего сигнала в движение выходного звена (валика, штока якоря и т. д.); последнее действует на запорно-регулирующий элемент дросселирующего распределителя или другого регулирующего гидроаппарата, который предназначен для изменения расхода, давления и направления потока рабочей жидкости путем изменения дросселирующих щелей пропорционально управляющему воздействию.

На вход ЭГУ подается управляющий электрический сигнал, имеющий малую мощность $N_в$, а на выходе ЭГУ возникает направленный поток рабочей жидкости, обладающей большой гидравлической мощностью $N_г$. Усиление мощности практически не ограничено. Коэффициент усиления мощности

$$K_N = N_г/N_в. \quad (6.1)$$

В состав ЭГУ, кроме ЭМП и ГУ, могут входить комплектующие устройства, смонтированные по определенной схеме, обеспечивающей работу усилителя, например, устройства обратной связи (УОС), контрольно-измерительные приборы, гидравлические фильтры и присоединительная арматура (электро- и гидроразъемы). Гидродвигатели в ЭГУ не входят.

ЭГУ классифицируют по следующим признакам: по числу регулирующих гидроаппаратов — на однокаскадные, двухкаскадные и т. д.; по виду регулирующего гидроаппарата, непосредственно соединенного с ЭМП, — на золотниковые, усилители сопло—заслонка и струйные; по виду электрического управляющего сиг-

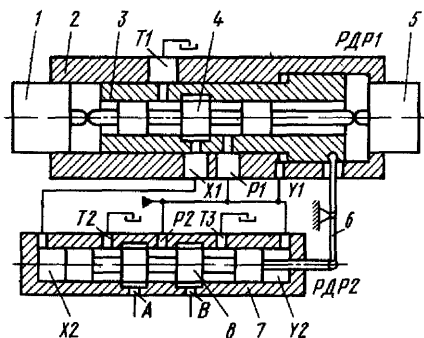


Рис. 6.1. Конструкция двухкаскадного золотникового ЭГУ с обратной связью

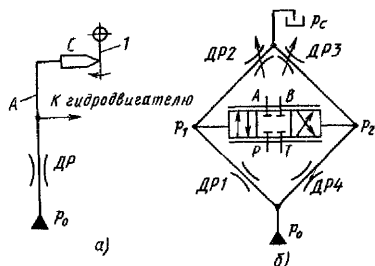


Рис. 6.2. Схема ЭГУ:

а — одноцелевого; б — двухцелевого

нала — на ЭГУ с непрерывным (аналоговым) и дискретным (релейным, импульсным и цифровым) управлением; по наличию устройства обратной связи — на ЭГУ с обратной и без обратной связи; по виду устройства обратной связи — на ЭГУ с механической и электрической обратной связью.

Под обратной связью (ОС) в ЭГУ понимается связь элементов выходного каскада усиления с элементами входного каскада или устройств системы управления, предшествующих ЭГУ. В ЭГУ, как правило, применяется отрицательная обратная связь, при которой значение сигнала ОС вычитается из значения управляющего сигнала. Обратная связь в ЭГУ называется внутренней, если в его состав входит устройство обратной связи (УОС) и сигнал ОС подается на входной каскад. Обратная связь в ЭГУ называется *внешней*, если УОС входит в его состав, но сигнал подается в следующую систему управления на устройства, предшествующие ЭГУ. Механическая внутренняя обратная связь в ЭГУ может реализоваться, например, при помощи рычагов (жесткая ОС), плоских пружин (гибкая ОС) или благодаря взаимному перемещению запорно-регулирующих элементов и их корпусов (единичная ОС). Электрической называется ОС, которая осуществляется электрическими устройствами, например потенциометрами и т. д.

Использование обратной связи приводит к значительному уменьшению влияния на параметры ЭГУ характеристик дросселей, облитерации, изменения вязкости рабочей жидкости и других факторов.

Золотниковые ЭГУ. На рис. 6.1 показана схема двухкаскадного золотникового ЭГУ по перемещению золотника второго каскада усиления. Первым каскадом ЭГУ является управляющий дросселирующий золотниковый распределитель *РДР1*, состоящий из корпуса 2, двух электромагнитов 1 и 5 с пропорциональным управлением, плавающей втулки 3, цилиндрического золотника 4

и рычага 6 обратной связи. Корпус 2 имеет напорную $P1$ и сливную $T1$ полости, полость управления $X1$, соединенную каналом с полостью $X2$, и торцовую полость $Y1$, соединенную каналом с напорной полостью. Вторым каскадом ЭГУ является основной дросселирующий золотниковый распределитель $РДР2$, состоящий из корпуса 7 и цилиндрического золотника 8, соединенного с рычагом 6 обратной связи. В корпусе 7 имеются полости: напорная $P2$ и сливные $T2$ и $T3$, полости A и B для соединения с гидродвигателем, торцовые полости управления $X2$ и $Y2$ с разными рабочими площадями (из-за наличия штока в золотнике справа). Полость $Y2$ соединена полостью $X1$ как с напорной, так и со сливной линиями.

Принцип работы ЭГУ следующий. При подаче электрического сигнала управления, например, на электромагнит 1, золотник 4 смещается вправо пропорционально значению сигнала. При этом полость $X2$ распределителя $РДР2$ соединяется через щель со сливной линией $T1$, а золотник 8 под действием давления жидкости, подведенной в полость $Y2$, смещается влево; напорная полость $P2$ соединяется с полостью B , а полость A со сливной полостью $T2$. Одновременно золотник 8 тянет влево нижний конец рычага 6. В результате смещения рычага его верхний конец позволяет втулке 3 смещаться вправо под действием давления жидкости, подводимой к полости $Y1$, т. е. втулка 3 отслеживает перемещение золотника 4. Если перемещение золотника 4 прекратить, то втулка 3, передвигаясь, перекроет сливную полость $T1$ и полость $X1$, а золотник 8 зафиксирован в определенном положении.

При подаче электрического сигнала на электромагнит 5 золотник 4 распределителя $РДР1$ перемещается влево. При этом через образовавшуюся щель полость $X2$ распределителя $РДР2$ соединяется с напорной линией, и золотник 8 перемещается вправо вследствие разности рабочих площадей торцов золотника. Напорная полость $P2$ соединяется через правую щель с полостью B , а полость A через левую дросселирующую щель со сливной линией $T2$. Одновременно с перемещением золотника 8 вправо втулка 3 перемещается влево при помощи рычага 6.

ЭГУ с соплами и заслонкой. На рис. 6.2, а показана схема простейшего однощелевого ЭГУ, состоящего из последовательно соединенных дросселей: постоянного дросселя $ДР$ и регулируемого дросселя в виде сопла C и заслонки 1. В междроссельной линии A имеется отводящая линия (к гидродвигателю). Отклонением заслонки от сопла C можно изменять давление жидкости в междроссельной линии A . При этом будет изменяться гидравлическая мощность потока жидкости, поступающей к гидродвигателю. Такая схема ЭГУ позволяет обеспечить, например, работу гидроцилиндра одностороннего действия.

На практике наибольшее распространение получили двухщелевые ЭГУ сопло—заслонка (рис. 6.2, б), выполненные по мосто-

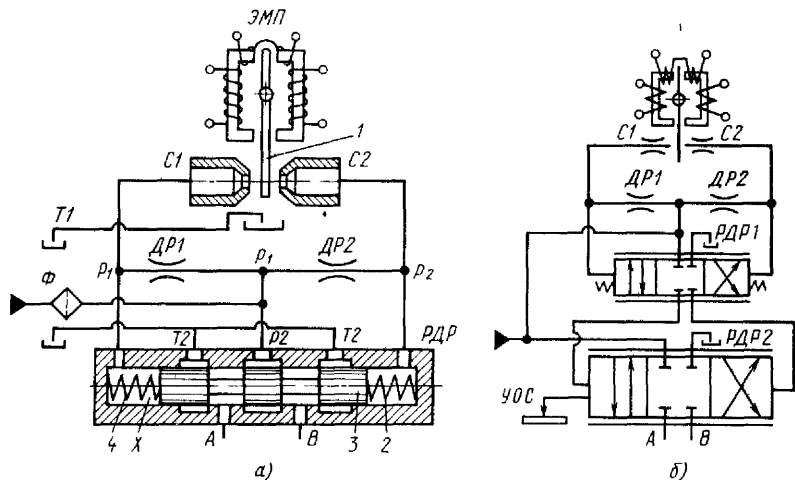


Рис. 6.3. Схемы двухкаскадного (а) и трехкаскадного (б) ЭГУ сопло — заслонка

вой схеме. Четыре плеча симметричного гидравлического моста образуются двумя нерегулируемыми $ДР1$ и $ДР4$ и двумя регулируемыми $ДР2$ и $ДР3$ дросселями (одна заслонка управляет двумя соплами). Одна диагональ моста образуется давлениями питания p_0 и слива p_c , вторая — давлениями в междроссельных камерах p_1 и p_2 . Во вторую диагональ в качестве нагрузки включен золотниковый распределитель с гидравлическим управлением. В основу принципа работы ЭГУ положен разбаланс мостовой схемы.

В нейтральном положении заслонки, когда сигнал управления отсутствует, расходы жидкости в плечах моста одинаковы, а перепад давлений в диагонали равен нулю ($\Delta p = p_1 - p_2 = 0$). Мост находится в равновесии. Золотник распределителя при этом неподвижен, а вся жидкость сливается через два сопла. При смещении заслонки от нейтрального положения изменяются гидравлические сопротивления сопел и, следовательно, давлений p_1 и p_2 . Возникающий перепад давлений в диагонали $\Delta p = p_1 - p_2$ создает движущее усилие на золотнике, направленное в сторону действия меньшего давления.

На рис. 6.3, а показана схема двухкаскадного электрогидравлического усилителя с соплами и заслонкой [6]. Первый каскад ЭГУ — симметричный гидроусилитель, состоящий из ЭМП, двух сопел $C1$ и $C2$, заслонки 1 и двух постоянных дросселей $ДР1$ и $ДР2$; второй каскад — дросселирующий распределитель с цилиндрическим золотником 3.

Заслонка 1 закреплена на якоре ЭМП. В диагональ моста включен распределитель $РДР$ с позиционирующими пружинами 2 и 4. Из первого каскада ЭГУ жидкость сливается в бак по линии $T1$ а из второго каскада — по линии $T2$. ЭГУ имеет фильтр Φ , уста

новленный в напорной линии. Принцип работы ЭГУ с соплами и заслонкой состоит в следующем. При подаче на ЭМП электрического управляющего сигнала определенной полярности заслонка отклоняется от нейтрального положения. При смещении заслонки влево гидравлическое сопротивление сопла $C1$ увеличивается, а гидравлическое сопротивление $C2$ уменьшается. Одновременно давление p_1 в левой ветви моста увеличивается, а давление p_2 в правой ветви уменьшается. Таким образом, в диагонали моста (на торцах золотника \mathcal{Z}) создается перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$, пропорциональный смещению заслонки. Под действием этого перепада давлений золотник распределителя смещается вправо в корпусе на расстояние, пропорциональное отклонению заслонки. После снятия сигнала с ЭМП заслонка, а за ней и золотник под действием позиционирующих пружин возвращаются в исходное положение.

В гидроприводах с дроссельным управлением и большими расходами жидкости (до 700 л/мин) применяют трехступенчатые ЭГУ сопло—заслонка (рис. 6.3, б). Первая ступень усиления (сопла $C1$ и $C2$ и заслонка) управляет дросселирующим золотниковым распределителем $РДР1$ с центрирующими пружинами, который является второй ступенью усилителя. Третьей ступенью является основной дросселирующий золотниковый распределитель $РДР2$ с электрическим устройством обратной связи (УОС) по перемещению золотника.

ЭГУ с соплами и заслонкой обладают высокой чувствительностью и стабильностью характеристик при изменении температуры рабочей жидкости при сравнительно малых массе и габаритах. Как недостаток следует отметить неполное использование мощности потока рабочей жидкости, что снижает КПД гидросистемы. Поэтому ЭГУ с соплами и заслонкой используют только в первом каскаде многокаскадных ЭГУ.

Струйные ЭГУ. На рис. 6.4, а показан двухкаскадный струйный ЭГУ с жесткой механической обратной связью. Первый каскад усилителя имеет струйную трубку 2, закрепленную на валике электромеханического преобразователя 1. Вторым каскадом ЭГУ является дросселирующий золотниковый распределитель $РДР$. Внутренняя полость струйной трубки соединена с напорной линией гидропривода через редукционный клапан $КР$, понижающий давление питания первого каскада ЭГУ. Распределительный блок выполнен в виде подвижного поршня с приемными соплами $C1$ и $C2$ и рабочими полостями X и Y . Поршень 4 усилителя жестко соединен с помощью штока 3 с золотником дросселирующего распределителя $РДР$ второго каскада. Конец струйной трубки выполнен в виде конического насадка с углом $12-15^\circ$. В этом насадке происходит преобразование потенциальной энергии потока жидкости в кинетическую.

В приемных соплах $C1$ и $C2$, которые выполнены с углом расширения $8 \dots 10^\circ$, кинетическая энергия преобразуется в по-

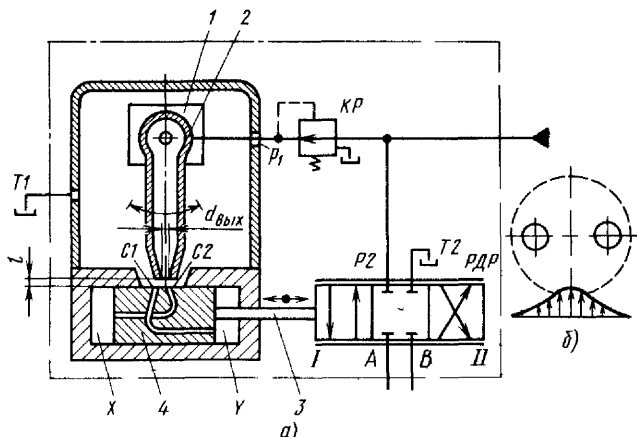


Рис. 6.4. Двухкаскадный струйный ЭГУ с обратной связью.
 а — схема, б — распределение скоростей

тенциальную. Торец струйной трубки располагают на расстоянии $l \approx 4,2 d_{\text{вых}}$ от плоскости распределительного блока. Распределение скоростей на этом расстоянии в живом сечении потока показано на рис. 6.4, б. При нейтральном расположении струйной трубки относительно приемных сопел $C1$ и $C2$ профиль эпюры скоростей симметричный.

Принцип работы ЭГУ со струйной трубкой следующий. При отсутствии электрического сигнала на ЭМП струйная трубка находится в нейтральном (среднем) положении, и жидкость с одинаковой скоростью поступает в приемные сопла $C1$ и $C2$, т. е. давления на выходе из приемных сопел равны.

При подаче на ЭМП электрического управляющего сигнала определенной полярности и величины происходит поворот струйной трубки от нейтрального положения в ту или иную сторону, например вправо. В результате этого давление p_1 в камере X увеличивается, а давление p_2 в камере Y уменьшается. Таким образом, на выходе первого каскада гидроусилителя в полостях X и Y создается перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, под действием которого поршень 4 и связанный с ним золотник распределителя РДР перемещаются вправо (в позицию I) в соответствии со значением поданного сигнала. При этом линия $P2$ через левую дросселирующую щель распределителя соединится с линией A , а линия B соединится со сливной линией $T2$. Жесткая единичная обратная связь в гидроусилителе обеспечивается тем, что поршень перемещается в сторону поворота струйной трубки до тех пор, пока не восстановится нарушенная симметрия положения трубки относительно приемных сопел.

К преимуществам струйных ЭГУ следует отнести высокую чувствительность, отсутствие трущихся поверхностей в элементах

распределения рабочей жидкости, возможность работы на загрязненных рабочих жидкостях. Недостатками являются сравнительно низкий КПД и большие масса и габаритные размеры.

6.2. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ

Под электрогидравлическим силовым агрегатом (ЭГСА) понимают гидроагрегат, состоящий из нерегулируемого гидродвигателя (ГД) и электрогидравлического усилителя (ЭГУ) мощности. В состав ЭГСА могут также входить комплектующие устройства: датчики, устройства обратной связи, фильтры и т. д. Блоки электронного усиления в состав ЭГСА не входят. Структурные схемы ЭГСА приведены на рис. 6.5 (электромеханический преобразователь ЭМП и гидросила ГУ входят в состав ЭГУ; H — нагрузка).

На рис. 6.5, а УОС входит в состав ЭГСА и осуществляет внутреннюю обратную связь по положению выходного звена гидродвигателя ГД.

На схеме, показанной на рис. 6.5, б, ЭГСА входит в состав электрогидравлической следящей системы. УОС осуществляет внешнюю электрическую обратную связь по положению выходного звена гидродвигателя ГД. При подаче управляющего сигнала $U_{вх}$ на операционный усилитель ЭУ сигнал алгебраически суммируется с сигналом обратной связи $U_{о.с.}$. Сигнал рассогласования ΔU подается на вход электронного усилителя ЭУ, где он усиливается до определенного значения, необходимого для управления ЭМП. Далее усиленный сигнал рассогласования поступает на обмотки ЭМП. По такой схеме, например, работает электрогидравлическая рулевая машина (см. рис. 6.7).

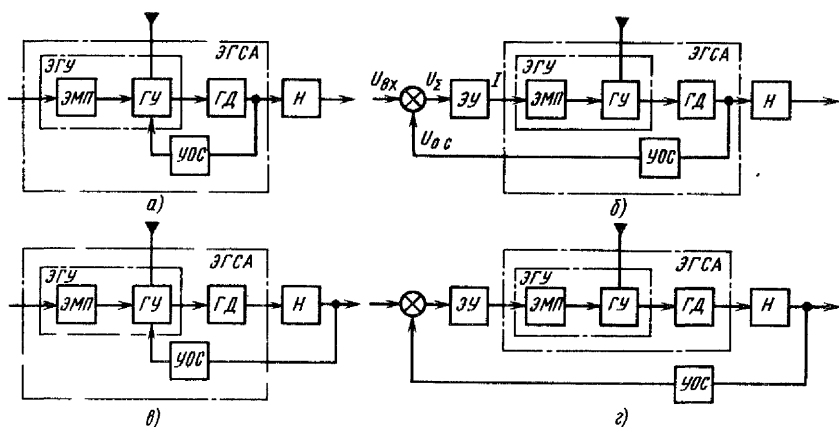


Рис. 6.5. Структурные схемы электрогидравлических силовых агрегатов с пропорциональным управлением

теля второго каскада ЭГУ и поршеньками 6 и 10, соединенными жесткой рамой 7. Рама соединена с качающимся коромыслом, укрепленным на оси вращения люльки 8 насоса. Рама 7 и поршеньки 6 и 10 с пружинами 2 и 5 предназначены для обеспечения упругой отрицательной обратной связи люльки насоса с золотником 3 гидроусилителя.

Жидкость из первого каскада ЭГУ сливается в баки по линии Т1, а из второго каскада ЭГУ — по линии Т2. Фильтр Ф установлен в напорной линии ЭГУ.

Принцип работы МУ следующий. При подаче электрического сигнала управления определенной полярности валик ЭМП вместе с заслонкой 1 отклоняется от среднего положения на некоторый угол, например, в сторону левого сопла С1. При этом давление p_1 жидкости в левой междроссельной полости увеличивается, а давление p_2 в правой полости уменьшается. В результате в полостях X и Y создается перепад давлений на торцах золотника 3 распределителя, под действием которого золотник перемещается вправо. Напорная линия гидроусилителя сообщается с полостью цилиндра Ц1, а полость цилиндра Ц2 — со сливной линией. Под действием усилия, создаваемого цилиндрами, люлька 8 насоса поворачивается вокруг оси против часовой стрелки, а жесткая рама 7, кулиса 9 и поршеньки 6 и 10 обратной связи перемещаются влево.

При этом увеличивается сила сжатия пружины 2 и уменьшается сила сжатия пружины 4. Действующее на золотник усилие от перепада давлений Δp рабочей жидкости в полостях X и Y будет скомпенсировано, и золотник распределителя возвратится в исходное положение, перекрыв линии подвода и отвода рабочей жидкости к цилиндрам Ц1 и Ц2. В результате люлька 8 остановится. Для поворота люльки насоса в противоположную сторону подается сигнал управления другой полярности. Таким образом, путем изменения значения и полярности электрического сигнала управления, подаваемого на ЭМП, обеспечивается поворот люльки насоса в обе стороны на угол, пропорциональный этому сигналу.

К механизмам управления предъявляют следующие требования: надежность и точность управления; линейность статической характеристики (зависимость угла поворота или скорости перемещения регулирующего элемента насоса от сигнала управления); минимальность ширины петли гистерезиса статической характеристики и зоны нечувствительности; монотонность переходного процесса и возможно меньшая постоянная времени; стабильность статических и динамических характеристик в течение всего периода эксплуатации; наименьшие габариты и масса.

Электрогидравлические рулевые машины (РМ). На рис. 6.7 показана двухкаскадная электрогидравлическая РМ поступательного движения с непрерывным управлением. РМ состоит из поршневого цилиндра Ц двустороннего действия с двусторонним

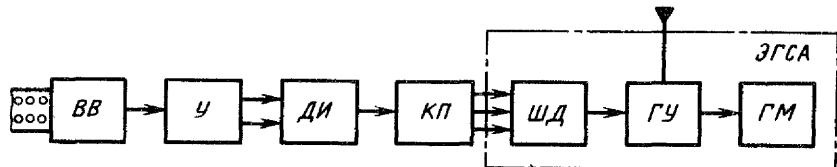


Рис. 6.8. Структурная схема электрогидравлического силового агрегата с ЧПУ

штоком и двухкаскадного ЭГУ сопло—заслонка (см., например, рис. 6.3). РМ имеет устройство обратной связи, состоящее из линейного потенциометра 7 и ползунка 6, который жестко закреплен на левом штоке цилиндра. Золотник 3 дросселирующего распределителя и пружины 2 и 5 размещены в корпусе 4.

Жидкость из первого каскада ЭГУ сливается в бак по линии $T1$, а из распределителя второго каскада ЭГУ — по линии $T2$. Фильтр Φ установлен в напорной линии ЭГУ.

Принцип работы РМ следующий. Рабочая жидкость под давлением поступает в корпус РМ из напорной линии через постоянные дроссели $ДР1$ и $ДР2$ к соплам $C1$ и $C2$ и далее на слив. При подаче управляющего сигнала на обмотки электро-механического преобразователя ЭМП якорь вместе с заслонкой 1 поворачивается на угол, пропорциональный силе тока управления. При смещении заслонки 1 изменяются сопротивления сопел $C1$ и $C2$ и перепад давлений Δp в полостях X и Y корпуса 4, под действием которого золотник смещается до тех пор, пока гидравлическое усилие не уравнивается усилием синхронизирующих пружин 2 и 5. Рабочая жидкость под давлением поступает через рабочее проходное сечение распределителя к гидроцилиндру $Ц$ и перемещает его поршень со штоком. Вытесняемая из цилиндра рабочая жидкость через другое рабочее проходное сечение распределителя поступает на слив. При этом электрический сигнал обратной связи $U_{об.с.}$, пропорциональный смещению поршня гидроцилиндра от нулевого положения, подается в усилитель следящей системы и уменьшает сигнал, поступающий на обмотки электро-механического преобразователя.

Основными параметрами РМ являются: номинальное давление на входе; давление на выходе; расход рабочей жидкости; максимальное усилие на штоке; максимальная скорость движения штока; максимальный ход поршня (штока); максимальная сила тока и напряжение управления.

Электрогидравлические силовые агрегаты вращательного движения с числовым программным управлением (ЧПУ). На рис. 6.8 показана структурная схема ЭГСА с ЧПУ. Управляющая программа вводится на перфоленте. Далее через усилитель $У$, делитель импульсов $ДИ$ и кодовый преобразователь $КП$ управляющие импульсы поступают на шаговый электродвигатель $ШД$, который поворачивает валик гидроусилителя $ГУ$. От гидроусилителя рабочая жидкость под давлением подается в рабочие камеры гидромотора.

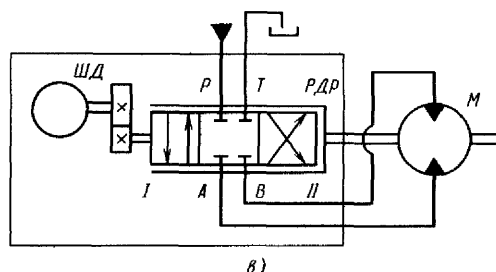
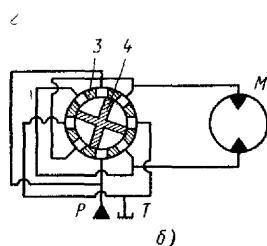
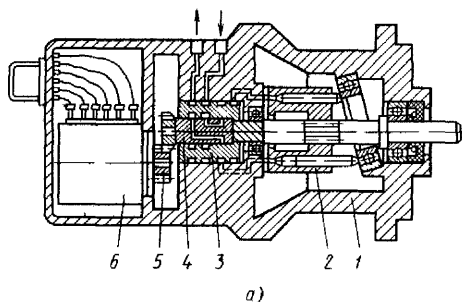


Рис. 6.9. ЭГСА поворотного движения с ЧПУ:

a — конструкция; *б* — схема распределения жидкости, *в* — условное обозначение

На рис. 6.9, *a* показана конструкция ЭГСА с ЧПУ [6]. ЭГСА состоит из гидромотора 2 и ЭГУ. В качестве ЭМП применен шаговый электродвигатель 6. Гидроусилитель представляет собой дросселирующий четырехщелевой крановый распределитель 4/3 с механической единичной обратной связью. Правый (внутренний) конец вала гидромотора 2 соединен с втулкой 3, внутри которой расположен кран 4. Кран при помощи зубчатой передачи 5 соединен с валом шагового электродвигателя. Каналами в корпусе 1 втулка и кран соединены с напорной и сливными гидролиниями гидропривода, а также с рабочими камерами гидромотора.

Принцип работы ЭГСА следующий. При положении крана 4 в исходной позиции вал гидромотора 2 неподвижен, так как расход жидкости равен нулю. При подаче дискретного управляющего сигнала на ЭГУ шаговый электродвигатель 6 преобразует числовую информацию в соответствующий поворот плоского крана 4. Рабочая жидкость под давлением поступает в рабочие камеры гидромотора (рис. 6.9, *в*); линия *P* соединяется с линией *A*, а линия *B* с линией *T*. В результате вал гидромотора 2 поворачивается на определенный угол. Одновременно с валом гидромотора 2 в ту же сторону поворачивается втулка 3 (рис. 6.9, *б*); при этом реализуется обратная связь. Рабочие проходные сечения в распределителе перекрываются, доступ рабочей жидкости в гидромотор и вращение его вала прекращаются. Таким образом, вал гидромотора 2 отслеживает поворот крана, а угол поворота вала

зависит от числа поданных импульсов и цены их младшего разряда. Если кран распределителя вращается с постоянной частотой, то вал гидромотора вращается в такой же частотой.

6.3. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ БЛОКИ ГИДРОАППАРАТОВ

В ряде случаев в гидроприводах вместо отдельных гидроаппаратов целесообразно применять гидроблоки и гидропанели целевого назначения, которые в одном корпусе могут содержать несколько гидроаппаратов, например, предохранительные блоки (с двумя встроенными предохранительными клапанами), распределительные блоки (с несколькими встроенными распределителями). Модульное исполнение гидроаппаратов обеспечивает возможность их монтажа в виде пакета.

На рис 6.10 показан блок гидроаппаратов модульного исполнения [6]. В состав блока входят напорные клапаны 2 и 9, гидрозамки 3 и 7, дроссель с обратным клапаном 4, распределители 5 и 8, регулятор расхода 6, крепежные, монтажные, переходные плиты 1, 10—18 и стальные стяжки.

Применение гидроаппаратов модульного исполнения позволяет предельно сократить число трубопроводов, повышает уровень унификации. Вместе с тем габариты монтажного блока увеличиваются из-за большого числа переходных плит и сквозных каналов; ограничена номенклатура гидроаппаратов модульного исполнения.

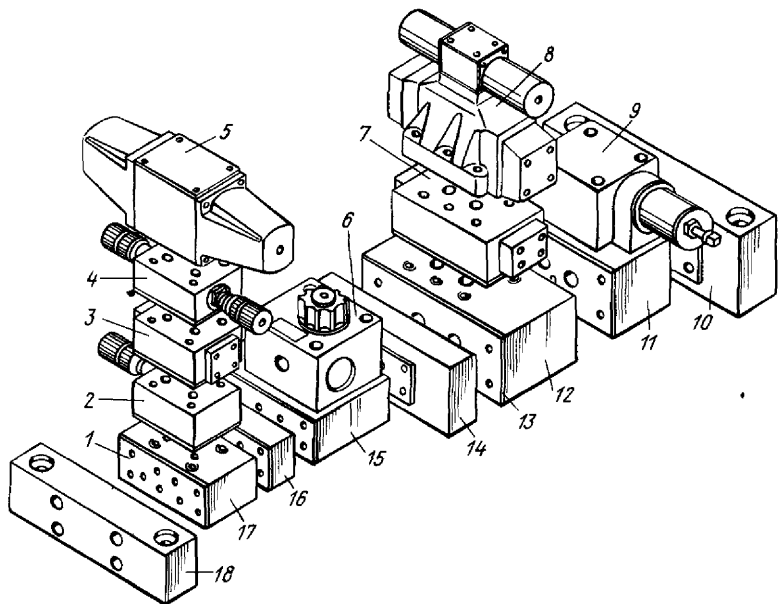


Рис 6.10. Блок гидроаппаратов модульного исполнения

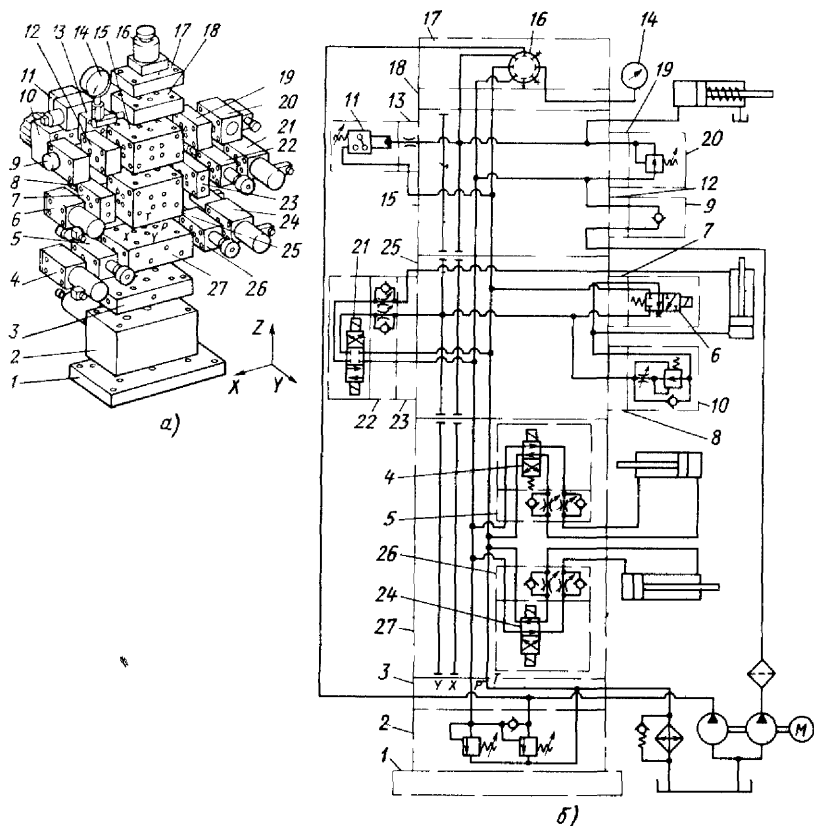


Рис. 6.11 Функциональные блоки гидроаппаратов типа БФ:
 а — общий вид, б — гидравлическая схема

На рис. 6.11, а показана конструкция блока, состоящего из функциональных блоков гидроаппаратов типа БФ [6]. Блок собран по башенному методу монтажа модульной и стыковой гидроаппаратуры. В состав блока входят плиты блока подвода 1, 3; разделительная гидропанель 2; распределители 4, 6, 21, 24; сдвоенные дроссели с обратными клапанами 5, 22, 26; присоединительные блоки типа БФ 7, 8, 12, 13, 19 и 23; обратный клапан 9; регулятор расхода 10; реле давления 11; манометр 14; соединительно-монтажные модули 15, 17, 18, 25; переключатель манометра 16; платы блока переключателя манометра; редукционный клапан 20; распределительный блок 27.

На рис. 6.11, б показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с использованием функциональных блоков типа БФ.

Насосным называется агрегат, состоящий из насоса (или нескольких насосов) и приводящего двигателя, соединенных между собой. По виду приводящего двигателя насосные агрегаты разделяют на электронасосные, турбонасосные и другие; по виду компоновки — на горизонтальные и вертикальные. Наибольшее распространение в гидроприводах получили электронасосные агрегаты. В горизонтальных насосных агрегатах насос и приводящий электродвигатель закрепляются на горизонтальной монтажной плите; в вертикальных насосных агрегатах приводящий электродвигатель соединяется с погружным насосом (см. рис. 6.12) при помощи фланца.

Насосной установкой называется насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса. В состав насосных установок входят гидробаки, кондиционеры рабочей жидкости и другие гидроустройства.

Станцией гидропривода называется совокупность насосной установки с гидроаппаратами, управляющими движением выходных звеньев объемных гидродвигателей. Таким образом, понятие «станция гидроприводов» шире понятия «насосная установка». Отечественной промышленностью выпускается широкая номенклатура насосных агрегатов и установок, а также станций гидроприводов. Например, в гидроприводах механизированных крепей на шахтах получили широкое применение насосные станции типа СНУ.

На рис. 6.12 приведена конструкция насосной установки типа Г48-32 (мощность $N_{\max} = 3$ кВт; вместимость бака $V = 63$ л; масса $m = 190$ кг без рабочей жидкости) [6]. Вертикальный насосный агрегат станции состоит из приводящего электродвигателя 6, погружного сдвоенного пластинчатого насоса 9 и упругой муфты 5. Насосный агрегат установлен на крышке бака 1 при помощи

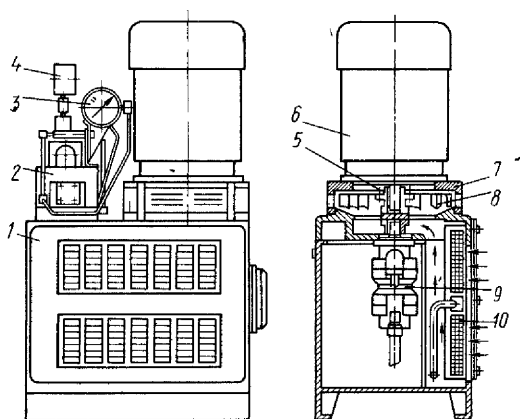


Рис. 6.12. Конструкция насосной установки типа Г48-32

фланца 7. На валу электродвигателя закреплен вентилятор 8. В специальном отсеке бака размещен радиатор 10 воздушного охладителя. В процессе работы гидропривода вентилятор 8 создает поток воздуха (показан стрелками), который обдувает радиатор 10. На крышке бака расположены панель 2 с гидроаппаратами, фильтр 3 и манометр 4.

Контрольные вопросы

1. Что называется гидроусилителем?
2. Из каких основных устройств состоит электрогидравлический усилитель (ЭГУ) мощности?
3. За счет чего происходит усиление выходной мощности ЭГУ?
4. Что понимается под обратной связью ЭГУ?
5. В чем заключается различие между пропорциональным и дискретным управлением ЭГУ?
6. Из каких элементов состоит структурная схема электрогидравлических силовых агрегатов (ЭГСА) поступательного, вращательного и поворотного движения?
7. Что называется насосной установкой?

СХЕМЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ И ГИДРОПЕРЕДАЧ

7.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОПРИВОДОВ И ГИДРОПЕРЕДАЧ

Классификацию гидроприводов устанавливает ГОСТ 17752—81 (рис. 7.1). На рис. 7.2 приведены гидравлические схемы гидроприводов. Наибольшее распространение получил *насосный гидропривод* (рис. 7.2, а), в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель, например гидромотор, насосом *H*, входящим в состав гидропривода. В насосных гидроприводах используют как объемные, так и динамические насосы. Структурная схема насосного гидропривода была рассмотрена в п. 2.1.

В *аккумуляторном гидроприводе* (рис. 7.2, б) рабочая жидкость подается в гидродвигатель, например в цилиндр *Ц*, из гидроаккумулятора *АК*, предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав гидропривода. Аккумуляторные гидроприводы применяют, например, в самолетах.

В *магистральном гидроприводе* (рис. 7.2, в) рабочая жидкость подается в гидродвигатель от магистрали *1*, не входящей в состав гидропривода. Под магистралью понимается трубопровод, по которому рабочая жидкость подается от насосной установки к группе гидроприводов, которые не связаны между собой конструктивно и могут подключаться или монтироваться независимо от других гидроприводов. Магистральные гидроприводы применяют, например, на кораблях (насосные установки размещаются в трюмах, а гидродвигатели с гидроаппаратурой — на палубах).

В гидроприводе поступательного движения (см. рис. 7.2, б) гидродвигателем является гидроцилиндр *Ц*, в гидроприводе вращательного движения (см. рис. 7.2, а) — гидромотор *M*, а в гидроприводе поворотного движения (рис. 7.2, в) — поворотный гидродвигатель ПГД.

В *гидроприводе с разомкнутым потоком* (см. рис. 7.2, а) рабочая жидкость от гидродвигателя (гидромотора *M*) поступает в гидробак *Б*. Основные преимущества таких гидроприводов — возможность подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу, хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Основными недостатками являются большие габаритные размеры и масса гидробака, невозможность использования реверсивных насосов.

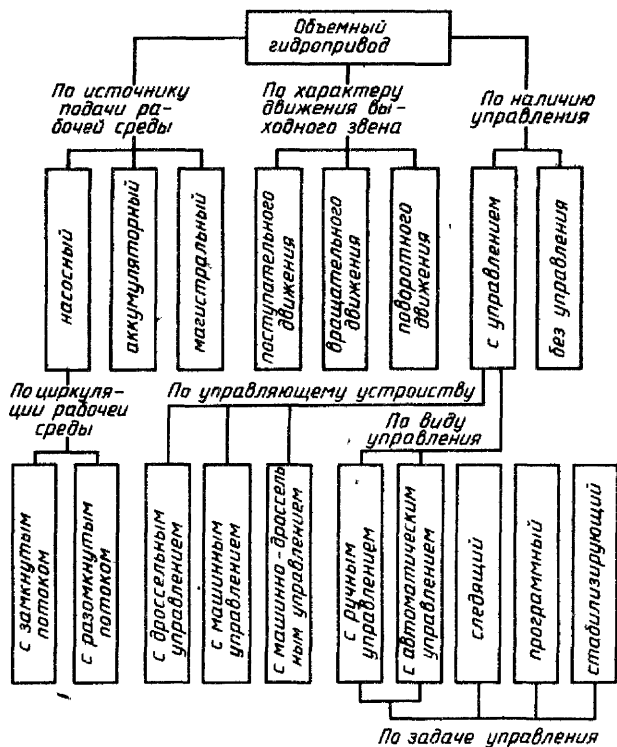


Рис. 7.1. Классификация гидроприводов

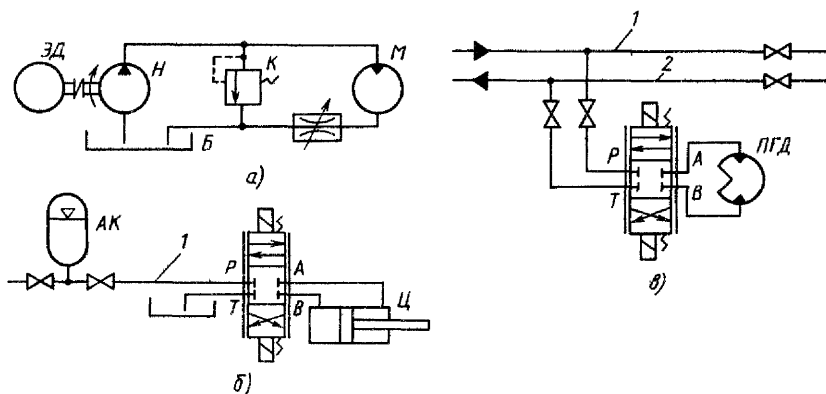





Рис. 7.2. Гидравлические принципиальные схемы объемных гидроприводов: а — насосного; б — аккумуляторного; в — магистрального

7.1. Обозначение гидролиний и движение элементов

Обозначение	Пояснение
	Соединение потоков жидкости
	Разветвление потоков жидкости
	Отвод вспомогательного потока жидкости
Цл/Цп; Цп/Цл	Раздельные потоки жидкости в левой и правой полостях гидроцилиндра
→	вправо
←	влево
↑	вверх
↓	вниз

В гидроприводе с замкнутым потоком (см. рис. 7.8, а) рабочая жидкость от гидродвигателя (гидромотора M) поступает на вход насоса H . Преимуществами таких гидроприводов являются благоприятные условия защиты рабочей жидкости от загрязнений, возможность применения реверсивных регулируемых насосов. К основным недостаткам относятся необходимость применения индивидуального насоса для каждого гидродвигателя, быстрый нагрев рабочей жидкости в замкнутой силовой гидросистеме, трудности обеспечения фильтрации рабочей жидкости в гидролиниях с реверсивным потоком жидкости.

Гидроприводом с управлением называется гидропривод, в котором возможно изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя.

В следящих гидроприводах регулируемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, значение которого заранее неизвестно. Следящие гидроприводы могут быть с ручным и автоматическим управлением.

Программным гидроприводом называется гидропривод с автоматическим управлением, в котором регулируемый параметр движения выходного звена изменяется по заранее заданной программе, например в станках с числовым программным управлением (ЧПУ).

Стабилизирующим гидроприводом называется гидропривод с автоматическим управлением, в котором регулируемый параметр движения выходного звена поддерживается постоянным.

Классификация гидроприводов, изложенная выше, распространяется на объемные гидropередачи (ОГП). Следовательно, ОГП могут быть поступательного, вращательного и поворотного движения, с разомкнутым и замкнутым потоком, с дроссельным, машинным и другим управлением.

ОГП дополнительно разделяют на гидropередачи отдельного и нераздельного исполнения. Наибольшее распространение получили гидropередачи отдельного исполнения, которые монтируют на объектах из отдельных гидроустройств. ОГП нераздельного исполнения состоят из отдельных гидроустройств, размещенных в одном корпусе (см п 7.13)

При описании принципа работы гидропривода или гидropередачи применяют метод записи схем движения потоков в виде буквенно-цифровых обозначений гидроустройств, цифровых обозначений гидролиний и условных знаков, приведенных в табл. 7.1. Этот метод записи нагляден и удобен на практике

7.2. ГИДРОПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Общие сведения. *Гидроприводом с дроссельным управлением* называется гидропривод, в котором управление параметром движения выходного звена гидродвигателя осуществляется при помощи регулируемого дросселя или регулятора расхода, дросселирующего распределителя или гидроусилителя

По источнику подачи рабочей жидкости гидроприводы с дроссельным управлением могут быть насосными, аккумуляторными и магистральными. В насосных гидроприводах применяют обычно нерегулируемые насосы. При этом подача насоса должна превышать максимальный расход гидродвигателя. По циркуляции рабочей жидкости гидроприводы с дроссельным управлением являются гидроприводами с разомкнутым потоком. Они могут быть поступательного, поворотного и вращательного движения

В зависимости от схемы гидроприводы с дроссельным управлением разделяют на гидроприводы с постоянным и переменным давлением. Для гидроприводов с постоянным давлением характерно наличие переливного клапана, который поддерживает в напорной линии постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В гидроприводе с переменным давлением в напорной линии давление изменяется в зависимости от нагрузок гидродвигателя. В таких гидроприводах дроссель устанавливают параллельно гидродвигателю.

Изменение скорости движения выходных звеньев гидродвигателей осуществляется изменением расхода рабочей жидкости путем дросселирования. При этом лишняя часть потока рабочей жидкости непроизводительно сливается в бак либо через переливной клапан, либо через регулируемый дроссель (при его параллельном включении в гидроприводах с переменным давлением).

В гидроприводе с дроссельным управлением в каждый момент времени соблюдаются следующие равенства (без учета потерь):

$$Q_H = Q_{ГД} + Q_{П.к}; \quad Q_H = Q_{ГД} + Q_{ДР},$$

где Q_H — подача нерегулируемого насоса; $Q_{ГД}$ — расход жидкости, поступающей в гидродвигатель; $Q_{П.к}$, $Q_{ДР}$ — расход жидкости, проходящей через переливной клапан, дроссель.

В гидроприводах с регулируемыми дросселями и регуляторами расхода изменение направления движения выходных звеньев гидродвигателей (реверсирование) осуществляется при помощи направляющих распределителей.

Основными преимуществами гидроприводов с дроссельным управлением являются высокая чувствительность и большое быстродействие, простота конструкции гидроустройств и невысокая их стоимость; возможность автономного управления гидродвигателями, работающими от одного насоса. К недостаткам относятся: сложность обеспечения дистанционного управления гидроприводом или объемной гидропередачей, в состав которых входят регулируемые дроссели и регуляторы расхода; более низкий по сравнению с гидроприводом с машинным управлением КПД, обусловленный самим принципом дросселирования рабочей жидкости. Поэтому гидроприводы и объемные гидропередачи с дроссельным управлением обычно применяют при мощности не более 5 кВт.

Гидроприводы с постоянным давлением. В таких гидроприводах регулируемые дроссели устанавливают либо в напорной линии перед направляющим распределителем (дроссель на входе), либо в сливной линии после направляющего распределителя (дроссель на выходе).

На рис. 7.3, а показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на входе гидродвигателя (гидроцилиндра). Гидропривод состоит из нерегулируемого

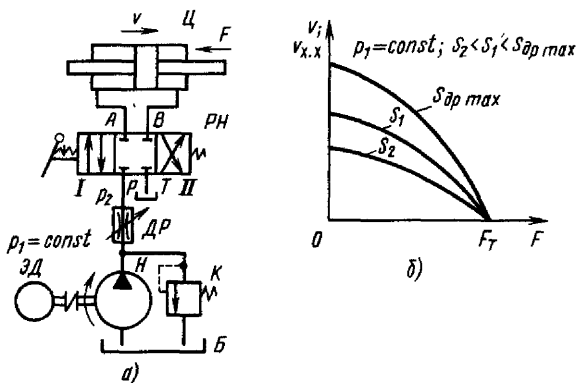


Рис. 7.3. Гидропривод с дросселем на входе:

а — гидравлическая принципиальная схема; б — характеристика

насоса H с приводящим электродвигателем $\mathcal{E}Д$, бака B , переливного клапана K , регулируемого дросселя $ДР$, направляющего распределителя $РН$ и поршневого гидроцилиндра $Ц$.

Принцип работы гидропривода следующий. При включении приводящего электродвигателя насос всасывает рабочую жидкость из бака и нагнетает ее под давлением в напорную линию. Далее рабочая жидкость поступает через дроссель и распределитель в одну из полостей цилиндра, например в левую. Под действием давления жидкости поршень перемещается вправо, а из правой полости цилиндра рабочая жидкость вытесняется через распределитель и по сливной линии поступает в бак.

Схемы движения потоков жидкости в гидроприводе будут следующими:

$$B - H \begin{array}{l} \text{---} ДР \text{---} \overrightarrow{РН} \text{---} \overleftarrow{Цл/Цп} \text{---} \overrightarrow{РН} \text{---} B \\ \text{---} K \text{---} B \end{array}$$

или

$$B - H \begin{array}{l} \text{---} ДР \text{---} \overleftarrow{РН} \text{---} \overrightarrow{Цп/Цл} \text{---} РН \text{---} B \\ \text{---} K \text{---} B \end{array}$$

Направление движения поршня цилиндра изменяют с помощью направляющего распределителя $РН$, а скорость — с помощью регулируемого дросселя $ДР$.

Расход $Q_{ц}$ жидкости, подводимой к цилиндру, равен расходу жидкости через дроссель $Q_{др}$:

$$Q_{ц} = Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (7.1)$$

где μ — коэффициент расхода; $\mu = 0,6 \dots 0,7$; $S_{др}$ — площадь рабочего проходного сечения, m^2 ; Δp — перепад давлений, Па; ρ — плотность жидкости, kg/m^3 .

Излишек жидкости, равный $Q_{п} - Q_{др}$, сливается в бак через переливной клапан, который поддерживает давление p_1 постоянным. Давление p_2 в линии после дросселя, зависящее от нагрузки, определяют из условия равновесия цилиндра (без учета сил трения и инерции)

$$p_2 S_{п} = F + p_c S_{п}, \quad (7.2)$$

где $S_{п}$ — рабочая площадь поршня цилиндра, m^2 ; F — нагрузка на штоке цилиндра, Н; p_c — давление жидкости в сливной линии, Па.

Без учета давлений в сливной линии перепад давлений на дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_1. \quad (7.3)$$

Учитывая, что $Q_{ц} = v S_{п}$, определяют среднюю скорость штока цилиндра:

$$v = \frac{Q_{др}}{S_{п}} = \frac{\mu S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 - \frac{F}{S_{п}} \right)}. \quad (7.4)$$

Скорость движения штока цилиндра

$$v = \frac{\mu S_{др}}{S_H} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 + \frac{|F|}{S_H} \right)}. \quad (7.5)$$

Преимущества рассматриваемого гидропривода: возможность управления скоростью движения выходных звеньев гидродвигателей при знакопеременной нагрузке, быстрое торможение выходного звена гидродвигателя; отвод теплоты, выделяющейся при дросселировании рабочей жидкости, в бак, минуя гидродвигатель. К недостаткам относятся зависимость скорости движения выходного звена гидродвигателя от нагрузки, а также меньшая экономичность по сравнению со схемой гидродвигателя с дросселем на входе (часть мощности гидродвигателя затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в сливной линии).

На рис. 7.5 показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселирующим распределителем РДР, который выполняет при работе гидропривода две функции: изменяет направление потока рабочей жидкости и регулирует скорость движения штока цилиндра. В таких гидроприводах обычно применяют симметричные золотниковые распределители. Принцип работы гидропривода следующий. При перемещении золотника распределителя под внешним воздействием, например, вправо (позиция I) в распределителе создаются два рабочих проходных сечения (две дросселирующие щели). Через первую дросселирующую щель (дроссель на входе) рабочая жидкость под давлением поступает в левую полость гидроцилиндра. Под действием давления поршень перемещается вправо; при этом рабочая жидкость вытесняется из правой полости цилиндра и проходит через вторую дросселирующую щель (дроссель на выходе) распределителя в бак. При изменении внешнего воздействия изменяются площади рабочих проходных сечений, а следовательно, и расход рабочей жидкости через них. Схемы движения потоков жидкости в гидроприводе будут следующими:

$$B - H - \overrightarrow{PDR} - \overrightarrow{Цл/Цп} - \overrightarrow{PDR} - B$$

$$\quad \quad \quad \downarrow$$

$$\quad \quad \quad K - B$$

или

$$B - H - \overleftarrow{PDR} - \overleftarrow{Цп/Цл} - \overleftarrow{PDR} - B.$$

$$\quad \quad \quad \downarrow$$

$$\quad \quad \quad K - B$$

Рассматриваемый гидропривод получил широкое применение в следящих гидроприводах с автоматическим управлением. Для этой схемы характерны быстроедействие и точность отработки управляющих сигналов. К недостаткам можно отнести зависимость скорости движения выходных звеньев гидродвигателя от нагрузки, а также нагрев жидкости в результате двойного дросселирования потока жидкости.

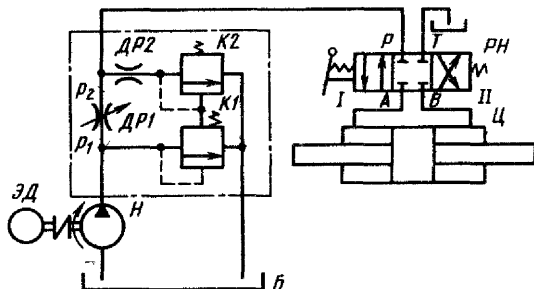


Рис. 7.6 Гидравлическая принципиальная схема гидропривода с регулятором расхода на входе

Для обеспечения постоянной скорости движения выходных звеньев гидродросселей при переменных нагрузках в гидроприводах и объемных гидропередачах с дроссельным управлением применяют регуляторы расхода (см. п. 4.5), предназначенные для поддержания заданного расхода независимо от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости и состоящие из регулируемого дросселя и различных клапанов, которые обеспечивают постоянство перепада давлений на дросселе. Регуляторы расхода устанавливают как на входе, так и на выходе гидродвигателей.

На рис. 7.6 показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с регулятором расхода, установленным на входе в гидроцилиндр. В регулятор расхода входят регулируемый дроссель ДР1, с помощью которого регулируют скорости движения штока цилиндра, и два клапана. Клапан К1 перепада давлений подключен параллельно напорной линии и предназначен для автоматического поддержания постоянного перепада давлений на дросселе ДР1. Линия управления клапана К1 соединена через дроссель ДР2 с напорной линией. Клапан К2 предохраняет гидропривод от давления, превышающего установленное. При повышении нагрузки F на штоке цилиндра одновременно повышается давление p_2 . При этом рабочее проходное сечение клапана К1 автоматически уменьшается, в результате чего давление p_1 соответственно повышается. Таким образом, перепад давлений на дросселе восстанавливается. Аналогично при снижении давления p_2 уменьшается давление p_1 .

В гидроприводах и объемных гидропередачах с дроссельным управлением применяют также регуляторы расхода, в состав которых входят редуцирующие клапаны.

К недостаткам гидроприводов с регуляторами расхода относятся большие габаритные размеры и масса регуляторов расхода, а также сложность обеспечения автоматического дистанционного управления.

Гидроприводы с переменным давлением. На рис. 7.7, а показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода, в котором регулируемый дроссель установлен параллельно гидроцилиндру Ц, т. е. в линии, соединяющей напорную линию 1

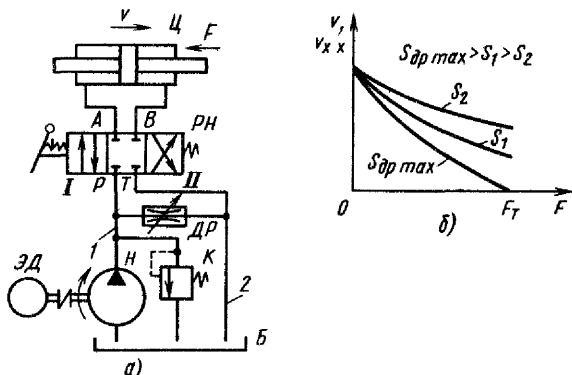


Рис. 7.7 Гидропривод с параллельно включенным дросселем:
 а — гидравлическая принципиальная схема, б — характеристика

со сливной линией 2. В схеме отсутствует переливной клапан, в результате чего давление p_1 в напорной линии зависит от нагрузки гидродвигателя. Без учета сил трения

$$p_1 = F/S_{\text{п}}. \quad (7.6)$$

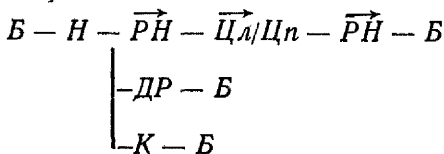
Для предохранения гидропривода от давления, превышающего допустимое в напорной линии, установлен предохранительный клапан К. Направляющий распределитель РН предназначен для изменения направления потока рабочей жидкости, поступающей в полость гидроцилиндра. При работе гидропривода поток рабочей жидкости, создаваемый насосом Н, разделяется на два параллельных потока, один из которых поступает по напорной линии 1 через направляющий распределитель РН в одну из полостей гидроцилиндра, а другой — через дроссель ДР по сливной линии 2 в бак. Следовательно, расход рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру,

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{др}}. \quad (7.7)$$

Средняя скорость штока цилиндра (без учета давления в сливной линии)

$$v = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_{\text{п}}} = \frac{Q_{\text{н}}}{S_{\text{п}}} - \frac{\mu S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{2 F}{\rho S_{\text{п}}}}. \quad (7.8)$$

Схемы движения потоков жидкости в гидроприводе



или

$$B - H - \overline{P_H} - \overline{C_n/C_d} - \overline{P_H} - B.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -DP - B \\ -K - B \end{array} \right.$$

Следовательно, скорость штока цилиндра при прочих равных условиях зависит от настройки дросселя (площади его рабочего проходного сечения) и внешней нагрузки. При постоянной нагрузке скорость штока цилиндра максимальна при площади рабочего проходного сечения дросселя, равной нулю, т. е. при полностью закрытом дросселе. По мере открытия дросселя часть жидкости отводится в бак, и скорость штока соответственно уменьшается. При полном открытии дросселя весь поток жидкости от насоса пойдет через дроссель в бак, и шток цилиндра остановится.

На рис. 7.7, б приведена характеристика рассматриваемого гидропривода, построенная для разных площадей рабочих проходных сечений дросселя ($S_{др \max} > S_1 > S_2$). Общую для семейства характеристики точку $v_{x, x}$ определяют при $F = 0$, т. е. при отсутствии нагрузки (режим холостого хода), а точку F_T находят на основной характеристике для полностью открытого дросселя. Скорость штока при одной и той же площади проходного сечения дросселя с увеличением нагрузки на штоке цилиндра уменьшается. Эта зависимость является общим недостатком всех гидроприводов, в которых применяются регулируемые дроссели.

Для гидроприводов и объемных гидропередач с переменным давлением характерны следующие преимущества: они имеют более высокий КПД по сравнению с гидроприводами с постоянным давлением, так как их мощность зависит от нагрузки; тепловой поток, образующийся при дросселировании рабочей жидкости, отводится вместе с жидкостью в бак. К недостаткам относятся невозможность управления скоростью при отрицательной нагрузке и невозможность подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу.

7.3. ГИДРОПРИВОДЫ С МАШИННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Гидроприводом с машинным управлением называется гидропривод, в котором управление параметрами движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулируемым насосом или регулируемым гидромотором, или обеими регулируемые гидромашинными (насосом и гидромотором).

Теоретическую (расчетную) частоту вращения вала гидромотора в таких гидроприводах определяют из условий равенства подачи насоса Q_H и расхода Q_M гидромотора:

$$Q_H = Q_M \text{ или } V_{OH}n_H = V_{OM}n_M, \quad (7.9)$$

где $V_{он}$ и $V_{ом}$ — рабочие объемы насоса и гидромотора; n_n и n_m — частоты вращения насоса и гидромотора:

$$n_m = Q_M / V_{ом} = n_n V_{он} / V_{ом}. \quad (7.10)$$

Частота вращения вала насоса для гидроприводов с машинным управлением постоянна. Следовательно, осуществлять управление частотой вращения вала гидромотора можно тремя способами: изменять рабочий объем насоса или гидромотора или одновременно изменять рабочие объемы и насоса, и гидромотора. Первый способ применяют в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движения, второй и третий — только в гидроприводах вращательного движения.

На рис. 7.8 приведены простейшие схемы гидроприводов с машинным управлением. Гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 7.8, а) является самым распространенным. Принцип его работы следующий. При включении приводящего электродвигателя ЭД насос H нагнетает рабочую жидкость по напорной линии 1 в гидромотор M , вал которого под действием крутящего момента вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной линии 2 снова поступает в насос.

Схема потока рабочей жидкости при работе гидропривода будет следующая: $H-1-M-2-H$.

Давление p_n гидропривода в напорной линии зависит от нагрузки гидромотора:

$$p_n = \Delta p_M + \Delta p_{тр} = \frac{2\pi M_M}{V_{ом}} + \Delta p_{тр}, \quad (7.11)$$

где M_M — вращающий момент гидромотора, Н м; Δp_M — перепад давлений в гидромоторе, Па, $\Delta p_{тр}$ — потери давления в гидрولىниях, Па.

Частотой вращения вала гидромотора управляют, изменяя рабочий объем насоса, а направление вращения вала гидромотора изменяют в результате реверсирования потока рабочей жидкости, создаваемого насосом. При этом сначала подачу насоса уменьшают до нуля, а затем увеличивают (при этом жидкость подается в противоположном направлении). В результате функции гидрولىний меняются: линия 2 становится напорной, а линия 1 — сливной. Схема потока рабочей жидкости $H-2-M-1-H$.

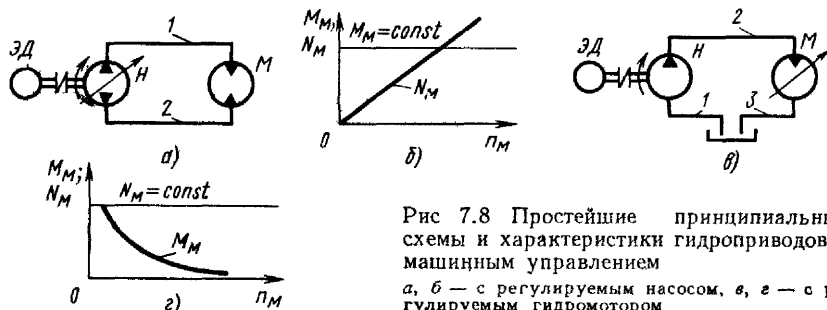


Рис. 7.8 Простейшие принципиальные схемы и характеристики гидроприводов с машинным управлением
а, б — с регулируемым насосом, в, г — с регулируемым гидромотором

На рис. 7.8, б приведены характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий: $n_H = \text{const}$; $V_{0M} = \text{const}$ и $\Delta p_M = \text{const}$.

Основные параметры гидропривода определяют по следующим формулам:

$$\begin{aligned} n_M &= n_H V_{0H} / V_{0M}; \quad N_H = N_M = \\ &= Q_H \Delta p_M \neq \text{const}; \quad M_M = \frac{1}{2\pi} V_{0M} \Delta p_M = \text{const}, \end{aligned} \quad (7.12)$$

где N_H и N_M — мощность насоса и гидромотора.

Следовательно, частота вращения вала гидромотора и его мощность изменяются в рассматриваемом гидроприводе прямо пропорционально рабочему объему насоса, а вращающий момент гидромотора (без учета потерь) является постоянным.

Гидропривод с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом (рис. 7.8, в) применяют значительно реже по сравнению с гидроприводами, которые имеют регулируемые насосы. На рис. 7.8, г приведены характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий: $n_H = \text{const}$; $V_{0H} = \text{const}$; $\Delta p_M = \text{const}$.

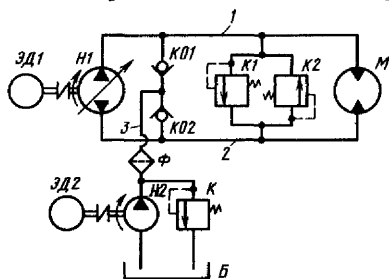
Основные параметры гидропривода определяют по формулам:

$$\begin{aligned} n_M &= n_H V_{0H} / V_{0M}; \quad N_M = Q_H \Delta p_M = \text{const}; \\ M_M &= \frac{1}{2\pi} V_{0M} \Delta p_M \neq \text{const}. \end{aligned} \quad (7.13)$$

Частота вращения вала гидромотора изменяется в рассматриваемом гидроприводе обратно пропорционально его рабочему объему. Например, чтобы увеличить частоту вращения вала гидромотора, необходимо уменьшить его рабочий объем (при этом уменьшается его вращающий момент). Теоретическая мощность привода (без учета потерь) является постоянной.

К недостаткам гидроприводов с регулируемыми гидромоторами относятся сложность управления гидромоторами при их значительном удалении от операторов и ограничение минимального рабочего объема гидромотора, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения (самоторможение).

На рис. 7.9 показана принципиальная схема гидропривода



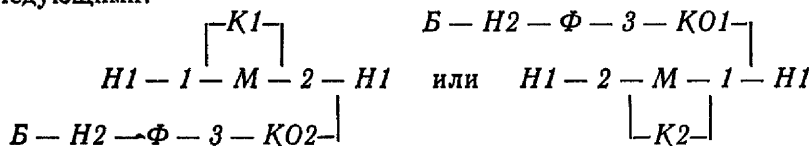
с машинным управлением и дополнительной гидросистемой подпитки. Основные элементы гидропривода: регулируемый реверсивный насос $H1$, приводящий электродвигатель $ЭД1$ ($n_{дв} = n_M = \text{const}$) и

Рис. 7.9. Гидравлическая принципиальная схема гидропривода с машинным управлением и системой подпитки

нерегулируемый реверсивный гидромотор M . Компенсация утечек рабочей жидкости в гидроприводе с замкнутым потоком ($H1-1-M-2-H1$) обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки. В эту систему входят подпиточный насос $H2$, приводящий электродвигатель $\mathcal{E}Д2$, переливной клапан K , поддерживающий постоянное давление подпитки $p = 0,3 \dots 0,5$ МПа в напорной линии 3 , и два обратных клапана $KO1$ и $KO2$, включенные параллельно в напорную линию 3 .

Правило подпитки. При подпитке жидкость всегда подается в сливную линию. Поэтому одновременно с подпиткой системы с замкнутым потоком производится подпор рабочей жидкости в сливной линии, что существенно улучшает условия работы насоса $H1$ и всасывание (кавитационную характеристику). Если линия 1 является напорной линией замкнутой гидросистемы, то подпитка происходит через клапан $KO2$ в сторону сливной линии 2 . Другой обратный клапан $KO1$ в это время закрыт под действием давления жидкости, проходящей по напорной линии 1 . При изменении направления потока в замкнутой гидросистеме на противоположное функции клапанов $KO1$ и $KO2$ меняются.

Схемы потоков жидкости при работе гидропривода будут следующими:



В гидроприводе имеются предохранительные клапаны $K1$ и $K2$, которые предохраняют гидросистему от давления, превышающего установленное. Их два потому, что гидропривод реверсивный. При заданном направлении потока рабочей жидкости в гидроприводе с замкнутым потоком выполняет свои функции тот предохранительный клапан, который соединен с напорной линией. Например, клапан $K1$, если напорной линией будет линия 1 .

К основным преимуществам гидроприводов и объемных гидропередач с машинным управлением по сравнению с гидроприводами с дроссельным управлением относятся: меньшие гидравлические потери и более высокий КПД (из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости); более плавное реверсирование и торможение гидродвигателей (из-за отсутствия распределителей). Благодаря перечисленным преимуществам рассмотренный способ машинного управления применяется в гидроприводах и объемных гидропередачах средней и большей мощности (обычно свыше 3 кВт).

Основным недостатком гидроприводов и объемных гидропередач с машинным управлением является сложность системы автоматического управления рабочими объемами регулируемых насосов и гидромоторов. Для перемещения элементов регулирования

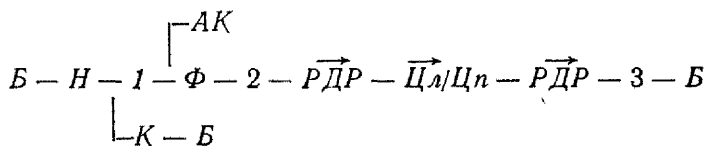
насосов и гидромоторов требуются значительные усилия, которые создаются с помощью двухкаскадных электрогидравлических механизмов управления (см. п. 6.2), имеющих низкий КПД.

7.4. ГИДРОПРИВОДЫ С МАШИННО-ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

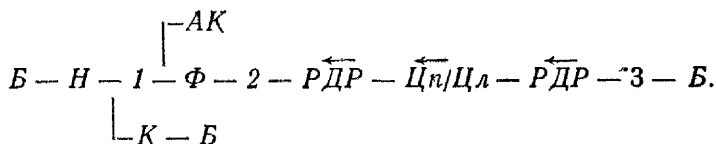
Гидроприводом с машинно-дроссельным управлением называется гидропривод, в котором управление параметрами движения выходного звена осуществляется регулирующим гидроаппаратом и объемной гидромашинной (чаще всего — регулируемым насосом).

На рис. 7.10, а показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода поступательного движения с разомкнутым потоком с машинно-дроссельным управлением (с регулируемым насосом H , имеющим регулятор подачи с обратной связью по давлению).

Схемы потоков рабочей жидкости при работе гидропривода:



или



Скорость штока гидроцилиндра Ц изменяют с помощью дросселирующего распределителя РДР с управлением от электромагнитов, аналогично гидроприводу с дроссельным управлением (см. рис. 7.5). Однако в рассматриваемом гидроприводу при уменьше-

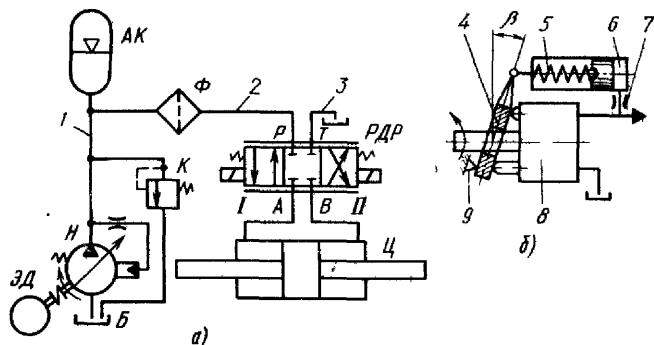


Рис 7.10 Гидропривод с машинно-дроссельным управлением:
 а — гидравлическая принципиальная схема, б — схема регулятора подачи насоса

нии расхода рабочей жидкости через распределитель *РДР* автоматически уменьшается подача регулируемого насоса *Н*. Пневмогидроаккумулятор *АК*, подключенный в напорную линию, предназначен для питания гидропривода в начале перемещения золотника распределителя *РДР* из исходной позиции, когда подача насоса еще невелика.

На рис. 7.10, б показана принципиальная схема аксиально-поршневого насоса с регулятором подачи. Чувствительным элементом регулятора является пружина 5 гидроцилиндра 6 одностороннего действия. Шток цилиндра шарнирно соединен с наклонным диском 4 насоса 8, а поршневая полость цилиндра подключена через дроссель 6 к напорной линии. Насос имеет упор 9, который ограничивает угол наклона β диска.

Принцип регулирования насоса с помощью автоматического регулятора следующий. Если давление в напорной линии меньше, чем давление настройки регулятора, диск насоса отклонен от нулевого положения на максимальный угол β и, следовательно, насос имеет максимальный объем (наибольшую подачу). При давлении в напорной линии, большем давления настройки регулятора, поршень цилиндра под действием силы давления перемещается влево, сжимает пружину и поворачивает орган регулирования рабочего объема (диск) насоса в сторону нулевого положения. При этом уменьшается рабочий объем насоса, а следовательно, и его подача. При максимальном давлении жидкости в напорной линии подача насоса может быть равна нулю. Крутизна изменения подачи насоса от давления жидкости, определяемая жесткостью пружины 2, влияет на динамические качества гидропривода. Чем круче характеристика, тем лучше динамические характеристики.

7.5. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТИПОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

На рис. 7.11 показана принципиальная схема гидропривода с машинным управлением вращательного движения с регулируемым насосом типа ПД № 1,5. Она включает в себя два гидропривода: основной с машинным управлением, состоящий из регулируемого аксиально-поршневого насоса *Н1* и нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора *М*, и вспомогательный с дроссельным управлением, состоящий из нерегулируемого (пластинчатого) насоса *Н2* и двухкаскадного электрогидравлического механизма управления (*МУ*), предназначенного для дистанционного управления поворотом люльки насоса *Н1*. Гидроприводы имеют общий приводящий электродвигатель *ЭД*, вал которого соединен с валами насосов *Н1* и *Н2* муфтой. Управление частотой вращения вала гидромотора *М* и его реверс производятся путем изменения рабочего объема насоса *Н1* с помощью поворота люльки от нулевого положения.

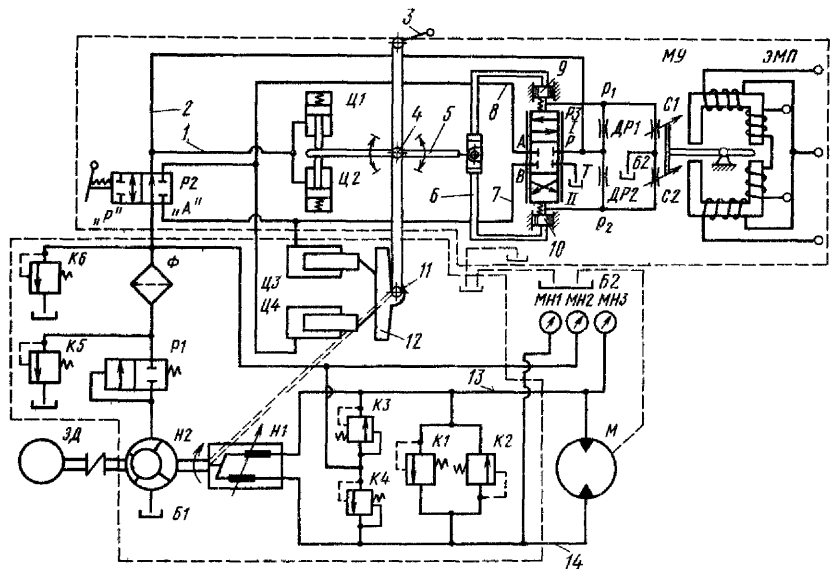


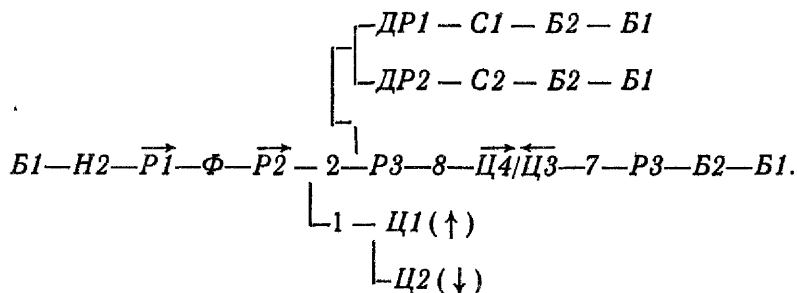
Рис. 7.11. Гидравлическая принципиальная схема гидропривода с машинным управлением и регулируемым насосом типа ПД№ 1,5

Насосы *H1* и *H2*, гидроцилиндры *Ц1* и *Ц2* механизма управления, клапаны *K1* ... *K6*, распределители *P1* и *P2* и фильтр *Ф* размещены в одном корпусе насоса типа ПД№ 1,5. Насос *H2* кроме питания механизма управления *МУ* выполняет функцию подпитки замкнутой гидросистемы основного гидропривода с машинным управлением. Фильтр *Ф* установлен в напорной линии насоса *H2*. Клапан *K2* предохраняет фильтр *Ф*. Переливной клапан *K6* предназначен для поддержания постоянного давления в напорной линии насоса *H2*. Бак *Б* соединен с корпусом насоса типа ПД№ 1,5 и гидромотором *М* гидролиниями. Имеется манометрический щит с манометрами *MН2*, соединенными с напорной линией насоса *H2*, и *MН1* и *MН3*, соединенными с линиями основного гидропривода.

В гидроприводе предусмотрены два режима управления: автоматический *A* и ручной *P*.

Для переключения механизма управления на автоматический режим работы необходимо установить кран распределителя *P2* в положение «*A*». При этом напорная линия насоса *H2* соединяется с напорными линиями 1 и 2 механизма управления *МУ*, а проходы распределителя *P2*, соединяющие полости цилиндров *Ц3* и *Ц4*, размыкаются. Рабочая жидкость под давлением по линии 2 поступает через дроссели *ДР1* и *ДР2* к соплам *C1* и *C2* (и далее на слив в корпус *МУ* (в бак *Б2*), дросселирующему распределителю *P3* и по линии 1 к нуль-установителям (цилиндрам) *Ц1* и *Ц2*.

Схема движения потока жидкости во вспомогательном гидроприводе при этом следующая:

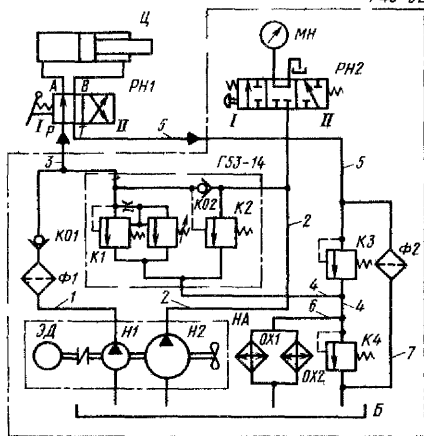


Под действием давления рабочей жидкости штоки нуль-установителей погружаются в свои корпуса и освобождают люльку насоса (нуль-установители обеспечивают пуск насоса $H1$ при нулевом рабочем объеме). При подаче электрического сигнала управления определенного значения и полярности на электромеханический преобразователь (ЭМП) заслонка поворачивается в ту или иную сторону на угол, пропорциональный сигналу управления. При повороте заслонки, например, вверх, гидравлическое сопротивление сопла $C1$ увеличивается, а сопла $C2$ — уменьшается. Соответственно увеличивается давление p_1 в междроссельной камере верхней ветви гидравлического моста и уменьшается давление p_2 в междроссельной камере нижней ветви. В диагонали моста возникает перепад давлений Δp , под действием которого золотник распределителя $P3$ перемещается вниз. При этом через соответствующие дросселирующие щели распределителя $P3$ напорная линия насоса $H2$ соединяется с рабочей полостью цилиндра $Ц4$, а рабочая полость цилиндра $Ц3$ — со сливной линией.

Под действием давления рабочей жидкости плунжер цилиндра $Ц4$ отклоняет люльку насоса от нулевого (среднего) положения против часовой стрелки. Одновременно рабочая жидкость вытесняется из рабочей полости цилиндра $Ц3$ через вторую дросселирующую щель распределителя $P3$ в корпус МУ (см. схему потока жидкости). Отклонение люльки насоса передается валу 4 управления, соединенному с люлькой 12 при помощи муфты 11. При повороте валика управления тяга 5 поворачивается против часовой стрелки. Тяга перемещает рычаг 6 и поршни 9 и 10 обратной связи вверх. Так как поршни обратной связи перемещаются в направлении, противоположном направлению перемещения золотника, деформируя при этом пружины, то под действием возникающей разности сил пружин золотник возвратится в нейтральное положение, и движение люльки насоса прекращается. Люлька насоса поворачивается на угол, пропорциональный разности токов в обмотках управления электромагнита.

При этом схема потока жидкости (при работе основного гидропривода) будет следующей: $H1-13-M-14-H1$.

Рис. 7.12. Гидравлическая принципиальная схема гидропривода со ступенчатым управлением



Принцип работы механизма МУ при подаче на ЭМП электрического сигнала противоположной полярности аналогичный, но при этом люлька насоса поворачивается по часовой стрелке от нейтрального положения. При работе насоса рабочая жидкость из сопел $C1$ и $C2$ и из сливной линии распределителя $P3$ сливается сначала в корпус механизма МУ, а затем во внутреннюю

полость насоса $H1$. При этом схема потока жидкости при работе основного гидропривода будет следующей: $H1-14-M-13-H1$.

После выключения электродвигателя ЭД рабочая жидкость перестает поступать в механизм МУ. Давление рабочей жидкости падает, и штоки нуль-установителей $\mathcal{C}1$ и $\mathcal{C}2$ под действием сжатых пружин перемещаются из корпусов наружу и действуют через рычаг на валик управления. Последний поворачивается и устанавливает люльку в нулевое (нейтральное) положение.

Для переключения механизма управления МУ на ручной режим работы необходимо установить кран распределителя $P1$ в положение p , повернув его по часовой стрелке на 180° . При этом напорная линия насоса $H2$ отключается от механизма МУ, а проходы распределителя $P2$, соединяющие полости цилиндров $\mathcal{C}3$ и $\mathcal{C}4$, замыкаются. Штоки нуль-установителей $\mathcal{C}1$ и $\mathcal{C}2$ под действием сил пружин выдвигаются и удерживают люльку насоса $H1$ в нулевом (среднем) положении. Чтобы повернуть люльку насоса, необходимо при помощи рукоятки 3 повернуть валик 4 управления. При этом цилиндры $\mathcal{C}3$ и $\mathcal{C}4$ не трепещут повороту люльки насоса, так как рабочая жидкость свободно перепускается из одного цилиндра в другой через соответствующие каналы распределителя $P2$. Люлька насоса $H1$, поворачиваясь, давит на штоки нуль-установителей $\mathcal{C}1$ и $\mathcal{C}2$ рукоятки 3 валика управления. При этом сжимается одна из пружин нуль-установителя. При прекращении действия на рукоятку ручного управления нуль-установители возвращают орган регулирования (люльку) насоса в нулевое (среднее) положение. То же происходит при выключении гидропривода, что обеспечивает пуск электродвигателя ЭД практически без нагрузки на валу.

На рис. 7.12 приведена гидравлическая принципиальная схема гидропривода поступательного движения с разомкнутым

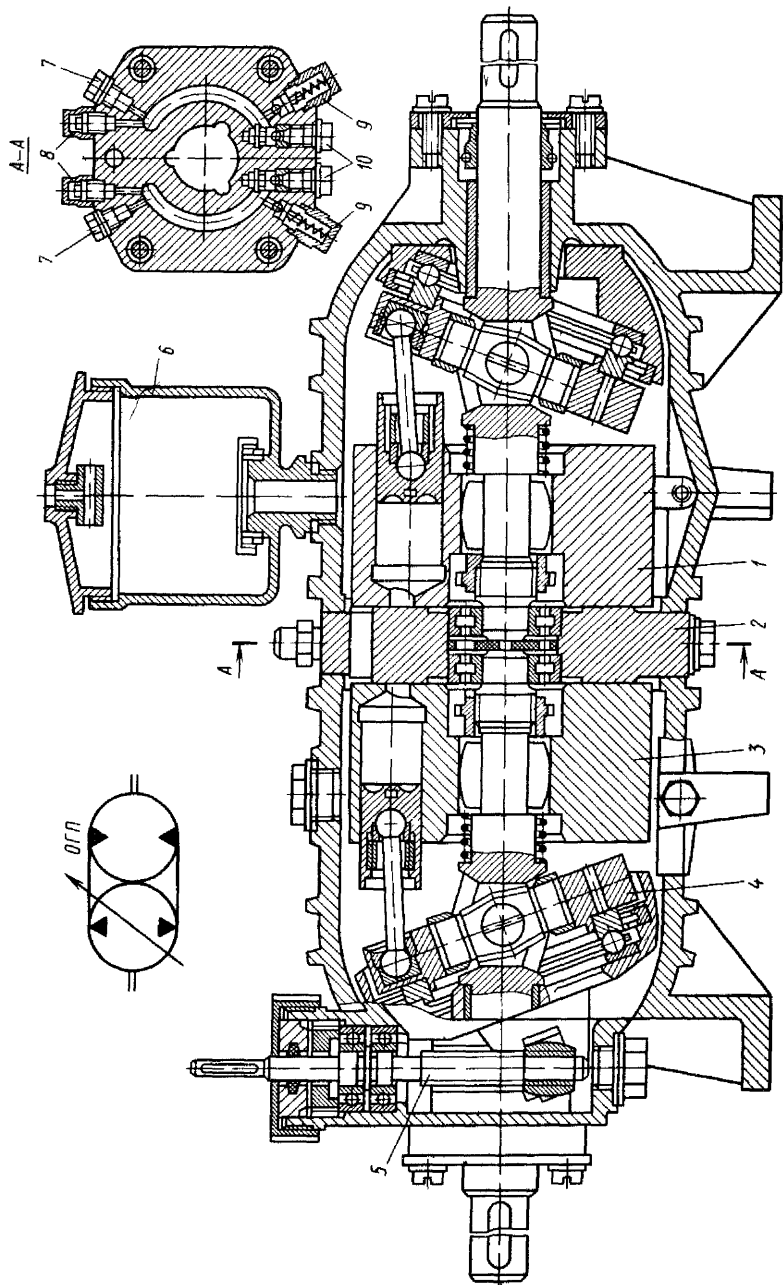


Рис. 7.13. Конструкция объемной гидротрансформации нераздельного исполнения

**ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ,
ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ГИДРОПРИВОДАМ****8.1. СТАДИИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА И КАЧЕСТВО
ГИДРОПРИВОДОВ**

Стадии жизненного цикла изделия. Жизненным циклом изделия (в частности, гидропривода) называется совокупность взаимосвязанных процессов создания и последовательного изменения состояния изделия от формирования исходных требований к нему до окончания его эксплуатации. Жизненный цикл изделия разделяют на следующие стадии (рис. 8 1): разработка, производство, обращение, эксплуатация и ремонт. Каждая стадия содержит определенные виды работ и этапы их выполнения. Порядок и правила выполнения работ на стадиях жизненного цикла изделия установлены «Системой разработки и постановки продукции на производство» (СРПП).

Под **р а з р а б о т к о й** изделия понимается стадия его жизненного цикла, на которой создаются конструкторская документация и образцы изделия, необходимые для организации промышленного производства. Основным содержанием разработки гидроприводов и гидроустройств, входящих в их состав, являются опытно-конструкторские работы (ОКР). Подробные сведения о выполнении ОКР на стадии разработки изделий приведены в п. 9. 1

Под **п р о и з в о д с т в о м** изделия понимается стадия жизненного цикла, на которой осуществляется его промышленное изготовление. Стадия производства изделия содержит постановку на производство, установившееся производство, монтаж изделия вне предприятия-изготовителя и снятие изделия с производства.

Постановка изделия на производство осуществляется в три этапа: подготовка конструкторской документации (КД), подготовка производства и его освоение. Важной составной частью подготовки является технологическая подготовка производства (ГОСТ 14 004—83*). Под освоением производства понимается составная часть постановки изделия на производство, включающая отработку и проверку подготовленного технологического процесса и овладение практическими навыками изготовления изделия со стабильными значениями показателей качества и в заданном объеме выпуска. Решение об освоении изделия принимается по результатам квалификационных испытаний. Порядок проведения квалификационных испытаний устанавливает ГОСТ 15 001—73*.

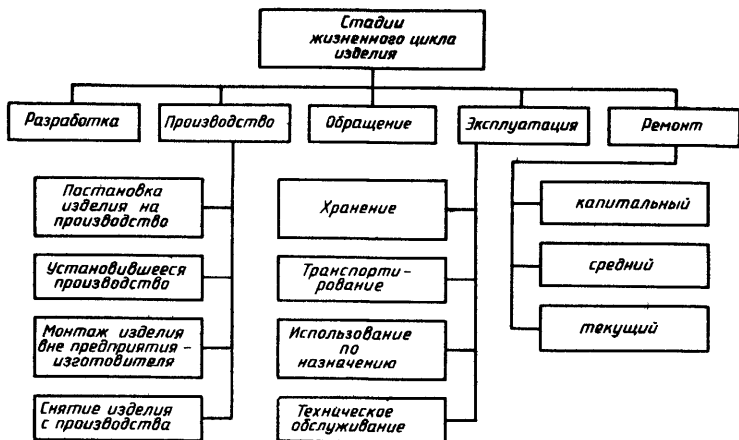


Рис. 8.1. Стадии жизненного цикла изделия

Под установленным производством понимается серийное или массовое производство изделий по окончательно отработанной конструкторской и технологической документации. Производство конкретного гидроустройства осуществляется в последовательности, определяемой технологической документацией (изготовление деталей, сборка, обкатка гидромашин, контроль и контрольные испытания). Более подробные сведения о приемке и испытаниях гидроустройств серийного и массового производства приведены в п. 11.5.

Под обращением изделия понимается стадия его жизненного цикла от отгрузки его предприятием-изготовителем до получения потребителем. Для обращения изделия характерны транспортирование и хранение в состоянии поставки. При обращении должно быть обеспечено максимальное сохранение качества готовых изделий.

Под эксплуатацией изделия понимается стадия его жизненного цикла, на которой реализуется, поддерживается и восстанавливается его качество. Эксплуатация изделия включает в себя в общем случае использование его по назначению, транспортирование, хранение, техническое обслуживание (ТО) и текущий ремонт. Транспортирование и хранение гидроприводов осуществляется совместно с гидрофицированными машинами, в состав которых они входят. Под техническим обслуживанием понимается комплекс операций (или операция) по поддержанию работоспособности или исправности гидропривода при использовании по назначению, ожидании, хранении и транспортировании.

Ремонтом изделия называется стадия его жизненного цикла, на которой осуществляется комплекс операций по восстановлению его исправности или работоспособности и восстановлению

ресурса изделия или его составных частей. Различают капитальный, средний и текущий ремонт. Капитальный и средний ремонт гидроустройств, входящих в гидроприводы, производят по ремонтной документации на специальных ремонтных заводах, а текущий (замена и несложное восстановление отдельных составных частей) — обычно силами обслуживающего персонала по эксплуатационной документации.

Более подробные сведения о техническом обслуживании и текущем ремонте гидропривода приведены в п. 11.8.

Качество гидроприводов. Под качеством изделия понимают совокупность свойств, обуславливающих его пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с его назначением. Принято считать, что качество изделия закладывается на стадии разработки, обеспечивается на стадии производства и поддерживается на стадии эксплуатации.

Для объективной оценки качества изделия устанавливаются показатели качества — количественные характеристики свойства изделия, рассматриваемые применительно к определенным условиям его создания и эксплуатации. Номенклатуру показателей качества гидроприводов и гидроустройств, входящих в их состав, устанавливает ГОСТ 4.37—83*.

Установлены следующие группы показателей качества гидроустройств: назначения; конструктивные; надежности; прочности и устойчивости к внешним воздействующим факторам (ВВФ); технологичности конструкции; стандартизации и унификации; безопасности; эргономические; технической эстетики; патентно-правовые и др.

Рассмотрим некоторые из них.

Показатели назначения характеризуют свойства гидроустройства, которые определяют его основные функции и обуславливают область применения. К ним относятся: номинальное давление рабочей жидкости, условный проход, подача насоса, номинальный расход жидкости, мощность и т. д.

Конструктивные показатели характеризуют конструктивные особенности гидроустройства, обуславливающие возможность реализации в нем комплекса его функциональных свойств. Конструктивными показателями гидроустройств являются прочность при воздействии избыточного давления, степень герметичности гидроустройства, его масса и др.

Эргономические показатели характеризуют свойства изделия, которые учитывают комплекс свойств человека. К ним относятся: *гигиенические* (уровень освещенности, температура, уровни шума и вибрации и др.); *антропометрические* (соответствие конструкции размерам и форме человеческого тела или его отдельным частям); *физиологические, психофизические* (соответствие конструкции изделия силовым возможностям человека, его скоростным, зрительным, слуховым и осязательным возможностям) и *психологические* (соответствие конструкции изделия

возможностям восприятия и переработки информации человеком) показатели.

Показатели технической эстетики характеризуют художественную выразительность и оригинальность формы, целостность композиции, цветовые решения, совершенство производственного исполнения изделия. К ним, например, относятся показатель тщательности покрытия и отделки поверхности, показатель чистоты выполнения сочленений, скруглений и сопрягающихся поверхностей, показатели четкости исполнения фирменных знаков.

Патентно-правовые показатели характеризуют степень обновления технических решений, использованных в изделии, их патентную защиту, а также возможность беспрепятственной реализации изделий в СССР и за рубежом. К патентно-правовым показателям относятся показатели патентной защиты и патентной чистоты. Если изделие содержит технические решения, которые могут быть признаны изобретением, то они должны быть своевременно защищены авторскими свидетельствами в СССР и патентами в других странах. В этом заключается суть патентной защиты. Изделие обладает патентной чистотой в отношении данной страны, если оно не содержит технических решений, подпадающих под действие патентов, исключительного права на изобретения, промышленные образцы, а также свидетельства на товарные знаки, которые зарегистрированы в этой стране.

При оценке уровня качества изделий необходимо учитывать также экономические показатели, характеризующие затраты на разработку, производство и эксплуатацию изделия.

Исходя из установленной номенклатуры показателей качества к гидроприводам и гидроустройствам, входящим в их состав, предъявляются технические требования к конструкции, надежности, прочности и устойчивости к внешним воздействующим факторам, технологичности конструкции, стандартизации и унификации, безопасности и др. Все технические требования указывают в техническом задании (ТЗ) на разработку изделия согласно ГОСТ 15.001—73*.

Требования, включенные в ТЗ, должны обеспечивать разработку изделия на техническом уровне, соответствующем мировому. В технических условиях (ТУ) на изделие (ГОСТ 2.114—70*) указывают только те требования, которые подлежат проверке во время проведения периодических и приемо-сдаточных испытаний. Не указывают в ТУ, например, требования к технологичности конструкции изделия, к унификации и стандартизации, к метрологическому обеспечению и другие, так как опытные образцы изделия проверяют на соответствие этим требованиям на этапах проведения опытно-конструкторских работ (ОКР).

8.2. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ГИДРОПРИВОДОВ

Основная часть конструкторских требований (ГОСТ 17411—81*) обусловлена особенностями гидроприводов.

Гидроприводы и гидроустройства, входящие в них, должны быть *прочными* при воздействии внутреннего избыточного давления рабочей жидкости. Для обеспечения этого стенки корпусов гидроустройств, которые могут находиться под давлением жидкости, рассчитывают на прочность. Правильность расчетов проверяется при гидравлических испытаниях гидроустройств под пробным давлением жидкости $p_{пр}$, которое должно составлять не менее 1,5 номинального давления (см. п. 11.3).

Гидроприводы и гидроустройства, входящие в их состав, должны быть *герметичными*. В ТУ на изделие указывается степень герметичности гидроустройства, под которой понимается качественная характеристика герметичности изделия. Степень герметичности гидроустройств характеризуется, например, наличием истечения жидкости (например, допускается подтекание жидкости без каплеобразования и т. д.), расходом утечек рабочей жидкости, падением давления жидкости за единицу времени, размером пятна жидкости. Заданная герметичность соединений гидроустройств обеспечивается при конструировании путем применения специальных уплотнительных устройств.

Применяемые материалы и защитные покрытия для гидроустройств выбирают из условия их совместимости с рабочей жидкостью.

Гидроприводы должны быть оборудованы устройствами для очистки рабочей жидкости в процессе эксплуатации, предохранения гидросистемы от загрязнения при заправке и устройствами для удаления воздуха из гидросистемы и контроля уровня рабочей жидкости (или должны быть предусмотрены места для подключения средств контроля).

На практике установлено, что одной из главных причин отказов и неисправностей гидроприводов является загрязнение рабочей жидкости и недостаточная промывка внутренних полостей гидроустройств. Частицами загрязнений жидкости считаются все посторонние частицы, включая смолообразования и органические частицы.

ГОСТ 17216—71 устанавливает 19 классов чистоты жидкости — 00; 0; 1; 2; ...; 17 (наименьший класс чистоты соответствует наиболее чистой жидкости).

Практически чистота рабочей жидкости в гидроприводах соответствует 6 ... 14 классам, чаще 9 ... 13 (табл. 8.1).

Поскольку приведенные в ГОСТ 17216—71 соотношения между количествами частиц различных размерных групп в реальных жидкостях обычно не соблюдаются, в соответствии с РТМ2 НО6-32—84 [6] принадлежность к тому или иному классу чистоты можно оценивать по классификационному параметру загрязнения ω :

$$\omega = 10^{-10} n_1 n_2 n_3 n_4 n_5, \quad (8.1)$$

где n_1, \dots, n_5 — число частиц загрязнений, указанное в ГОСТ 17216—71 для конкретного интервала размеров и класса чистоты.

8.1. Классы чистоты жидкости для гидроприводов (ГОСТ 17216—71)

Класс чистоты жидкости	Число частиц загрязнений в объеме жидкости (100±0,5) см ³ , не более, при размере частиц, мкм						ω
	Св 5 до 10	Св 10 до 25	Св 25 до 50	Св 50 до 100	Св 100 до 200	Волокно	
6	1 000	500	50	6	2	1	0,03
7	2 000	1 000	100	12	4	2	1
8	4 000	2 000	200	25	6	3	30
9	8 000	4 000	400	50	12	4	100
10	16 000	8 000	800	100	25	5	3 10 ⁴
11	31 500	16 000	1 600	200	50	10	10 ⁶
12	63 000	31 500	3 150	400	100	20	3 10 ⁷
13		63 000	6 300	800	200	40	10 ⁹
14		125 000	12 500	1600	400	80	3 10 ⁹

Обеспечивать чистоту жидкости выше 6-го класса технически трудно, дорого и не всегда целесообразно. Заданные классы чистоты рабочей жидкости должны обеспечивать оптимальные условия работы гидроприводов. Классы чистоты жидкости указывают в технических требованиях к жидкостям при их поставке, транспортировании и хранении, в требованиях к эксплуатации гидроприводов, а также в технической документации по изготовлению гидроустройств и их деталей.

С целью обеспечения чистоты внутренних полостей гидроустройств при их изготовлении и эксплуатации к гидроприводам предъявляют следующие конструктивные требования промышленной чистоты. При выборе принципиальных схем следует отдавать предпочтение устройствам с элементами, малочувствительными к загрязнению рабочих сред (например, клапанным распределителям по сравнению с золотниковыми). При выборе компоновок составных частей сборочных единиц следует отдавать предпочтение конструкциям с регулировочными элементами, расположенными на наружных поверхностях изделий; конструкциям, обеспечивающим общую сборку изделия без промежуточной разборки узловых сборок и с минимальной механической обработкой в процессе сборки. В связи с этим рекомендуется предусматривать устройства, обеспечивающие заданную точность относительного расположения составных частей (например, центрирующие, фиксирующие, компенсирующие и др.)

Конструкция гидропривода должна обеспечивать возможность выполнения закрытой заправки его рабочей жидкостью при помощи заправочных устройств. В конструкторской документации на гидроприводы и гидравлические стенды должны быть указаны места отбора проб рабочей жидкости для контроля ее чистоты. Места отбора проб рабочей жидкости следует оборудовать клапанными распределителями для герметичного отбора проб рабочей жидкости или устройствами для их подключения.

При разработке гидроустройств необходимо обращать внимание на создание оптимальных условий промывки деталей и сборочных единиц. Форма их поверхностей должна быть по возможности простой и обеспечивать удобство промывки и контроля чистоты. Параметр шероховатости Ra поверхностей деталей, находящихся в контакте с рабочей жидкостью в процессе эксплуатации, обычно назначают не более 20 мкм. Для удобства промывки деталей и сборочных единиц рекомендуется по возможности располагать большинство входных отверстий с одной стороны детали. При взаимном пересечении конструктивных элементов типа каналов, отверстий и т. п. следует избегать образования внутренних тупиковых зон, в которых при работе изделия могут накапливаться загрязнения, за исключением тех случаев, когда эти зоны специально предназначены для отстоя и удаления загрязнений, например, в баках и фильтрах.

На чертежах деталей и сборочных чертежах должны быть указаны требования к удалению заусенцев и притуплению острых кромок, за исключением тех случаев, когда наличие острых кромок необходимо по условиям работы изделия.

На чертежах сварных деталей должны быть указаны требования о недопустимости наличия окалины на поверхностях, находящихся в контакте с рабочей жидкостью в процессе эксплуатации.

В технических условиях на изделия следует указывать на необходимость проведения следующих технологических операций: размагничивание стальных деталей перед сборкой; обкатка гидромашин в соответствии с заданными режимами; консервация внутренних полостей гидроустройств методом заливки их рабочей жидкостью; установка после сборки транспортировочных крышек, заглушек или других устройств, обеспечивающих герметичность внутренних полостей гидроустройств

8.3. ТРЕБОВАНИЯ К НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ

Надежностью называется свойство изделия сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования (ГОСТ 27.002—83).

Для дальнейшего рассмотрения показателей надежности приведем определения основных состояний изделия.

Работоспособным (работоспособностью) называется такое состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции, сохраняя заданные параметры в заданных пределах, установленных нормативно-технической документацией.

Исправным называется такое состояние изделия, при котором оно соответствует всем требованиям, установленным нормативно-технической документацией. Если изделие не соответствует хотя бы одному из этих требований, то оно находится в **неисправном** состоянии. Понятие «исправное состояние» шире понятия «работоспособное состояние». Неисправное изделие может быть работоспособным и неработоспособным. Например, если нарушено лакокрасочное покрытие корпуса клапана, однако его параметры находятся в пределах нормы, клапан считается неисправным, но в то же время работоспособным. Исправное изделие всегда работоспособно

Следует различать отказ и повреждение. *Повреждением* называют событие, заключающееся в нарушении исправности изделий или его составных частей вследствие влияния внешних воздействий, превышающих уровни, установленные в нормативно-технической документации на изделие. Отказ — это событие, заключающееся в нарушении работоспособности изделия. Повреждение может быть существенным и является причиной отказа и несущественным, при котором работоспособность изделия сохраняется.

Предельное состояние — состояние изделия, при котором его дальнейшее применение по назначению недопустимо или нецелесообразно.

Надежность является обобщенным (комплексным) свойством изделия, которое состоит из сочетания свойств: безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости [6].

Безотказность — свойство изделия непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки. Если изделие работает непрерывно до тех пор, пока оно сохраняет работоспособность, то его безотказность рассматривают за время, отсчитываемое от начала работы изделия и до отказа. Многие изделия, в том числе гидроприводы, работают с перерывами, и для них удобно применять понятие наработки — продолжительности или объема работы изделия. Для гидроцилиндров наработку можно определять как число двойных ходов поршня.

Долговечностью называют свойство изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Долговечность — очень важное свойство восстанавливаемых изделий (насосов, гидромоторов, гидравлических испытательных стендов и др.). К основным показателям долговечности изделий относятся средний срок службы, средний ресурс и другие.

Ремонтпригодностью называют свойство изделия, заключающееся в его приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонта.

Сохраняемостью называют свойство изделия сохранять значения показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности в течение и после хранения и (или) транспортирования.

Под обеспечением надежности изделия понимают совокупность организационно-технических мероприятий, направленных на достижение или поддержание заданных показателей надежности изделия. Обеспечение надежности изделий проводят на всех стадиях его жизненного цикла. С этой целью разрабатывают отдельные программы обеспечения надежности (ПОН).

Требования к надежности изделия задают в виде количественных значений её показателей; при необходимости указывают конструкционные, производственно-технологические и эксплуатационные способы обеспечения надежности. Перечень показателей надежности приведен в РД 50-650—87.

Требования к конструкционным способам обеспечения надежности содержат требования к способам и кратности резервирования; материалам и комплектующим изделиям; системе технической диагностики; обеспечению промышленной чистоты гидросистем и др [4]

Требования к производственно-технологическим методам обеспечения надежности содержат требования к способам технологической обкатки гидромашин; к методам испытаний на надежность и др.

Требования к эксплуатационным способам обеспечения надежности содержат требования к системе технического обслуживания (ТО) в части видов, периодичности объемов ТО; к формированию состава ЗИП и др

Одновременно с установлением требований к надежности изделия в ТУ на изделие приводят критерии его предельного состояния, применительно к которым установлены требования к долговечности и сохраняемости и критерии отказов изделия, применительно к которым установлены требования к безотказности.

8.4. ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЧНОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ К ВНЕШНИМ ВОЗДЕЙСТВУЮЩИМ ФАКТОРАМ

Под **внешним воздействующим фактором (ВВФ)** понимается процесс или среда, внешние по отношению к изделию или его составным частям, характеризующиеся физическими величинами, которые вызывают или могут вызывать ограничение или потерю работоспособности изделия или переход его в предельное состояние в процессе эксплуатации.

При анализе ВВФ различают следующие понятия: стойкость, прочность и устойчивость изделия к ВВФ (ГОСТ 26883—86). **Стойкость к ВВФ** — свойство изделия сохранять работоспособность во время и после воздействия на него в течение всего срока службы определенного ВВФ. **Прочность изделия к ВВФ** — свойство изделия сохранять работоспособность после воздействия на него определенного ВВФ. **Устойчивость изделия к ВВФ** — свойство изделия сохранять работоспособность во время действия на него определенного ВВФ.

Воздействие механических ВВФ. К механическим ВВФ, например, относятся вибрации, механические удары и действие линейных ускорений, которые возникают в результате: неравномерной работы двигателя объекта (самолета, автомобиля и т. д.), на котором установлены гидроприводы; быстрого изменения скорости движения объекта при разгоне или торможении и действия других факторов.

При вибрациях и механических ударах могут происходить усталостные разрушения конструктивных элементов, потеря устойчивости гидропривода (возникновение вынужденных механиче-

ских колебаний выходного звена), резонансные явления в местах крепления (самоотвинчивание гаек, винтов и т. п.). На характеристики гидропривода удары практически не влияют, ввиду кратковременности действия ударного импульса. Линейные ускорения могут оказывать влияние на характеристики гидроприводов, увеличивая зону нечувствительности и вызывая смещение нуля. На прочность изделия линейные ускорения практически не влияют, ввиду их малых значений и малого времени действия.

Требования к прочности и устойчивости гидроустройств к механическим ВВФ задают в виде количественных значений их показателей. При необходимости указывают конструкционные способы обеспечения прочности и устойчивости к механическим ВВФ: повышение жесткости конструкции, применение наиболее прочных конструкционных материалов и их покрытий, стопорение крепежных деталей, а также применение различных виброизолирующих и амортизирующих устройств.

Воздействие климатических ВВФ. К климатическим ВВФ относятся, например, атмосферное давление, температура окружающей среды, атмосферные конденсированные осадки (роса, иней) и др.

Нормальными являются климатические условия при температуре воздуха 25 ± 10 °С, относительной влажности 45 ... 80 %, атмосферном давлении 760 ± 25 мм рт. ст.

Исходя из анализа влияния климатических ВВФ на работу гидроприводов к ним предъявляют следующие требования: устойчивость при воздействии пониженного атмосферного давления, повышенной и пониженной температуры среды, атмосферных конденсированных осадков (росы, иней) и т. п.

Изменение температуры вызывает изменение физико-химических свойств материалов, их объема, твердости и упругих свойств. Например, резиновые уплотнители под действием пониженных и повышенных температур теряют упругие свойства. Возможно разрушение лакокрасочных покрытий. При пониженной температуре увеличиваются потери энергии жидкости в гидроприводах, затрудняется пуск гидропривода и, как следствие, снижается его КПД. Увеличение вязкости рабочей жидкости при пониженных температурах может вызвать заедание подвижных частей механизмов. В местах сопряжений материалов с разными температурными коэффициентами линейного расширения образуются зазоры или возникают местные напряжения. Из-за перепадов температуры нарушается герметичность соединений.

Разрушающее действие перепадов температуры усиливается при наличии повышенной влажности воздуха. Абсолютной влажностью ($г/м^3$) называют массу водяного пара, находящегося в единице объема воздуха. На практике обычно используют понятие относительной влажности (%) — отношение фактической влажности к максимально возможной при данной температуре окружающей среды. При изменении температуры водяной пар может конденсироваться на поверхностях изделия и вступать во взаимодействие с материалами. На поверхности металлов возникает коррозия. Наличие различных металлов, способных образовать гальваническую пару, приводит к возникновению интенсивной коррозии.

Требования к прочности и устойчивости гидроустройств к климатическим ВВФ задают в виде количественных значений их

показателей [2]. При необходимости указывают конструкционные способы обеспечения устойчивости к климатическим ВВФ: применение конструкционных материалов с меньшим температурным коэффициентом линейного расширения; использование специальных резиновых смесей для уплотнителей, оборудования гидроприводов с принудительными теплообменными аппаратами; применение стойких противокоррозионных и лакокрасочных покрытий.

8.5. ТРЕБОВАНИЯ К ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОПРИВОДОВ

Под технологичностью конструкции изделия (ТКИ) понимается совокупность свойств конструкции изделия, определяющих ее приспособляемость к достижению оптимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ (ГОСТ 14.205—83). Как видно из определения, ТКИ выражает не функциональное свойство изделия, а его конструктивные особенности.

Различают производственную, эксплуатационную и ремонтную технологичность.

Под *производственной* понимают технологичность при технической подготовке производства, изготовлении, а также монтаже вне предприятия-изготовителя. *Эксплуатационная* технологичность — ТКИ при подготовке изделия к использованию по назначению, при техническом обслуживании и текущем ремонте. *Ремонтная* технологичность — ТКИ при всех видах ремонта, кроме текущего.

По методу воздействия на конструкцию изделия ТКИ разделяют на технологическую рациональность и преемственность конструкции изделия. Эти виды ТКИ выражают ее техническую сущность.

Под *технологической рациональностью* конструкции изделия понимают совокупность тех его свойств, которые выражают технологичность конструкции с точки зрения соответствия принятых конструктивных решений условиям производства, эксплуатации и ремонта. Всякое изделие, рассматриваемое как объект производства, эксплуатации и ремонта, должно быть технологически рационально по своему составу и конструктивному исполнению (рациональный выбор материалов, защитных покрытий, конструктивных элементов и т. д.).

Преемственность конструкции позволяет максимально использовать все лучшее, что создано ранее конструкторами и технологами, освоено производством и всесторонне проверено в условиях эксплуатации и ремонта.

ТКИ по производственным затратам характеризуется трудоемкостью изготовления изделия, его материалоемкостью и энер-

гоемкостью. Эти параметры выражают экономическую сущность ТКИ.

Основными задачами обеспечения ТКИ являются обработка конструкции изделия на технологичность; количественная оценка ТКИ; технологический контроль конструкторской документации (КД); подготовка и внесение в КД изменений, обеспечивающих достижение базовых показателей ТКИ в соответствии с результатами технологического контроля.

К главным факторам, определяющим требования к обеспечению ТКИ, относятся вид изделия; тип производства; конструктивная сложность изделия; новизна конструкции; характеристика исходных материалов; стадии (этапы) разработок.

Требования к ТКИ задают в виде значений показателей технологичности конструкции изделия. При необходимости указывают конструкционные способы обеспечения ТКИ, направленные на достижение заданного уровня технологичности (например, требования к взаимозаменяемости, регулируемости, контролепригодности и инструментальной доступности и др.).

Правила выбора показателей технологичности конструкции изделия устанавливает ГОСТ 14.202—73 и отраслевые стандарты. К показателям технологической рациональности конструкции изделия относятся, например, коэффициенты сложности конструкции, сборности, контролепригодности и т. д.; к показателям преемственности — коэффициенты новизны конструкции, применяемости унифицированных или стандартных деталей и сборочных единиц.

Общие требования к обеспечению технологичности конструкции сборочных единиц устанавливает ГОСТ 14.203—73.

Конструкцию детали обрабатывают на технологичность комплексно (ГОСТ 14.204—73), учитывая влияние технологии, вида и размеров исходной заготовки; каждого вида обработки в технологическом процессе изготовления; технологичности сборочной единицы, в которую эта деталь входит как составная часть. Необходимо стремиться к тому, чтобы форма и размеры заготовки были возможно более близкими к форме и размерам готовой детали. При обеспечении технологичности конструкции деталей окончательно решают вопросы, связанные с выбором конструкционных материалов. Физико-химические и механические свойства материала, жесткость детали, ее форма и размеры должны соответствовать требованиям технологии изготовления (включая процессы промывки, упрочнения, нанесения защитных покрытий и пр.). Применение при конструировании деталей стандартных и унифицированных конструктивных элементов существенно облегчает задачу обеспечения технологичности их конструкции.

На всех этапах разработки изделия уточняются вопросы взаимозаменяемости деталей. Сопряжения поверхностей деталей различных классов точности и шероховатости поверхностей должны соответствовать применяемым методам и сред-

ствам обработки. Конструкции деталей должны обеспечивать возможность применения типовых технологических процессов их изготовления.

8.6. ТРЕБОВАНИЯ К СТАНДАРТИЗАЦИИ И УНИФИКАЦИИ ГИДРОПРИВОДОВ

Большую роль в повышении качества гидроприводов и гидроустройств, входящих в их состав, играет стандартизация. Из многочисленных задач стандартизации (ГОСТ 1.0—85) для гидроприводов можно выделить следующие: установление номенклатуры основных параметров гидроустройств, общих технических требований к гидроприводам, правил приемки, методов испытаний, научно-технической терминологии, правил выполнения гидравлических схем. Однако следует отметить, что уровень применения стандартных гидроустройств в составе гидроприводов до сих пор невелик.

Под унификацией понимается приведение объектов к единообразию на основе установления рационального числа их разновидностей.

Объектом унификации могут быть покупные материалы и комплектующие изделия; детали и сборочные единицы; конструктивные элементы деталей (фаски, галтели и т. д.), технические требования к однородным изделиям, операции и переходы однородных технологических процессов (изготовления, испытаний, контроля), а также операции технологического обслуживания и текущего ремонта; средства производства (станки, станды, инструменты оснастки и т. д.). Унификацию, в общем случае, проводят для сокращения сроков постановки изделий на производство, повышения качества выпускаемых изделий; упрощения снабжения материалами и комплектующими изделиями; специализации производства и кооперирования; сокращения средств производства. В зависимости от объектов унификации ее цели конкретизируются. Возможны следующие виды унификации: разработка параметрических и типоразмерных рядов для групп однородных изделий; разработка ограничительных перечней на материалы, комплектующие изделия, конструктивные элементы и т. д. (ограничительная унификация); создание совокупности унифицированных составных частей, предназначенных для агрегатирования изделий разного назначения путем их выбора и различной компоновки; создание изделий из унифицированных составных частей, структура и большинство составных частей которого предназначены для повторения в других однородных изделиях (типизация).

Унификация осуществляется двумя альтернативными методами: заимствованием и разработкой новых унифицированных изделий.

Требования к унификации изделия задают в виде количественных показателей уровня унификации; при

необходимости указывают конструкционные способы обеспечения унификации. При этом в общем случае в требования включают указания конкретных изделий, с которыми должно быть унифицировано разрабатываемое изделие по составным частям; требования по разработке изделия в качестве базового (ГОСТ 23945.1—80); указания по использованию параметрических и типоразмерных рядов; указания ограничительных перечней; формы представления результатов унификаций; типы и ограничительные перечни на однородные изделия; рабочую конструкторскую документацию на унифицированные изделия; перечни базовых конструкций, каталоги унифицированных элементов.

8.7. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К КОНСТРУКЦИИ ГИДРОПРИВодОВ

Под безопасностью производственного оборудования понимают его свойство сохранять безопасное состояние при выполнении заданных функций в определенных условиях в течение установленного времени.

Безопасность конструкции гидроприводов и их элементов на стадии разработки обеспечивается (ГОСТ 12.2.003—74*) правильным выбором принципиальных схем и безопасных элементов конструкции, выполнением эргономических требований, применением в конструкции средств защиты, включением требований безопасности к оборудованию в конструкторскую документацию, в том числе эксплуатационную.

Чтобы понять физический смысл требований безопасности к конструкции, необходимо прежде всего проанализировать возможные опасные и вредные производственные факторы, которые могут возникнуть в процессе испытаний и эксплуатации гидропривода (см. п. 11.1). При конструировании гидроприводов следует стремиться к устранению причин, способствующих возникновению опасных и вредных производственных факторов, а если это невозможно, то ограничивать их воздействие до регламентированных уровней. Общие требования безопасности к конструкции гидроприводов устанавливает ГОСТ 12.2.040—79*.

При разработке конструкции гидроприводов необходимо выполнять эргономические требования. Усилия нажатия на органы управления (маховички, рычаги, кнопки и т. д.) не должны превышать значений, установленных нормативными документами.

Средства защиты, входящие в конструкцию, используют для предотвращения или уменьшения воздействия на работающих опасных и вредных производственных факторов. В зависимости от назначения средства защиты разделяют на предохранительные (например, предохранительные клапаны), стопорные, тормозные,

оградительные, амортизационные, защитные, блокировки, средства автоматического контроля и сигнализации, средства дистанционного управления, знаки безопасности и специальные.

Требования безопасности к конструкции гидроприводов задают в виде значений показателей безопасности (например, давления настройки предохранительного клапана и т. д.); при необходимости указывают конструкционные способы обеспечения безопасности, например, требования к средствам защиты, входящим в конструкцию; эргономические требования; требования по устранению и снижению опасных и вредных производственных факторов, к электро-, пожаро- и взрывоопасности.

8.8. ТРЕБОВАНИЯ К МЕТРОЛОГИЧЕСКОМУ ОБЕСПЕЧЕНИЮ ГИДРОУСТРОЙСТВ НА СТАДИИ ИХ РАЗРАБОТКИ

Под **метрологическим обеспечением** понимают установление и применение научных и организационных основ, технических средств, правил и норм, необходимых для достижения единства и требуемой точности измерений. Метрологическое обеспечение проводят на всех стадиях жизненного цикла изделий.

Основные задачи метрологического обеспечения на стадии разработки гидроустройств:

обеспечение взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц, и в частности выбор допусков и посадок гладких цилиндрических соединений (ГОСТ 25347—82) с учетом погрешностей, допускаемых при измерении линейных размеров;

установление номенклатуры измеряемых параметров разрабатываемых гидроустройств и оптимальных норм точности измерений;

выбор средств измерений, обеспечивающих требуемую точность измерений;

разработка и аттестация методик измерений.

Требования к метрологическому обеспечению устанавливают стандарты Государственной системы обеспечения единства измерений (ГСИ).

Заключительным этапом метрологического обеспечения на стадии разработки гидроустройств является метрологический контроль конструкторской документации, задачами которого являются:

установление правильности наименований и обозначений физических величин и их единиц (ГОСТ 8.417—81*);

оценка конструкций с точки зрения возможности контроля необходимых параметров (контролепригодности);

оценка правильности выбора средств измерений (применение ограничительного перечня средств измерений, оптимальность выбора класса точности, наличие в документации ссылки на технические условия средств измерений и т. д.);

оценка правильности выбора методик выполнения измерений.

Контрольные вопросы

- 1 Перечислите стадии жизненного цикла изделия.
- 2 Перечислите основные группы показателей качества гидроустройств.
- 3 Что понимается под степенью герметичности гидроустройства?
- 4 Дайте определение понятию долговечности. Какие установлены показатели долговечности?
- 5 Какие вы знаете виды унификации изделий?
- 6 Что понимается под метрологическим обеспечением на стадии разработки изделия?

9.1. ОПЫТНО-КОНСТРУКТОРСКИЕ РАБОТЫ

Под **опытно-конструкторской работой (ОКР)** понимают комплекс работ по созданию конструкторской и технологической документации, изготовлению и испытаниям опытных образцов (опытных партий) изделий. Исходным документом для проведения ОКР согласно ГОСТ 15.004—73* является техническое задание (ТЗ).

На этапе проведения ОКР установлены следующие стадии разработки конструкторской документации: техническое предложение; эскизный проект; технический проект; разработка рабочей конструкторской документации (КД) опытного образца (опытной партии) изделия (рис. 9.1).

Техническое предложение разрабатывают для выявления дополнительных или уточненных требований к изделию, которые не могли быть указаны в ТЗ, и это целесообразно сделать на основе предварительной конструкторской проработки и анализа различных вариантов изделия (ГОСТ 2.118—73*).

Эскизный проект разрабатывают для установления принципиальных конструктивных решений, дающих общее представление о принципе работы и (или) устройстве изделия, когда это целесообразно сделать до разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации (ГОСТ 2.119—73*).

Технический проект разрабатывают для выявления окончательных технических решений, дающих полное представление о конструкции изделия, когда это целесообразно сделать до разработки рабочей документации (ГОСТ 2.120—73*).

В общем случае при разработке эскизного и технического проектов выполняют конструктивную проработку вариантов изделия; разработку, изготовление и испытание макетов с целью проверки принципов работы изделия и его составных частей (при необходимости); разработку и обоснование технических решений, направленных на обеспечение заданной надежности; оценку технологичности конструкции изделия и технологический контроль конструкторской документации; оценку изделия по показателям стандартизации и унификации; оценку изделия на соответствие его эргономическим требованиям и технической эстетике; патентные исследования; проверку соответствия

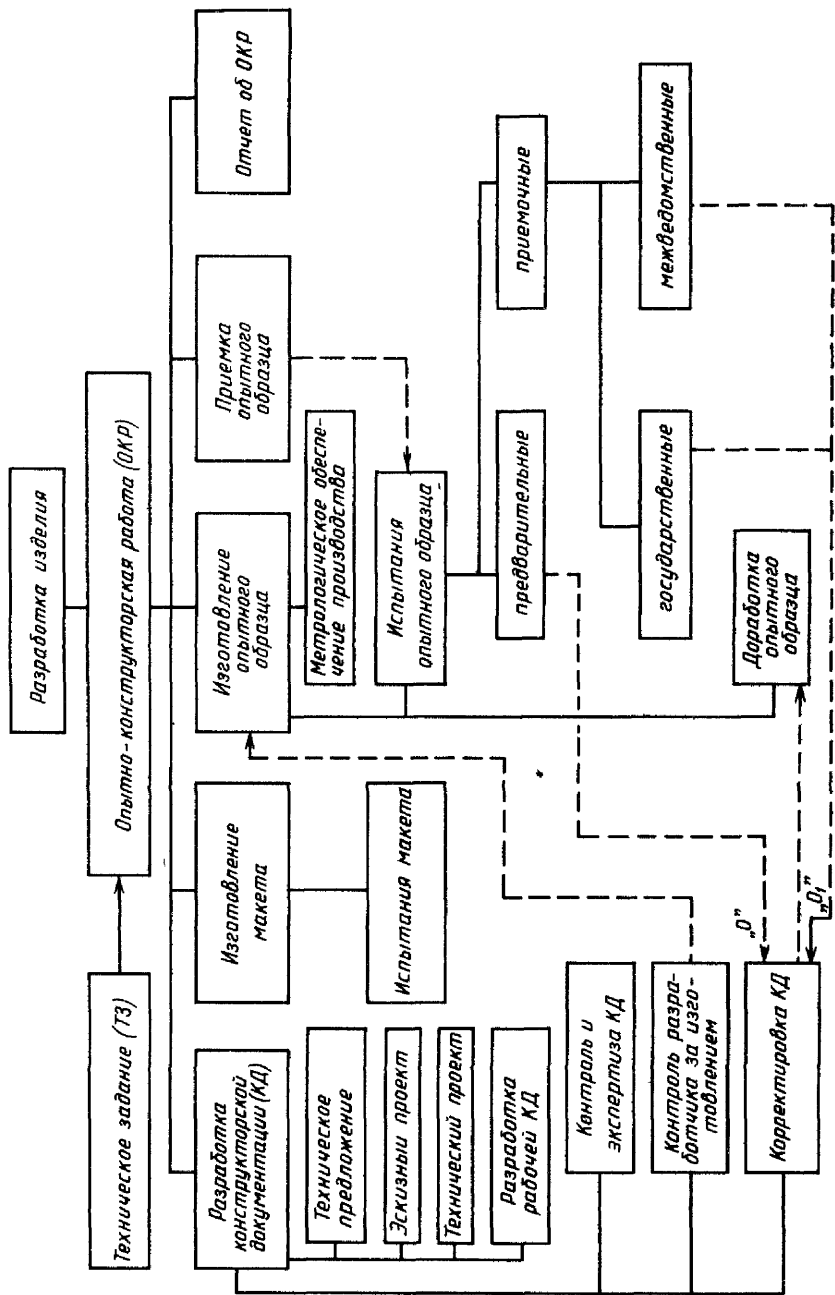


Рис. 9.1. Схема организации работ на стадии разработки изделия

вариантов изделия требованиям безопасности; метрологическое обеспечение вариантов изделия (выбор методов и средств измерения); сравнительную оценку рассматриваемых вариантов изделия; оформление конструкторских документов эскизного проекта. Кроме этого, проводят следующие основные работы по патентным исследованиям: обоснование технического уровня гидропривода; анализ тенденции развития гидроприводов; анализ патентно-лицензионной деятельности ведущих зарубежных фирм; технико-экономический анализ технических решений (изобретений, отвечающих задачам разработки); исследование патентной чистоты гидропривода и его составных частей.

В комплект документов эскизного и технического проектов в общем случае входят следующие конструкторские документы: чертежи общего вида, габаритные чертежи, схемы, ведомость покупных изделий, ведомость эскизного или технического проекта, пояснительная записка, расчеты и др. Конструкторским документам эскизного проекта присваивают литеру Э, технического проекта — литеру Т.

Технический проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки конструкторской документации.

При *разработке рабочей документации* опытного образца работы выполняют поэтапно. Сначала составляют рабочую конструкторскую документацию опытного образца изделия без присвоения литеры. Основой для выполнения чертежей деталей (деталировка) и сборочных чертежей изделия являются чертежи общего вида технического проекта или конструкторские проработки в случаях, когда технический проект не проводился. Затем по рабочим чертежам изготавливают опытные образцы изделия. На этом этапе ведущие конструкторы-разработчики оказывают необходимую помощь опытному производству и осуществляют контроль за изготовлением.

Изготовленные опытные образцы изделия подвергаются предварительным и приемочным испытаниям. Предварительными называют контрольные испытания опытных образцов, проводимые для определения соответствия их ТЗ и решения вопроса о возможности предъявления их на приемочные испытания. Предварительные испытания организует и проводит предприятие-разработчик по программе и методике испытаний. По результатам предварительных испытаний опытного образца корректируют конструкторскую документацию с присвоением ей литеры О. Положительные результаты предварительных испытаний являются основанием для предъявления опытных образцов на приемочные испытания. Приемочными называют контрольные испытания опытных образцов, проводимые для определения их соответствия ТЗ и решения вопроса о целесообразности постановки изделий на производство. На основе протокола приемочных испытаний составляют акт приемки образца (опытной партии). При соответствии

опытного образца требованиям ТЗ комиссия в акте приемки рекомендует данное изделие к постановке на производство. Конструкторским документам на изделие, рекомендованным для постановки на производство, после необходимой корректировки по результатам приемочных испытаний присваивают литеру О₁.

9.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУИРОВАНИИ И КОНСТРУКТОРСКИХ ДОКУМЕНТАХ

При выполнении ОКР большой объем работ занимает **конструирование** — часть проектных работ, при которых создается непосредственно конструкция изделия и разрабатываются конструкторские документы на него.

Характерными чертами конструирования гидроустройств являются большое число решаемых задач и многовариантность принятия возможных решений. Различают два метода конструирования: поиск конструктивных решений и оценка возможных решений. Процесс принятия конструктором решений основан на синтезе (соединении) этих методов.

Метод поиска при конструировании по существу сводится к нахождению аналогичной конструкции изделия на основании личного опыта конструктора и опыта, обобщенного в справочной литературе по конструированию. При этом конструктор проводит многочисленные конструктивные проработки отдельных составных частей изделия.

Метод оценки при конструировании сопровождается проверочными расчетами (на прочность, жесткость, точность и т. п.), в результате которых конструктор должен выбрать из ряда возможных решений одно наилучшее, оптимальное. При этом ему приходится принимать во внимание часто противоречивые технические требования к гидроустройствам.

Конструкторские документы выполняют по правилам, установленным стандартами Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Весь комплекс основных стандартов ЕСКД разделяется на следующие классификационные группы: общие положения (группа 0); основные положения (1); классификация и обозначение изделий и КД (2); общие правила выполнения чертежей (3); правила выполнения чертежей различных изделий (4); правила обращения КД (5); правила выполнения эксплуатационной и ремонтной документации (6); правила выполнения схем (7) и т. д.

КД подлежат следующим видам контроля: конструкторскому, технологическому и нормоконтролю. Конструкторский контроль КД проводится в конструкторских бюро и отделах ведущими конструкторами. *Технологический контроль* КД выполняют технологи в соответствии с ГОСТ 14.206—73* с целью контроля в КД выполнения норм и требований к технологичности конструкции изделия. *Нормоконтроль* КД проводит служба стандартизации предприятия в соответствии с ГОСТ 2.111—68*.

В соответствии с системой разработки и постановки продукции на производство (СРПП) КД кроме контроля подвергается также экспертизе (технологической, метрологической и т. д.).

9.3. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СХЕМ

Гидравлической схемой называется графический конструкторский документ, содержащий условные графические изображения или обозначения гидравлических функциональных частей изделия и связей между ними. Гидравлическая схема как один из видов схем имеет код, который обозначается буквой Г. В зависимости от основного назначения гидравлические схемы разделяют на структурные (код типа 1); принципиальные (3); схемы соединений (4).

Схемы выполняют без соблюдения масштаба, действительное пространственное расположение составных частей изделия не учитывают или учитывают приближенно. Графические обозначения элементов и устройств и соединяющие их линии связи следует располагать на схеме таким образом, чтобы обеспечить наилучшее представление о структуре изделия и взаимодействии его составных частей. Схемы допускается выполнять в пределах условного контура, упрощенно изображающего конструкцию изделия. В этих случаях условные контуры выполняют линиями, равными по толщине линиям связи. Линии связи должны состоять из горизонтальных и вертикальных отрезков и иметь наименьшее число изломов и взаимных пересечений. На схеме допускается помещать различные технические данные, характер которых определяется ее назначением (технические указания на поле схемы под основной надписью; номинальные значения параметров элементов около их графических обозначений; диаграммы, таблицы на свободном поле схемы). Общие правила выполнения гидравлических схем устанавливает ГОСТ 2.704—76*.

Структурная схема — схема, определяющая основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязи. Структурные схемы разрабатывают при проектировании изделий на стадиях, предшествующих разработке схем других типов, и пользуются ими для общего ознакомления с изделиями. На структурной схеме функциональные части изделия изображают в виде прямоугольников, а линии связи — сплошными основными линиями. При этом на схеме указывают наименования или буквенные обозначения каждой функциональной части изделия.

Принципиальная схема — схема, определяющая полный состав элементов и связей между ними и, как правило, дающая детальное представление о принципах работы изделия. Принципиальными схемами пользуются для изучения принципов работы изделий, а также при их наладке и контроле. Элементы и гидроустройства на принципиальной схеме изображают в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТ 2.780—68*—

ГОСТ 2.782—68*, в положении, в котором они приведены в соответствующих стандартах, или повернутыми на угол, кратный 90°. Графические обозначения на схемах следует выполнять линиями той же толщины, что и линии связи (рекомендуемая толщина линий 0,3 ... 0,4 мм). Элементы и гидроустройства, входящие в изделие и изображенные на схеме, должны иметь буквенно-цифровые позиционные обозначения в соответствии с ГОСТ 2.704—76*. Буквенные обозначения гидроустройств состоят из одной или двух начальных или характерных букв их наименований, например: бак — Б, дроссель — ДР, насос — Н и т. д.

Порядковые номера, начиная с единицы, присваивают в пределах группы одинаковых элементов, например, для направляющих распределителей РН1, РН2, РН3 и т. д. Буквы и цифры в позиционных обозначениях на схеме следует выполнять одним размером шрифта. Порядковые номера элементам присваивают в соответствии с последовательностью их расположения на схеме сверху вниз и слева направо. Если на схеме имеется только один элемент, например, фильтр, то в этом случае порядковый номер в позиционном обозначении «Ф» не ставится. Позиционные обозначения проставляют на схеме рядом с условными графическими обозначениями с правой стороны или под ними.

На принципиальной схеме, при необходимости, присваивают номера линиям связи, начиная с единицы. Данные об элементах, изображенных на схеме, указывают в перечне элементов, который выполняют в виде таблицы. Элементы в перечень записывают в алфавитном порядке буквенных позиционных обозначений. В пределах каждой группы, имеющей одинаковые буквенные обозначения, элементы в перечне располагают по возрастанию порядковых номеров. Элементы одного типа с одинаковыми параметрами, имеющие на схеме последовательные порядковые номера, допускается записывать в перечень в одну сторону, например: К1 ... К4, а в графе «Кол.» указывают общее количество таких элементов. Цифровые позиционные обозначения гидролиний записывают в перечень элементов после буквенно-цифровых позиционных обозначений элементов и гидроустройств.

Схема соединений — схема, показывающая соединение составных частей изделий и определяющая трубопроводы, которыми осуществляются эти соединения, а также места их присоединения и ввода. Схематическими соединениями пользуются при разработке других конструкторских документов, в первую очередь, монтажных чертежей.

На схеме соединений элементы и гидроустройства изображают в виде упрощенных внешних очертаний (допускается изображать в виде прямоугольников), трубопроводы — сплошными основными линиями, а их соединения — в виде условных графических обозначений по ГОСТ 2.784—70*. Расположение графических обозначений элементов и гидроустройств по схеме соединений должно примерно соответствовать их действительному размеще-

нию в изделии. На схеме около графических обозначений элементов и гидроустройств указывают позиционные обозначения, присвоенные им на принципиальной схеме. Трубопроводы и их соединения обозначают цифрами, которые проставляют, как правило, около обоих концов изображения. Данные об элементах, гидроустройствах, трубопроводах и их соединениях в перечне элементов указывают по правилам для принципиальных схем. В перечне элементов для трубопроводов указывают сортамент и материал труб. Допускается данные о трубопроводах и их соединениях указывать около линий, изображающих трубопроводы.

9.4. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕКСТОВЫМ ДОКУМЕНТАМ

Текстовым конструкторским документом называется конструкторский документ, содержащий в основном текст — сплошной или разбитый на графы. К текстовым документам, например, относят: пояснительные записки, расчеты, спецификации, технические условия и другие документы. Общие требования к выполнению текстовых документов устанавливает ГОСТ 2.105—79*. Текстовые документы выполняют на формах, установленных соответствующими стандартами ЕСКД (ГОСТ 2.106—68*, ГОСТ 2.108—68* и др.). Текст документа при необходимости разделяют на разделы, подразделы, пункты и подпункты. Наименования разделов и подразделов записывают в виде заголовков (наименования разделов симметрично тексту, а подразделов — с абзаца). Установлен определенный порядок нумерации разделов, подразделов, пунктов и подпунктов. Листы документа нумеруются в соответствующих графах основных надписей (в пределах всего документа). Текст документа должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований. В текстовых документах должны применяться научно-технические термины, определения и обозначения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии — общепринятые в научно-технической литературе. Сокращения в тексте не допускаются; исключение составляют сокращения слов, установленные правилами русской орфографии, пунктуации, а также соответствующими стандартами. Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417—81*.

9.5. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЧЕРТЕЖАМ

Чертежи в зависимости от стадии разработки разделяют на проектные и рабочие. К проектным относятся, например, чертежи общего вида, которые выполняют на стадиях эскизного и технического проектов, а к рабочим — чертежи деталей, сборочные, габаритные, монтажные и т. д.

Чертежом общего вида (ВО) называют проектный конструкторский документ, определяющий конструкцию изделия и взаимо-

действие его основных составных частей и поясняющий принцип работы изделия.

Чертежи общего вида (ГОСТ 2.119—73*) в общем случае могут содержать изображения изделия (виды, разрезы, сечения), текстовую часть и надписи, необходимые для понимания конструктивного устройства изделия, взаимодействия его составных частей и принцип работы изделия; наименования и обозначения составных частей изделия, для которых необходимо указать данные или запись которых необходима для пояснения изображений чертежа и описания принципа работы; размеры и предельные отклонения основных сопрягаемых поверхностей; технические требования к изделию.

Сборочный чертеж — рабочий чертеж, содержащий изображения сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления и контроля).

Изображение сборочной единицы дает представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу; на чертеже указывают размеры, предельные отклонения и другие требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному чертежу; номера позиций составных частей, входящих в изделие; габаритные, установочные, присоединительные и другие необходимые справочные размеры; технические требования.

На *габаритном чертеже* наносят габаритные, установочные и присоединительные размеры изделия и, при необходимости, размеры, определяющие положение выступающих частей. Установочные и присоединительные размеры указывают с предельными отклонениями.

Чертежом детали называют основной конструкторский документ детали, содержащий ее изображение и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля. Чертеж детали шифра не имеет. Общие требования к чертежам деталей устанавливает ГОСТ 2.109—73*. Чертеж детали должен содержать минимальное число видов, размеров и сечений, но достаточное для определения ее формы и возможности размеров.

9.6. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ИЗДЕЛИЙ

Общие сведения. Взаимозаменяемостью называется свойство одних и тех же изделий, позволяющее устанавливать их в процессе сборки или заменять без предварительной подгонки при сохранении всех требований, предъявляемых к работе изделия в целом.

Принцип взаимозаменяемости является одним из основных при конструировании. Взаимозаменяемость позволяет осуществлять специализацию и широкое кооперирование производства.

Основой взаимозаменяемости являются рациональные системы допусков размеров и других параметров изделий. Нормирование

9.1. Рекомендуемые посадки в системе отверстия при

Поле допуска основного отверстия	Основные отклонения							
	a	b	c	d	e	f	g	h
	По							
с зазором								
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$
H6						$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}$; $\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$
			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{7}$; $\frac{H8}{8}$		$\frac{H8}{h7}$; $\frac{H8}{h8}$
H8			$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$		$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$
H9			$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e8}$; $\frac{H9}{e9}$		$\frac{H9}{f8}$; $\frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}$; $\frac{H9}{h9}$
H10			$\frac{H10}{d10}$					$\frac{H10}{h9}$; $\frac{H10}{h10}$
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$

Примечание. Полужирным шрифтом обозначены предпочтительные посадки.

допусков и посадок в СССР осуществлено двумя системами стандартов: «Единой системой допусков и посадок» (ЕСДП) и «Основными нормами взаимозаменяемости» (ОНВ). ЕСДП распространяется на допуски размеров гладких элементов деталей и на посадки, образуемые при соединении этих деталей. ОНВ устанавливает допуски формы и расположения поверхности, а также допуски конкретных элементов, например, допуски метрических резьб с зазором (ГОСТ 16093—81), зубчатых цилиндрических передач (ГОСТ 1643—81).

Единая система допусков и посадок. Общие положения ЕСДП, ряды допусков и основных отклонений устанавливает ГОСТ 25346—82. Поля допусков и рекомендуемые посадки устанавливает ГОСТ 25347—82.

Применение системы отверстия (табл. 9.1) предпочтительно. Конструктор выбирает и назначает посадки ЕСДП на основе расчетов и с учетом опыта конструирования подобных соединений.

изменения валов

i_s	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
переходные				с натягом							
$\frac{H5}{j_s4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$								
$\frac{H6}{j_s5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$					
$\frac{H7}{j_s6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$		
$\frac{H8}{j_s7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$			$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$

Ниже приведены краткая характеристика и примеры применения [1] предпочтительных посадок ЕСДП при номинальных размерах 1 ... 500 мм (в скобках даны соответствующие названия посадок в системе ОСТ).

Посадки с зазором предназначены для получения подвижных соединений (таких предпочтительных посадок одиннадцать).

Посадки типа H/h (скользящие по ОСТ) образованы полями допусков основного вала и основного отверстия. Наименьший зазор равен нулю, наибольший — сумме допусков вала и отверстия. В табл. 9.1 таких предпочтительных посадок четыре. Посадку H7/h6 применяют при высоких требованиях точности центрирования, например, для точного направления при возвратно-поступательных перемещениях деталей; для центрирования расточек под подшипники качения в корпусах гидромашин. Сравнительно высокую точность соединения обеспечивает и посадка H8/h7. Посадку H8/h8 применяют при пониженных требованиях к соос-

ности сопрягаемых деталей; посадку H11/h11 при весьма грубом центрировании неподвижных деталей и при неответственных подвижных соединениях.

Предпочтительная посадка типа H/g (движения по ОСТ) в табл. 9.1 одна — H7/g6. Ее применяют в подвижных соединениях для обеспечения герметичности без уплотнителей, для направляющих при возвратно-поступательном движении при малых перемещениях.

Предпочтительная посадка типа H/f (ходовая по ОСТ) в табл. 9.1 одна — H7/f7. Ее применяют в подшипниках скольжения при умеренных и постоянных скоростях и нагрузках.

Предпочтительных посадок типа H/e (легкоходовые по ОСТ) в табл. 9.1 две. Посадки H7/e8 и H8/e8 применяют в подшипниках скольжения при высоких частотах вращения.

Предпочтительных посадок типа H/d (широкоходовых по ОСТ) в табл. 9.1 три. Посадки H8/d9 и H9/d9 с большими гарантированными зазорами, позволяющими компенсировать отклонения расположения сопрягаемых поверхностей и большие температурные деформации, обеспечивают свободное перемещение деталей или их регулирование. Посадку H11/d11 применяют для подвижных соединений, не требующих точности, неподвижных грубоцентрированных соединений. Обеспечивается подвижность соединений в условиях повышенной запыленности и загрязненности (например, шарнирные соединения тяг и рычагов).

Переходные посадки применяют для хорошего центрирования деталей, неподвижных при работе механизма, подлежащих периодической разборке и сборке, а также для закрепления подшипников качения (таких предпочтительных посадок в табл. 9.1 три). Посадка H7/j_s6 характеризуется почти 100 %-ной вероятностью получения зазоров, поэтому ее часто относят к группе посадок с зазорами. Применяют в легкоразъемных неподвижных соединениях. Посадка H7/k6 обеспечивает средний зазор, близкий к нулю. Вероятности получения зазоров и натягов в соединении приблизительно одинаковы. Эту посадку рассматривают как не имеющую зазора и применяют для точного центрирования соединяемых деталей.

Посадку H7/u6 (глухая по ОСТ) применяют для центрирования деталей в неподвижных соединениях, воспринимающих вибрации и удары. Неподвижность соединяемых деталей гарантируется дополнительным креплением при помощи штифтов, шпонок и т. п.

Предпочтительных *посадок с натягом* в табл. 9.1 три. Посадка H7/r6 характеризуется минимальным гарантированным натягом. Применяют для неподвижных соединений, передающих сравнительно малые осевые усилия или небольшие по значению крутящие моменты, например, седла в клапанах. Посадки H7/t6 и H7/s6 (прессовые по ОСТ) для неподвижных соединений, передающих нагрузки средних значений, без дополнительного крепления деталей.

В приложении 2 приведено сопоставление ЕСПД и системы ОСТ.

Правила нанесения предельных отклонений размеров на чертежах устанавливает ГОСТ 2.307—68*.

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров, кроме радиусов закругления и фасок, следует назначать либо по квалитетам от 12 до 17 по ГОСТ 25347—82, либо по специальным классам точности по ГОСТ 25670—83, которые имеют условные наименования: точный, средний, грубый и очень грубый (соответственно t_1 ; t_2 ; t_3 и t_4).

Допуски формы и расположения поверхности. Термины и определения в области отклонений и допусков формы и расположения поверхностей устанавливает ГОСТ 24642—81 [1].

К *допускам формы поверхности* относятся допуски прямолинейности, плоскостности, круглости, цилиндричности и профиля продольного сечения.

К *допускам расположения поверхности* относятся допуски параллельности, перпендикулярности, соосности, симметричности, позиционные, пересечений осей, радиального и торцового биения.

Числовые значения допусков формы и расположения устанавливает ГОСТ 24643—81 [1]. Они зависят от качества допуска размера, интервалов номинальных размеров и от степени точности.

Правила указания на чертежах допусков формы и расположения поверхностей устанавливает ГОСТ 2.308—79*.

Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей принимают по ГОСТ 25069—81.

Шероховатость поверхностей. Шероховатостью поверхности называется совокупность неровностей с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины (ГОСТ 25142—82).

В практике конструирования гидромашин и других гидродустройств, входящих в состав гидроприводов, применяют следующие высотные параметры шероховатости поверхности: Ra — среднее арифметическое отклонение профиля; Rz — высота неровностей профиля по десяти точкам. Параметр Ra является предпочтительным. Ряд числовых значений параметра Ra (мкм) установлен ГОСТ 2789—73*: 100; 80; 63; 50; 40; 32; 25; 20; 16,0; 12,5; 10; 8; 6,3; 5; 4; 3,2; 2,5; 2; 1,6; 1,25; 1; 0,80; 0,63; 0,50; 0,40; 0,32; 0,25; 0,20; 0,160; 0,125; 0,1; 0,08; 0,063; 0,050; 0,04; 0,032; 0,025; 0,010; 0,016; 0,012 (полужирными цифрами даны предпочтительные параметры).

Шероховатость поверхностей детали влияет на ряд показателей изделий, таких, как герметичность соединений, качество защитных покрытий и др. Шероховатость поверхностей играет важную роль в подвижных соединениях деталей.

Выбор параметров шероховатости поверхностей должен быть обоснованным и устанавливаться исходя из функционального

назначения изделия, условий его работы, рабочих и эксплуатационных свойств поверхностей [1].

Определенные ограничения шероховатости поверхностей связаны с допусками размера и формы поверхности. Чем меньше качество, тем более высокие требования предъявляют к шероховатости поверхностей. Для некоторых конкретных поверхностей деталей гидроустройств параметр шероховатости Ra (мкм) составляет:

канавки под уплотнительные кольца; расточка в корпусах гидромашин для уплотнительных манжет	1,6
сопрягаемые детали для неподвижных соединений с уплотнительными кольцами	0,8
валы гидромашин под уплотнительные манжеты; пластины пластинчатых гидромашин, сопрягаемые детали для подвижных соединений с уплотнительными кольцами	0,2
поршни и цилиндры блоков аксиально-поршневых насосов; корпуса гидроцилиндров; статоры пластинчатых насосов; золотники распределителей и клапанов	0,1
штоки гидроцилиндров; золотники распределителей и клапанов . . .	0,05
боковые торцы роторов и пазы в роторах пластинчатых насосов . . .	0,025

9.7. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОУСТРОЙСТВ

На основе анализа достижений научно-технического прогресса в гидромашиностроении определились следующие основные направления дальнейшего совершенствования конструкций гидроустройств, входящих в состав гидроприводов [2]

1. Разработка новых, более совершенных насосов, гидромоторов, гидроаппаратов и других гидроустройств с целью улучшения их технических характеристик и повышения надежности.

2. Повышение уровня технологичности конструкции гидроустройств с целью снижения их трудоемкости, материалоемкости, энергоемкости и технологической себестоимости в изготовлении, техническом обслуживании и ремонте.

3. Широкое применение в гидроустройствах новых прогрессивных конструкционных материалов, например проката из низколегированной стали, гнутых фасонных и точных профилей и т. д.

4. Разработка гидроустройств на более высокие номинальные давления рабочей жидкости (32 ... 40 МПа) с целью повышения их мощности при тех же расходах жидкости.

5. Совершенствование конструкции промышленных электрогидравлических роботов (манипуляторов), предназначенных для автоматизации гибких технологических линий.

6. Более широкое применение в гидроприводах стандартных и унифицированных изделий из числа освоенных промышленностью.

7. Создание новых фильтровальных материалов для фильтроэлементов с номинальной толщиной фильтрации 5 ... 25 мкм, предназначенных для гидравлических фильтров.

8. Разработка для новых конструкций уплотнителей, предназначенных для обеспечения герметичности гидроустройств, работающих при высоком давлении рабочей жидкости.

9. Разработка более совершенных малогабаритных электро-механических преобразователей (ЭМП), электрических датчиков обратной связи, электроизмерительных преобразователей давления, расхода и электрических средств технической диагностики.

10. Разработка новых сортов негорючих всесезонных рабочих жидкостей.

11. Широкое использование при конструировании гидроустройств электронно-вычислительных машин (ЭВМ), например, при необходимости одновременной оптимизации параметров конструктивных элементов по нескольким показателям (прочности, точности, надежности, стоимости и т. д.).

Контрольные вопросы

1. Какие виды работ входят в состав опытно-конструкторских работ (ОКР)?
2. Какие установлены стадии разработок конструкторской документации?
3. Перечислите виды испытаний опытных образцов.
4. Расшифруйте следующие буквенные позиционные обозначения гидроустройств для гидравлических принципиальных схем. Н, М, Ц, Р, К, Ф, ДР и Б.
5. Какие установлены допуски расположения поверхности?
6. Какой параметр шероховатости поверхности является предпочтительным?

10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СРЕДСТВАХ И МЕТОДАХ ИЗМЕРЕНИЙ

Методы измерения параметров гидроприводов устанавливает ГОСТ 17108—86. При работе гидроприводов измеряют давление, расход и температуру рабочей жидкости, а также частоту вращения и вращающие (крутящие) моменты гидромашин [4].

Все средства измерений должны поверяться по ГОСТ 8.002—86 и иметь свидетельство о поверке, поверительное клеймо или пломбу, подтверждающие их пригодность к эксплуатации. Класс точности применяемых средств измерений следует выбирать исходя из допускаемой суммарной погрешности измеряемого параметра. В зависимости от вида испытаний установлены три группы точности измерения. При точных и исследовательских испытаниях погрешность измерения $\pm 0,5\%$ с установленной вероятностью должна соответствовать группе точности 1; при периодических испытаниях ($\pm 1,0 \dots 1,5\%$) — группе 2; при приемосдаточных испытаниях ($\pm 2,0 \dots 2,5\%$) — группе 3 (ГОСТ 17108—86).

При измерении статических параметров гидроприводов число измерений должно быть при применении показывающих средств измерений не менее трех; при применении средств измерений с регистрирующими устройствами — не менее 10. За результат измерения принимают среднее арифметическое значение результатов измерений. При приемосдаточных испытаниях допускается однократное измерение параметров. При измерении статических параметров допускаемые отклонения результатов измерений от среднего арифметического значения для групп точности не должны превышать значений: $\pm 0,5\%$ — для 1 группы точности; $\pm 1,5 \dots 2,5\%$ — для периодических испытаний (группа 2 точности); $\pm 2,0—4,0$ — для группы 3 точности.

Требования к методам измерения параметров указывают в соответствующем разделе технических условий (ТУ) на гидропривод. Для каждого метода измерения, в зависимости от специфики проведения, устанавливают средства и методы измерений; порядок подготовки к измерению; требования безопасности; порядок проведения измерений и обработки результатов измерений; правила оформления результатов измерений.

10.2. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Давление рабочей жидкости в гидроприводах измеряют деформационными и электрическими манометрами (ГОСТ 8.271—77).

Деформационные манометры разделяют на трубчато-пружинные, мембранные и сильфонные. Принцип действия деформационного манометра основан на зависимости деформации чувствительного элемента или развиваемой им силы от измеряемого давления. На рис. 10.1 показан трубчато-пружинный манометр, в котором чувствительным элементом является трубчатая пружина 2 с овальным поперечным сечением. Открытым нижним концом пружина жестко соединена с держателем 7, укрепленным в цилиндрическом корпусе 1 манометра. Держатель имеет штуцер 8, предназначенный для соединения манометра с линией гидросети. Свободный верхний конец трубчатой пружины закрыт пробкой с шарнирной осью и запаян. При помощи тяги 6 он связан с передаточным механизмом, состоящим из зубчатого сектора 5, находящегося в зацеплении с зубчатым колесом (трубкой) 4. Рядом с зубчатым колесом расположена спиральная пружина (волосок) 3, один конец которой соединен с зубчатым колесом, а другой закреплен неподвижно на стойке, поддерживающей передаточный механизм. Спиральная пружина постоянно прижимает зубчатое колесо к одной стороне зубьев сектора 5, благодаря чему устраняется мертвый ход в зубчатом зацеплении передаточного механизма. Отсчетное устройство манометра состоит из шкалы 10 и стрелки 9.

Принцип действия трубчато-пружинного манометра следующий. При подводе к штуцеру манометра рабочей жидкости под давлением в результате деформации стенок трубчатой пружины ее свободный конец перемещается на расстояние, пропорциональное давлению. Это перемещение при помощи тяги и передаточного механизма передается стрелке. Таким образом, выходным сигналом манометра является показание, отсчитываемое по шкале. Чем больше измеряемое давление рабочей жидкости, тем большее отклонение стрелки от нулевой отметки шкалы. После снятия входного сигнала (давления рабочей жидкости) стрелка манометра под действием силы трубчатой пружины возвращается к нулевой отметке шкалы.

По назначению трубчато-пружинные манометры разделяют на промышленные (общего назначения) и образцовые. Трубчато-пружинные манометры общего назна-

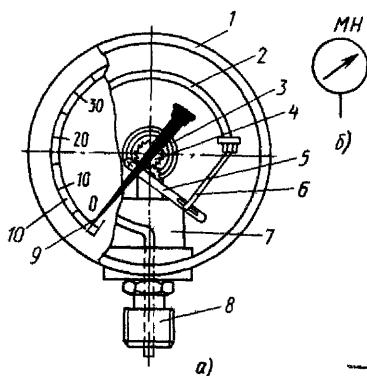


Рис. 10.1. Трубчато-пружинный манометр:

а — общий вид; б — условное обозначение

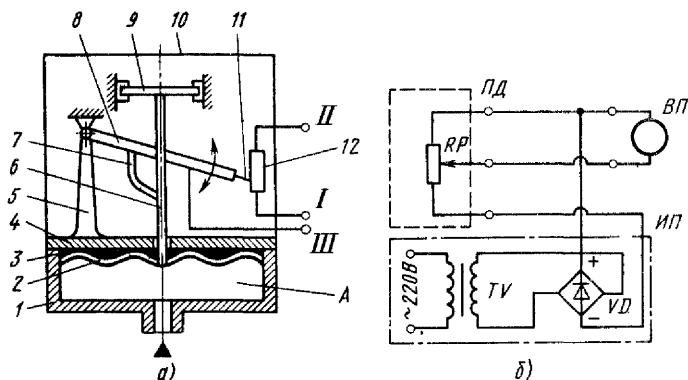


Рис. 10.2. Электрический манометр сопротивления

а — конструкция измерительного преобразователя давления; *б* — электрическая схема манометра

чения изготавливают следующих классов точности: 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 1,5; 4,0 (ГОСТ 2405—80*).

Манометры, предназначенные для поверки манометров общего назначения и проведения особо точных измерений давления, называют *образцовыми*. Они имеют следующие классы точности: 0,16; 0,25; 0,4 (ГОСТ 6521—72*).

Манометры подбирают по максимальному измеряемому давлению таким образом, чтобы рабочий предел измерения давления был равен $\frac{3}{4}$ верхнего предела измерений при постоянном давлении и не более $\frac{2}{3}$ верхнего предела при переменном давлении жидкости.

Электрические манометры являются измерительными установками, состоящими из измерительного преобразователя давления (ПД) и вторичных электрических измерительных приборов (ЭИП). По принципу действия их разделяют на манометры сопротивления, пьезоэлектрические, тензометрические и др. Принцип действия манометра сопротивления основан на зависимости электрического сопротивления чувствительного элемента преобразователя от измеряемого давления.

На рис. 10.2, *а* показана конструкция измерительного преобразователя давления (ПД) типа МД. Первичным преобразующим элементом является гофрированная мембрана 2, установленная в стальном корпусе 1 с крышкой 4. Для предохранения мембраны от разрушения при повышенном давлении в корпусе размещен профилированный упор 3 из легкоплавкого сплава. Корпус 1 имеет штуцер для подсоединения преобразователя к линии гидросети. При наличии пульсации измеряемого давления в штуцере корпуса устанавливают демпфер. Промежуточным преобразующим элементом является передаточный механизм, состоящий из штока 6 с рычагом 7, плоской пружины 9 и рычага 8 ползунка. Рычаг 8 закреплен шарнирно на стойке 5 и соединен с рыча-

гом 7. Нижний конец штока 6 поджимается к мембране 2 плоской пружиной 9. Передающим преобразующим элементом является потенциометрический преобразователь 12, включенный по схеме делителя электрического напряжения. Ползунок 11 потенциометра закреплен на рычаге 8. ПД сверху закрыт герметичным кожухом 10, который имеет штепсельный разъем, предназначенный для подсоединения преобразователя давления к питающей сети постоянного тока (напряжением 6 В) и вторичному измерительному прибору (вольтметру, амперметру).

Принцип действия ПД следующий. При подводе в камеру А рабочей жидкости под действием давления мембрана деформируется. Линейная осевая деформация передается на шток 6, который поворачивает рычаг 8. Ползунок 11 перемещается по потенциометру, т. е. каждому значению измеряемого давления соответствует определенное положение скользящего ползунка относительно потенциометра, а следовательно, и выходное относительное сопротивление. Если полное сопротивление потенциометра соответствует верхнему пределу измерения, то по измеренному значению выходного электрического сопротивления можно определить измеряемое давление p :

$$p = p_{в. пр} R_{вых} / R_{общ}, \quad (10.1)$$

где $p_{в. пр}$ — верхний предел измерения давления данного преобразователя давления; $R_{вых}$ — выходное электрическое сопротивление; $R_{общ}$ — полное сопротивление потенциометра.

На рис. 10.2, б показана электрическая схема манометра сопротивления, состоящая из преобразователя давления (ПД), вторичного измерительного прибора (ВП) и источника питания (ИП). Источником питания является сетевой выпрямитель типа СВ-4, состоящий из трансформатора (ТВ) и силового выпрямителя (ВД). Источник питания подключается к сети переменного тока напряжением 127 и 220 В и на выходе дает постоянный ток напряжением 6 В.

На рис. 10.3 показана конструкция пьезоэлектрического преобразователя давления, принцип действия которого основан на пьезоэлектрическом эффекте, т. е. на возникновении ЭДС в некоторых кристаллах (например, кварца) под действием механических сил. Преобразователь состоит из корпуса 2, мембраны 1, двух пьезоэлектрических элементов, выполненных в виде кварцевых пластин 3 и 4; шарика 6, основания 5, электрода 7 и опорного элемента 8. Шарик 6 обеспечивает равномерное распределение давления на поверхности кварцевых пластин. Пластины расположены так, чтобы их плоскости, на которых возникают отрицательные заряды, соприкасались с электродом 7. Плоскости пластин, на которых возникают положительные заряды, заземлены.

Воспринимаемое мембраной 1 давление жидкости передается через элемент 8 на кварцевые пластины. Сигналы с электрода 7

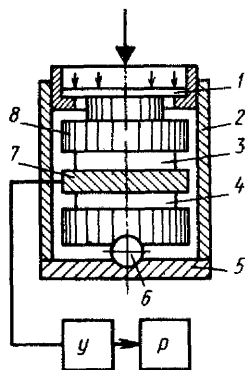


Рис. 10.3. Пьезоэлектрический преобразователь давления

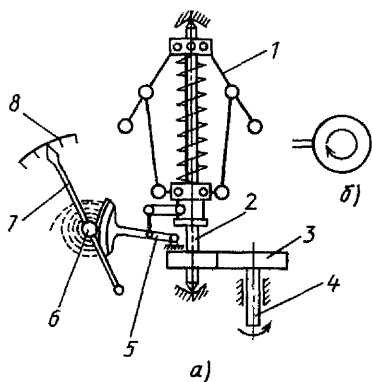


Рис. 10.4. Центробежный тахометр: а — схема; б — условное обозначение

подаются на усилитель (У) и затем на регистратор (Р). Примером серийно выпускаемых пьезоэлектрических преобразователей давления являются преобразователи типа ЛХ.

10.3. ИЗМЕРЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОМАШИН

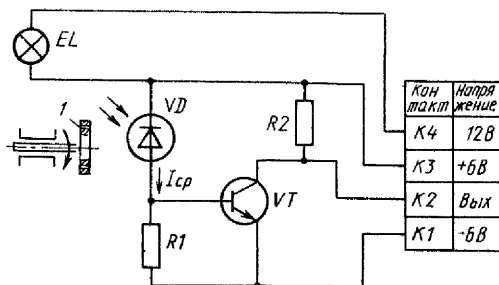
Частоту вращения валов насосов и гидромоторов измеряют тахометрами, которые по принципу действия разделяют на центробежные, электрические и др. (ГОСТ 18303—72).

Центробежный тахометр, принцип действия которого основан на использовании зависимости центробежной силы, возникающей при вращении тела, от измеряемой частоты вращения (рис. 10.4), состоит из центробежного регулятора 1 с грузами, пружиной и подвижной муфтой, оси 2, механического редуктора 3, приводного вала 4, передаточного механизма (рычага, зубчатого сектора 5, зубчатого колеса 6) и отсчетного устройства (стрелки 7 и шкалы 8). Принцип действия центробежного тахометра следующий. При подсоединении вала 4 тахометра к вращающемуся валу гидромашинны грузы и нижняя подвижная муфта центробежного регулятора изменяют свое положение относительно оси 2. Чем больше измеряемая частота вращения, тем больше центробежные силы и выше по оси 2 поднимается муфта регулятора 1. Перемещение муфты вызывает с помощью передаточного механизма вращение показывающей стрелки 7.

Электрический тахометр состоит из тахометрического преобразователя и вторичного электрического измерительного прибора (счетчика импульсов, частотомера и т. д.).

На рис. 10.5 показана электрическая схема *фотоэлектрического преобразователя импульсов*, входящего в состав цифрового автоматического тахометра типа ЦАТ-2М. Преобразователь состоит из источника светового потока — лампы накаливания *EL*, чувствительного элемента — фотодиода *VD* и формирователя —

Рис 10 5. Электрическая схема фотоэлектрического тахометрического преобразователя



транзистора VT . Фотодиод включен в схему с внешним источником питания, напряжение которого (6 В) прикладывается к переходу в запирающем направлении. В комплект преобразователя входит металлический диск (шторка) I с рядом отверстий для прохождения светового потока. Преобразователь размещают на кронштейне таким образом, чтобы диск находился между лампой EL и фотодиодом VD .

Принцип действия фотоэлектрического преобразователя следующий. Сфокусированный световой поток от лампы EL направляется на вращающийся диск. Пока нет отверстий, сопротивление затемненного фотодиода VD велико и ток I_{cp} почти равен нулю. В этом случае импульс отсутствует. При попадании светового потока на фотодиод через отверстия диска сопротивление фотодиода уменьшается и появляется ток I_{cp} , который подается на транзистор VT , где он уменьшается и формируется в прямоугольные импульсы. Электрические импульсы с выхода преобразователя подаются на вход электронного цифрового частотомера (например, типа ЦАТ-2М), который регистрирует на цифровом табло число этих импульсов за фиксированный интервал времени.

10.4. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Для измерения расхода рабочей жидкости в гидропроводах широко применяют тахометрические и электромагнитные преобразователи расхода (ГОСТ 15528—86).

Тахометрическим преобразователем расхода называют измерительный преобразователь, в котором частота вращения рабочего элемента, взаимодействующего с потоком рабочей жидкости, пропорциональна объемному расходу. Тахометрические преобразователи по конструкции разделяют на турбинные, шариковые и камерные. Чаще всего применяют камерные преобразователи расхода, в которых рабочие элементы отсекают порции жидкости. Специальные камерные преобразователи не выпускают, поэтому вместо них на практике используют тарированные гидромоторы. Расход рабочей жидкости Q определяют по формуле (3.6).

Электромагнитным преобразователем расхода называют измерительный преобразователь, в котором электромагнитная индукция вызывает электродвижущую силу (ЭДС), пропорциональную объемному расходу жидкости. В корпусе I преобразователя

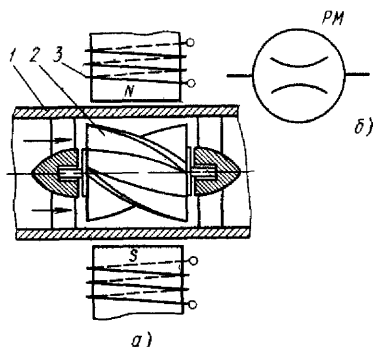


Рис. 10.6. Электромагнитный преобразователь расхода:
 а — конструкция, б — условное обозначение

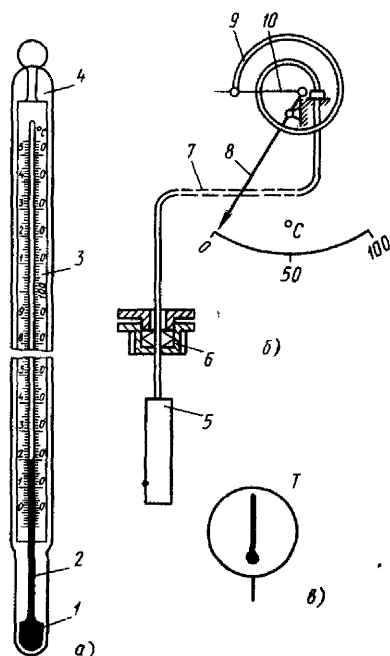


Рис. 10.7. Термометры расширения:
 а — ртутный; б — манометрический;
 в — условное обозначение

(рис. 10.6), выполненном в виде трубы, установлена турбина 2 на двух подшипниках. Лопасти турбины изготовлены из магнитопроводящего материала. На корпусе 1 снаружи укреплен постоянный электромагнит 3 с электрическими обмотками. Принцип действия электромагнитного преобразователя расхода заключается в следующем. Под действием потока рабочей жидкости лопасти турбины при ее вращении пересекают магнитное поле и периодически изменяют его напряженность. Вследствие этого в катушке электромагнита возникает ЭДС, импульсный сигнал передается на частотомер; показания последнего пропорциональны объемному расходу жидкости.

Косвенное измерение объемного расхода рабочей жидкости заключается в измерении ее объема с помощью мерного сосуда и времени заполнения этого сосуда. Объемный расход жидкости в этом случае определяют по формуле (1.39).

10.5. ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Температуру рабочей жидкости в гидроприводах определяют термометрами расширения (ГОСТ 17108—86), в которых используется зависимость изменения объема термометрического вещества от температуры. Термометры расширения разделяют на жидкостные (ртутные и т. п.) и манометрические.

Ртутный термометр (рис. 10.7, а) состоит из стеклянного резервуара 1, капиллярной трубки 2, циферблата 3 со шкалой

и наружной стеклянной оболочки 4. Принцип действия его основан на использовании теплового расширения термометрических жидкостей. Температуру отсчитывают по высоте уровня в капиллярной трубке.

Манометрический термометр (рис. 10.7, б) состоит из термобаллона 5, погружаемого в измеряемую рабочую среду, манометрической трубчатой пружины 9, воздействующей при помощи тяги 10 на стрелку 8, и капилляра 7, соединяющего пружину с термобаллоном. Штуцер 6 предназначен для установки термобаллона в баках и других устройствах. Термосистема термометра заполнена термометрическим веществом (чаще жидкостью). При нагреве термобаллона, опущенного в жидкость, повышается давление термометрической жидкости, находящейся в замкнутом объеме. Под действием давления этой жидкости происходит раскручивание трубчатой пружины до тех пор, пока действующее усилие не уравнивается силой пружины, возникающей при ее деформации. Перемещение подвижного конца трубчатой пружины через тягу 10 вызывает пропорциональное перемещение стрелки 8.

Температуру отдельных поверхностей гидроустройств измеряют термопреобразователями сопротивления в комплекте с логометрами или уравновешенными автоматическими мостами и термоэлектрическими преобразователями в комплекте с милливольтметрами или потенциометрами.

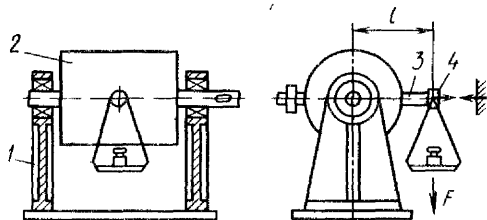
10.6. ИЗМЕРЕНИЕ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА ГИДРОМАШИН

Вращающий момент на валах гидромашин измеряют балансирными динамометрами или торсионными. Наибольшее распространение получили балансирные динамометры, которые по принципу создания реактивного момента разделяют на электрические, тормозные, гидравлические, механические. Динамометры устанавливают между двигателем и гидромашинной.

Для определения среднего значения вращающего момента на валу насоса при испытаниях в установившемся режиме применяют специальные приводящие электродвигатели в балансирном исполнении. На рис. 10.8 показан балансирный электродвигатель 2, корпус которого вывешен на опорных подшипниках стоек 1. К корпусу электродвигателя жестко присоединен рычаг 3 с весовым устройством 4. При испытаниях насоса измеряют усилие F на плече l . Вращающий момент (Н·м) насоса определяют по формуле

$$M = (F - F_x) l, \quad (10.2)$$

Рис. 10.8. Балансирный электродвигатель с весовым устройством



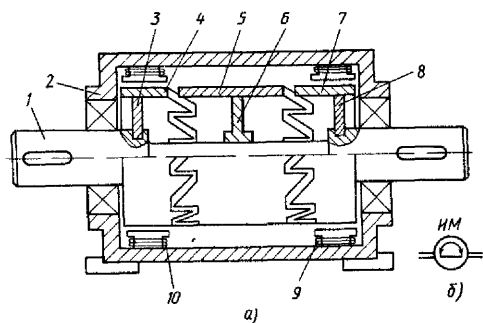


Рис. 10 9. Крутильный торсиометр с магнитоупругим преобразователем:

a — конструкция, *б* — условное обозначение

где F — сила, действующая на плече l при испытании, Н, F_x — сила, действующая на плече l при холостой работе электродвигателя без насоса, Н.

Применяют крутильные торсиометры с тензо-

метрическими и магнитоупругими преобразователями.

Крутильный торсиометр с магнитоупругим преобразователем позволяет измерять вращающий момент без помех от вращающихся токосъемов. Конструктивно торсиометр с магнитоупругим преобразователем состоит из ротора и статора. Ротор представляет собой вал 1 (рис. 10.9), на котором установлены диски 3 , 6 и 8 из немагнитного материала. На дисках закреплены магнитопроводящие кольца 4 , 5 и 7 с профильными зубцами. Зубцы смежных колец устанавливаются так, что при ненагруженном вращающемся роторе между зубцами имеются одинаковые воздушные зазоры. Корпус 2 преобразователя выполнен из немагнитного материала. Над крайними кольцами ротора расположены электрические катушки 9 и 10 .

Работа торсиометра с магнитоупругим преобразователем основана на принципе изменения магнитопроводности ротора. При закрутке (деформации) вала ротора диски один относительно другого поворачиваются, изменяется воздушный зазор между кольцами, а следовательно, и магнитопроводность кольцевой части ротора. При этом изменяются индуктивные сопротивления катушек и нарушается равновесие моста измерительного устройства. Такие торсиометры удобны в работе, обеспечивают достаточную точность (1,0 ... 1,5 %) измерения вращающего момента и позволяют измерять переменный момент.

Контрольные вопросы

1. Из каких основных элементов состоит конструкция трубчато-пружинного манометра?
2. На чем основан принцип действия измерительного преобразователя давления?
3. В чем заключается метод определения расхода жидкости при помощи электромагнитного преобразователя расхода?
4. При помощи какого преобразователя измеряют частоту вращения валов гидромашин?
5. Каково отличие приводящего балансирного электродвигателя насоса от обычного приводящего электродвигателя?
6. На чем основан принцип действия торсиометра с магнитоупругим преобразователем?

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИСПЫТАНИЯХ
И ПРИЕМКЕ ГИДРОПРИВОДОВ

Схема организации работ на этапе установившегося производства изделия приведена на рис. 11.1. После изготовления изделий большое значение придается их испытаниям и приемке.

Испытания изделия серийного и массового производства разделяют на приемо-сдаточные, периодические и типовые (ГОСТ 16504—81).

Приемо-сдаточными называют контрольные испытания изделия при приемочном контроле, который проводится с целью определения его пригодности к поставке. Испытаниям, как правило, подвергают каждое изготовленное изделие. Порядок и объем испытаний указываются в технических условиях на изделие.

Периодическими испытаниями называют контрольные испытания выпускаемого изделия, проводимые в объемах и в сроки, установленные в технических условиях на изделие, с целью контроля стабильности качества изделия и возможности продолжения его выпуска. Эти испытания проводят не реже одного раза в три года. Периодическим испытаниям обычно подвергают несколько изделий, взятых выборочно из партии и выдержавших приемо-сдаточные испытания. В практике гидромашиностроения периодическим испытаниям подвергают 2 % всех изделий, выпускаемых в установленный период, но не менее двух изделий. Объем периодических испытаний по сравнению с объемом приемо-сдаточных испытаний намного больше. Например, в состав периодических испытаний входят испытания на надежность, прочность и устойчивость к внешним воздействующим факторам и др.

Типовыми испытаниями называют контрольные испытания выпускаемого изделия, проводимые для оценки эффективности и целесообразности вносимых изменений в конструкцию или технологический процесс. Количество образцов изделий и объем типовых испытаний устанавливают в зависимости от характера внесенных изменений.

Часто на заводах-изготовителях контрольные испытания изделия проводят службы технического контроля перед предъявлением изделия для приемки представителем заказчика. Такие контрольные испытания называют предъявительскими.

Приемка является завершающим этапом серийного производства изделия. Под ней понимается проведение приемочного кон-

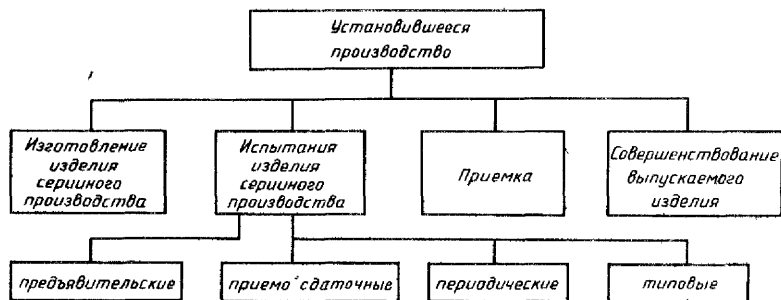


Рис. 11.1. Схема организации работ на этапе установившегося производства изделия

троля изделия и оформления документов о его пригодности к поставке. Общие правила приемки гидроприводов и гидроустройств, входящих в их состав, устанавливает ГОСТ 22976—78*, а правила приемки конкретных гидроустройств приводятся в технических условиях на изделие. Правилами приемки определяются порядок и условия предъявления и приемки изделий, размер предъявляемых партий, виды производственного контроля и контрольных испытаний. По каждой категории испытания в правилах приемки изделий указываются сроки (периодичность) их проведения, число контролируемых изделий, а также контролируемые параметры и последовательность, в которой эти параметры проверяются.

11.2. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К ИСПЫТАНИЯМ, МОНТАЖУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОПРИВОДОВ

Общие требования безопасности к испытаниям, монтажу и эксплуатации гидроприводов устанавливает ГОСТ 12.2.086—83, дополнительные приводятся в инструкции по эксплуатации гидропривода.

Безопасность испытаний и эксплуатации гидропривода обеспечивается исправным состоянием гидроустройств; работой гидропривода на заданных режимах; выполнением обслуживающим персоналом правил техники безопасности, производственной санитарии, пожарной безопасности и порядка технического обслуживания гидропривода; организацией рабочих мест; применением средств защиты работающих; профессиональным обучением механиков-гидравликов, контролем выполнения требований безопасности труда. При испытаниях и эксплуатации гидроприводов должны быть предусмотрены меры защиты обслуживающего персонала от возможного действия опасных и вредных производственных факторов. Опасные факторы могут привести к травме обслуживающего персонала, а вредные — к производственному заболеванию.

Опасные и вредные производственные факторы разделяют на три группы (ГОСТ 12.0.003—74).

Физические факторы — незащищенные подвижные части гидромашин (например, валы гидромоторов, штоки гидроцилиндров и т. д.); отлетающие в случае аварийного разрушения гидроустройств, работающих под давлением, части конструкции и струи рабочей жидкости; повышенная температура наружных поверхностей гидроустройств и рабочей жидкости; температура воздуха рабочей зоны; повышенные уровни шума и вибрации на рабочем месте; повышенные или пониженные влажность и подвижность воздуха; повышенное напряжение в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека, и др.

Химические факторы — общетоксические и раздражающие (при непосредственном соприкосновении с рабочей жидкостью), могут проникать в организм человека через органы дыхания, желудочно-кишечный тракт, кожные покровы и слизистую оболочку.

Психфизиологические факторы — физические и нервно-психические перегрузки.

В инструкции по эксплуатации гидропривода должны быть указаны краткая характеристика производственных факторов (вид, характер действия, возможные последствия), предельно допустимые концентрации вредных веществ, средства коллективной и индивидуальной защиты персонала.

Эксплуатация сосудов, работающих под давлением и входящих в состав гидроприводов, должна соответствовать «Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» Госгортехнадзора СССР.

Концентрация паров минеральных масел в воздухе рабочей зоны при работе гидропривода не должна быть более 5 мг/м^3 (ГОСТ 12.1.005—76). Уровни шума и вибрации, создаваемые гидромашинами и другими гидроустройствами на рабочих местах, должны обеспечивать требования, указанные соответственно в ГОСТ 12.1.003—83 и ГОСТ 12.1.012—78*.

Испытания, монтаж и эксплуатацию гидроприводов следует проводить с соблюдением требований электробезопасности (ГОСТ 12.1.019—79*) и «Правил техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей», утвержденных Госэнергонадзором СССР. Во время текущего ремонта перед демонтажом гидросистемы следует отключить гидропривод от источников электроэнергии и принять меры, исключающие возможность случайного включения. Подключение гидропривода к источникам электроэнергии производится после окончания всех монтажных работ.

Перед пробным пуском гидропривода следует произвести внешний осмотр всех гидроустройств и определить их состояние; проверить наличие предусмотренных ограждений, исправность стопорения всех регулировочных элементов гидроаппаратов; освободить рабочее место от инструментов, приспособлений и посторонних предметов; предупредить эксплуатационный персонал о предстоящем пуске гидропривода. Пробный пуск гидропривода рекомендуется начинать на режиме холостого хода, а затем опробовать работу гидропривода на различных рабочих режимах. При

этом проверяют правильность срабатывания средств блокировки и сигнализации.

Работа гидропривода с параметрами, превышающими значения, установленные в инструкции по эксплуатации, запрещается. Не допускается эксплуатировать гидропривод при возникновении хотя бы одной из следующих неисправностей: появление повышенного шума, стука и вибрации; появление наружных утечек рабочей жидкости, превышающих установленную степень герметичности; повреждение измерительных приборов и сигнальных устройств.

Подтягивать гайки болтов и резьбовых соединений гидроустройств, находящихся под давлением, и во время работы гидропривода не допускается. Воздух из гидросистемы следует удалять через воздухопускные устройства. Элементы гидроустройств, разрегулировка которых может привести к аварийному состоянию, должны быть после регулировки запломбированы или заперты встроенным замком в соответствии с требованиями инструкции по эксплуатации.

При испытаниях и техническом обслуживании гидроприводов следует применять средства индивидуальной защиты: специальную одежду (куртки, брюки и т. п.), ботинки, рукавицы, противозащитные наушники и вкладыши, защитные дерматологические средства.

Испытания, монтаж и эксплуатацию гидроприводов следует проводить с соблюдением требований пожарной безопасности (ГОСТ 12.1.004—85). На рабочих местах необходимо выполнять следующее: промасленные тряпки, ветошь и другие обтирочные материалы содержать в металлических ящиках с плотно закрывающимися крышками; легковоспламеняющиеся жидкости, необходимые для нужд производства, хранить в металлических бидонах с плотно закрывающимися крышками и в количестве не более суточной потребности; курить на рабочих местах запрещается.

11.3. ИСПЫТАНИЯ ГИДРОУСТРОЙСТВ НА ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ

Испытания на прочность. Испытания гидроустройств на прочность проводят для контроля отсутствия дефектов, которые могут нарушить прочность изделия при эксплуатации, и правильности конструктивных решений при выборе материала, определении толщин стенок и формы конструкции изделия.

Испытанию на прочность подвергают все корпусные детали и сборочные единицы, внутренние полости которых при работе гидропривода находятся под избыточным давлением рабочей жидкости. Испытания гидроустройств на прочность, исходя из обеспечения безопасности, как правило, являются гидравлическими, т. е. пробное вещество — жидкость.

Максимальное избыточное давление жидкости, при котором испытывают гидроустройство на прочность, называют п р о б-

ным давлением $p_{пр}$. Для гидроустройств согласно ГОСТ 17411—81* пробное давление должно быть не менее 1,25 номинального ($p_{пр} \geq 1,25p_{ном}$). Испытания на прочность, как правило, проводят при нормальных климатических условиях. Метод испытания на прочность должен быть указан в технических требованиях на поле чертежа изделия или в технических условиях на изделие. Испытания на прочность должны включаться в технологический процесс изготовления изделия до нанесения защитных покрытий.

Перед испытаниями гидроустройство должно быть очищено от окалины и ржавчины и промыто. При испытаниях должны быть выполнены требования безопасности, установленные ГОСТ 12.2.086—83*. Испытания должны проводиться в специальных боксах, обеспечивающих безопасность обслуживающего персонала. При испытаниях запрещается обстукивание изделия, находящегося под давлением. При обнаружении капель или пятен жидкости и (или) резкого падения давления испытания прекращают; изделие осматривают для установления причин дефекта.

Сущность испытания на прочность заключается в следующем. Испытуемое гидроустройство с технологическими заглушками укрепляется на стенде при помощи технологической оснастки. Затем внутренняя полость изделия подключается к гидросистеме и заполняется рабочей жидкостью под давлением. При этом должно быть обеспечено постепенное повышение давления жидкости до значения пробного давления в течение 5 мин; отсутствие гидравлических ударов и полное удаление воздуха из полостей испытуемого изделия. Время выдержки изделия под пробным давлением — не менее 5 мин. После выдержки давление жидкости плавно снижается до значения рабочего давления, и производится визуальный осмотр гидроустройства.

Гидроустройство считают выдержавшим испытание на прочность, если на нем не обнаружено (визуально) деформаций и разрушений, а также утечки рабочей жидкости.

Испытания на герметичность. Испытания гидроустройств на герметичность проводят для определения степени герметичности изделия и (или) их элементов, а также выявления отдельных мест утечки рабочей жидкости.

Испытания на герметичность, как правило, проводят после испытания на прочность. Метод испытания на герметичность должен быть указан в технических требованиях чертежа изделия или в технических условиях на гидроустройство. Испытания на герметичность должны включаться в технологический процесс изготовления изделия таким образом, чтобы предшествующие технологические операции не приводили к случайному перекрытию мест утечки пробного вещества.

Методы испытаний на герметичность должны обеспечивать проведение испытаний в условиях, отвечающих требованиям безопасности по ГОСТ 12.2.086—83*.

Перед испытанием на герметичность проводят подготовку поверхности испытуемого гидроустройства: очистку, обезжиривание и удаление следов рабочей жидкости. Поверхность очищают снаружи бензином, а затем обдувают сжатым воздухом. Непосредственно перед испытаниями гидроустройство протирают фильтровальной бумагой до полного удаления следов рабочей жидкости.

Время выдержки гидроустройства под давлением пробного вещества при испытаниях на герметичность указывают в технических условиях. Для испытания на герметичность в статическом режиме рекомендуется выдерживать гидроустройство под давлением пробного вещества 0,02 ... 0,05 МПа в течение 1 ч.

Испытания на герметичность, кроме случаев, особо оговоренных в технических условиях, проводят при нормальных климатических условиях.

Методы и способы испытания на герметичность выбирают в зависимости от назначения гидроустройства, его конструктивно-технических особенностей, требований к степени герметичности, а также технико-экономических характеристик испытаний.

В зависимости от рода пробного вещества методы испытаний гидроустройств разделяют на две группы: жидкостные и газовые (ГОСТ 24054—80).

Жидкостные методы испытаний на герметичность основаны на регистрации капель или пятен пробной жидкости. В последнем случае утечки определяют двумя способами: по размеру пятна жидкости на фильтровальной бумаге (способ пятен) или по разности массы фильтровальной бумаги (способ взвешивания сорбента). Применяя второй способ, объем утечек пробной жидкости определяют по формуле

$$V = (m_2 - m_1) / \rho_{ж}, \quad (11.1)$$

где m_1, m_2 — масса фильтровальной бумаги соответственно до и после сбора жидкости; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости.

При способе пятен (рис. 11.2, а) кромку фильтровальной бумаги 2 прикладывают по периметру соединения изделия 1 в течение 30 с. Герметичность изделия оценивают по ширине пятна жидкости на кромке бумаги, которое обводят карандашом. Затем измеряют ширину пятна и по специальному графику определяют массу подтека жидкости.

Газовые методы в зависимости от принципа регистрации пробного газа разделяют на пузырьковый, манометрический и масс-спектрометрический.

Пузырьковый метод основан на регистрации пузырьков индикаторного газа, проникшего под давлением через сквозные дефекты контролируемого гидроустройства. При этом (рис. 11.2, б) гидроустройство 2 погружают в ванну 3 с жидкостью (2 ... 5 %-ный раствор хромпика — бихромата калия в воде) и в нем создают избыточное давление воздуха. Степень герметичности определяют по количеству пузырьков газа в единицу времени.

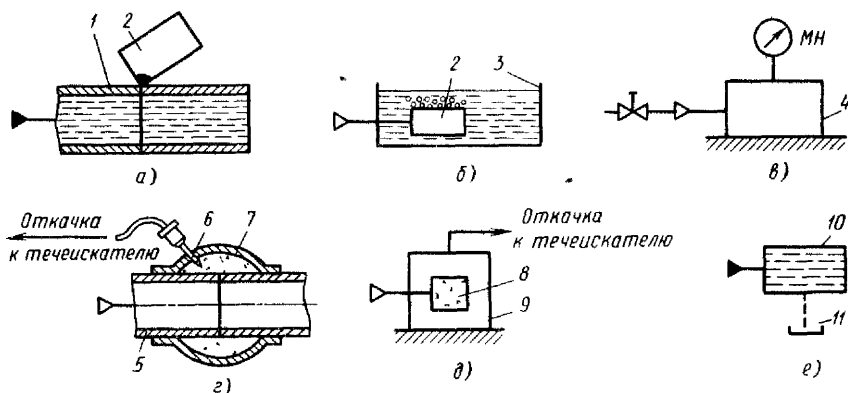


Рис. 11.2. Схемы методов испытаний на герметичность

Манометрический метод основан на измерении падения давления рабочей среды в полости контролируемого гидроустройства из-за наличия мест негерметичности. При этом в качестве индикатора применяют образцовые манометры. Для устранения влияния температурных объемных деформаций испытания проводят при постоянной температуре окружающей и рабочих сред. При испытаниях в полостях испытуемого гидроустройства 4 (рис. 11.2, в) создают избыточное давление газа, а затем манометром МН измеряют давления в начале и конце установленного промежутка времени. Места утечки при этом определить нельзя.

Масс-спектрометрический метод основан на регистрации ионов индикаторного газа, попавшего в вакуумную камеру через сквозные дефекты гидроустройства. Контроль герметичности при этом проводят с помощью специальных приборов — течеискателей, которые представляют собой простейшие масс-спектрометры. При масс-спектрометрическом методе утечку индикаторного газа определяют следующими способами: накоплением при атмосферном давлении и накоплением в вакуум.

Принцип способа накопления при атмосферном давлении (рис. 11.2, з) следующий. Вокруг контролируемого гидроустройства 5 создают замкнутую емкость накопления с помощью газонепроницаемой оболочки 7. Затем в гидроустройство 5 подводят индикаторный газ (гелий или его смесь с воздухом и азотом) и создают избыточное давление в соответствии с требованиями технических условий. При наличии неплотности соединения газ проникает в емкость накопления. Затем в последнюю вводят полую иглу 6, установленную на щуп натекателя. Натекатель соединен с масс-спектрометрическим течеискателем через гибкий рукав. С помощью течеискателя измеряют концентрацию газа в емкости накопления.

При способе накопления в вакуум (рис. 11.2, д) гидроустройство 8 помещают в вакуумную камеру 9. Затем в него подают ин-

дикаторный газ, а в вакуумной камере создают вакуум. По истечении времени масс-спектрометрическим течеискателем измеряют степень изменения концентрации газа.

Окончательную информацию при контроле герметичности гидроустройств получают визуальным, графическим, звуковым и световым способами.

Визуальный способ контроля герметичности основан на регистрации утечек рабочей жидкости невооруженным глазом или с помощью оптических устройств. При этом способе гидроустройство подвергают тщательному визуальному осмотру. Для повышения объективности контроля осмотр рекомендуется проводить с помощью лупы.

Графический способ основан на представлении информации об утечках рабочей жидкости в виде графика или фиксированного видимого изображения, например по пятну жидкости на индикаторной бумаге.

Метрический способ контроля основан на измерении параметров сигнала, несущего информацию, например, измерение утечек рабочей жидкости из гидроустройства 10 (рис. 11.2, е) с помощью мерной емкости 11 или расходомеров; измерение массы индикаторной бумаги и т. д.

Звуковой и световой способы основаны на звуковой и световой сигнализации о состоянии контролируемого гидроустройства, например, подача звукового сигнала от электрического датчика уровня при недопустимом снижении уровня рабочей жидкости в гидробаке из-за наличия утечек.

11.4. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ИСПЫТАТЕЛЬНЫМ СТЕНДАМ

Под гидравлическим испытательным стендом (в дальнейшем — стендом) понимается испытательное оборудование, объединенное в систему и предназначенное для воспроизведения условий испытаний гидроустройств на функционирование. К условиям испытаний относятся те значения внутренних и внешних воздействующих факторов и режимы функционирования, которые установлены в технических условиях или стандартах на испытываемые гидроустройства. Внутренние факторы (нагрев рабочей жидкости, нагрузка и т. п.), действующие на испытываемое гидроустройство, вызваны его функционированием. Внешние факторы обусловлены условиями эксплуатации гидроустройства.

В состав стенда в общем случае входят: приводящий электродвигатель, предназначенный для привода насосов стенда или испытываемого насоса, гидросистема (совокупность гидроустройств, предназначенная для обеспечения функционирования испытываемого гидроустройства в заданных режимах); нагружающие устройства; измерительные приборы и преобразователи; системы управления и установочные устройства (станины, стойки, рамы и т. д.).

К стендам предъявляются общепромышленные требования по надежности, технологичности, стандартизации и унификации, эргономике и технической эстетике. Стенды относятся к испытательному оборудованию, к которому предъявляются высокие требования промышленной чистоты. К особенностям производственной и эксплуатационной технологичности стендов относятся требования по обеспечению удобства промывки гидросистемы и гидробаков и возможности полного слива рабочей жидкости из них, а также требования по наличию специальных устройств, обеспечивающих чистоту жидкости: устройств для закрытой заправки гидросистемы привода чистой отфильтрованной рабочей жидкостью, фильтров, устройств для отбора пробы рабочей жидкости с целью контроля ее физических свойств и чистоты.

Стенды должны быть заправлены рабочей жидкостью марки, указанной в технических условиях на испытываемое гидроустройство. Класс чистоты жидкости в стенде должен быть не ниже класса чистоты жидкости по ГОСТ 17216—71 испытываемого гидроустройства. Контроль вязкости рабочей жидкости в стенде следует проводить через каждые 750 ч работы стенда, но не реже одного раза в три месяца.

Конструкция стенда должна обеспечивать доступность к пультам управления, местам регулирования и настройки, а также обеспечивать возможность проведения технического обслуживания стенда за минимальное время. Конструкция стендов должна соответствовать общим требованиям безопасности по ГОСТ 12.2.040—79* и конструктивным требованиям по ГОСТ 17411—81* (см. п. 8.2).

Высокие требования предъявляются к метрологическому обеспечению стендов, в задачи которого входят выбор средств измерений с нормированной точностью; подготовка измерительных приборов к измерениям; обеспечение и контроль условий выполнения измерений; измерение параметров с заданной точностью (см. гл. 10); поверка и метрологическая аттестация средств измерений; повышение квалификации работников, выполняющих измерения.

Стенды, предназначенные для контрольных испытаний гидроустройств, подлежат аттестации в соответствии с ГОСТ 24555—81.

Стенды должны иметь следующие документы: гидравлическую принципиальную схему, формуляр, техническое описание, инструкцию по эксплуатации и инструкцию по технике безопасности при работе на стенде. Допускается объединять эксплуатационные документы согласно ГОСТ 2.601—68*.

11.5. СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ НАСОСОВ, ГИДРОМОТОРОВ И ДРУГИХ ГИДРОУСТРОЙСТВ

Периодические и приемосдаточные испытания насосов, гидромоторов, гидроцилиндров, гидроаппаратов и фильтров проводят на гидравлических стендах. Параметры испытываемых гидро-

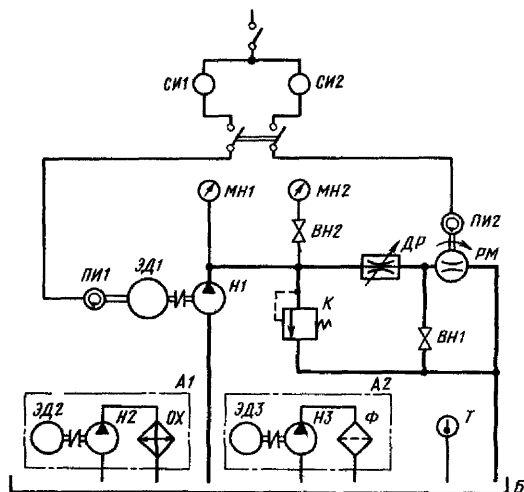


Рис. 11.3. Схема стенда для испытаний насосов

устройств измеряют при установившемся тепловом режиме работы стенда. Поэтому все стенды имеют термометры T (см. рис. 11.3 ... 11.6) и автономные системы охлаждения $A1$ с соответствующими охладителями OX . Стенды также оборудованы автономными системами фильтрации $A2$ с фильтрами Φ .

Методы измерения параметров испытываемых гидроустройств, а также сведения о средствах измерений изложены в гл. 9.

Испытания насосов общего применения проводят в соответствии с ГОСТ 14658—86 и техническими условиями на них [2, 4, 6].

При периодических испытаниях насосов проверяют внешний вид, габаритные и присоединительные размеры; материал отдельных деталей; функционирование, прочность; наружную герметичность; номинальный рабочий объем; номинальную подачу; коэффициент подачи; КПД; номинальную мощность; допускаемые частоту и время реверса; уровень звуковой мощности; ресурс; наработку до отказа; вибрационную характеристику; виброустойчивость, вибропрочность, функциональные зависимости параметров; функционирование при предельных температурах и другие параметры, установленные в ТУ на насосы конкретного типа.

При приемо-сдаточных испытаниях насосов проверяют внешний вид, функционирование, наружную герметичность, номинальную (потребляемую) мощность и коэффициент подачи.

Гидравлическая принципиальная схема стенда для приемо-сдаточных испытаний насосов показана на рис. 11.3. Испытуемый насос $H1$ подключается в напорную линию гидросистемы стенда, а его вал соединяется с валом балансирного электродвигателя $ЭД1$. Гидросистема имеет предохранительный клапан K . Нагружение испытуемого насоса $H1$ производится при помощи дросселя $ДР$. В стенде имеются следующие измерительные устройства: манометры $MН1$ и $MН2$ (с более высоким классом точности), термометр T , расходомер $РМ$, преобразователи импульсов $ПИ1$ и

ПИ2, счетчики импульсов СИ1 и СИ2, весовое устройство (на рис. 11.3 не показано) балансирного электродвигателя ЭД1.

Манометр МН2 включается при открытии вентиля ВН2; расходомер РМ отключается при открытии вентиля ВН1.

При проверке внешнего вида насоса осматривают защитные покрытия, маркировку, монтажные поверхности, присоединительные отверстия и т. д.

При проверке функционирования насосов визуально проверяют: подачу насоса при заданном направлении вращения входного вала; изменение значения и направления подачи насоса при работе механизма управления и реверсирования насоса; отсутствие повышенной вибрации, ударов, стуков, резкого шума, толчков давления в гидролиниях, повышенного нагрева; отсутствие каплеобразования из-под крышек, пробок, фланцев, через стыки корпусных деталей и т. п.

Номинальную подачу насоса Н1 проверяют (измеряют при помощи устройств РМ, ПИ2 и СИ2) при номинальных значениях давления на выходе насоса и частоте вращения вала.

Минимальная мощность (кВт) насоса

$$N = 10^{-3} M \omega = 2 \cdot 10^{-3} M \pi n,$$

где M — вращающий момент, Н·м; n — номинальная частота вращения, м/с.

Вращающий момент измеряют при помощи весового устройства балансирного электродвигателя, а частоту вращения вала насоса — при помощи устройств ПИ1 и СИ1.

Испытания гидромоторов общего применения проводят в соответствии с ГОСТ 20719—83* и техническими условиями на них [2, 4, 6].

При периодических испытаниях гидромоторов проверяют: их внешний вид, габаритные и присоединительные размеры, массу; материал деталей; функционирование; прочность; наружную герметичность; рабочий объем; номинальную частоту вращения, гидромеханический КПД, КПД (общий); номинальный момент; момент срагивания; номинальную мощность; момент инерции вращающихся масс; функционирование при предельных температурах; допускаемые частоты и время реверса; уровень звуковой мощности; ресурс, наработку до отказа; вибрационную характеристику; виброустойчивость, вибропрочность, функциональные зависимости и другие параметры, установленные в ТУ на гидромоторы конкретного типа.

При приемо-сдаточных испытаниях гидромоторов проверяют их внешний вид, функционирование, наружную герметичность, номинальный вращающий момент и КПД.

При проверке функционирования гидромоторов проверяют изменение частоты вращения вала путем изменения расхода жидкости в напорной линии; изменение направления вращения вала путем изменения места подвода рабочей жидкости под давлением к рабочим полостям гидромотора.

Гидравлическая принципиальная схема стенда для испытания реверсивных гидромоторов показана на рис. 11.4. Испытуемый гидромотор M подключается в гидросистему стенда, а его вал соединяется с валом нагружающего устройства $HУ$. Нагружение гидромотора M может осуществляться также при помощи регу-

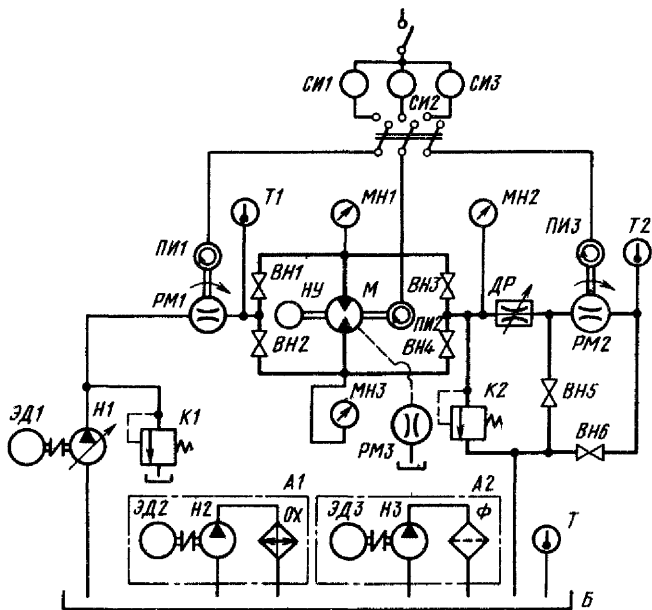


Рис. 11.4. Схема стенда для испытаний гидромоторов

лируемого дросселя $ДР$. В стенде имеется регулируемый насос $Н1$, переливной клапан $К1$, предохранительный клапан $К2$, вентили $ВН1$ и $ВН2$ для измерения направления вращения вала гидромотора $М$. Стенд оснащен следующими измерительными устройствами: манометрами $МН1$, $МН2$ и $МН3$, термометрами $Т1$ и $Т2$, расходомерами $РМ1$, $РМ2$ и $РМ3$, преобразователями импульсов $ПИ1$, $ПИ2$ и $ПИ3$, счетчиками импульсов $СИ1$, $СИ2$ и $СИ3$ и балансирным динамометром (на схеме не показан) нагружающего устройства $НУ$.

Частоту вращения вала гидромотора $М$ изменяют путем изменения подачи насоса $Н1$. Расход жидкости на входе гидромотора $М$ измеряют при помощи устройств $РМ1$, $ПИ1$ и $СИ1$, а частоту вращения вала гидромотора при помощи устройств $ПИ2$ и $СИ2$. Номинальную частоту вращения гидромотора определяют при номинальных значениях расхода жидкости и перепада давлений. Направление вращения вала гидромотора $М$ изменяют при помощи вентиля (при этом, если вентили $ВН1$ и $ВН4$ открыты, то $ВН3$ и $ВН2$ должны быть закрыты).

Вращающий момент гидромотора измеряют балансирным динамометром $НУ$.

КПД гидромотора рассчитывают по формулам (3.18) и (3.19). При прямо-сдаточных испытаниях допускается значение КПД определять косвенно путем контроля значений параметров, характеризующих КПД, и не подсчитывать по формуле.

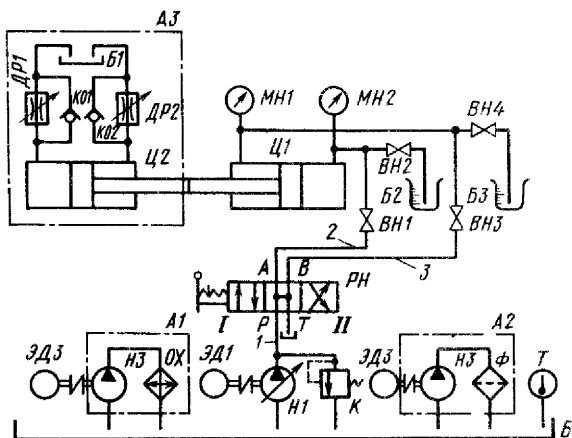


Рис. 11.5. Схема стенда для испытаний гидроцилиндров

Расходомер $PM3$ предназначен для измерения утечек рабочей жидкости из гидромотора. Для отключения расходомера $PM2$ следует открыть вентиль $ВН5$ и закрыть вентиль $ВН6$.

Испытания поршневых гидроцилиндров общего применения проводят в соответствии с ГОСТ 18464—87 и техническими условиями на них [2, 4, 6].

При *периодических* испытаниях гидроцилиндров в общем случае проверяют внешний вид, габаритные и присоединительные размеры; массу, материал деталей; функционирование; прочность; наружную герметичность; внутренние утечки; скорость поршня; усилие на штоке, давление страгивания, давление холостого хода, КПД (механический и полный); ресурс, вибропрочность и виброустойчивость и другие параметры, установленные в ТУ на гидроцилиндры конкретного типа.

При *приемо-сдаточных* испытаниях гидроцилиндров проверяют внешний вид; функционирование, прочность гидроцилиндра; наружную герметичность.

При осмотре внешнего вида испытуемого гидроцилиндра проверяют состояние монтажных поверхностей и присоединительных отверстий, защитных покрытий и т. д.

При проверке функционирования гидроцилиндра проверяют изменение направления перемещения выходного звена (реверс), изменение скорости перемещения выходного звена цилиндра путем изменения расхода жидкости в напорной линии. Проверку функционирования проводят при номинальном давлении.

Гидравлическая принципиальная схема стенда для испытаний гидроцилиндров приведена на рис. 11.5. Испытуемый цилиндр $Ц1$ подключается в гидросистему стенда. Направляющий распределитель $РН$ предназначен для изменения направления потока рабочей жидкости, поступающей к цилиндру. Стенд имеет предохранительный клапан $К$. Вентили $ВН1$ и $ВН2$ предназначены для отключения сливных линий при измерении утечек рабочей жидкости. Нагружение цилиндра $Ц1$ производится при помощи автономной нагружающей системы $АЗ$, состоящей из цилиндра $Ц2$, регулируемых дросселей $ДР1$ и $ДР2$, обратных клапанов $КО1$ и $КО2$

и гидробака *Б1*. В стенде имеются следующие измерительные устройства: манометры *МН1* и *МН2*, термометр *Т* и измерительные бачки *Б2* и *Б3*.

Направление движения штока цилиндра изменяют путем перемещения золотника направляющего распределителя *РН*. В позиции *I* распределителя схема потока рабочей жидкости будет следующей: *Б4 — Н1 — 1 — РН — 2 — Ц1н/Ц1л — 3 — РН — Б4*. При этом поршни цилиндров *Ц1* и *Ц2* перемещаются влево. Нагрузка создается в поршневой полости цилиндра *Ц2* при помощи дросселя *ДР1*. В это же время штоковая полость цилиндра *Ц2* заполняется рабочей жидкостью из гидробака через обратный клапан *КО2*.

При перемещении золотника распределителя *РН* в позицию *II* рабочая жидкость будет перемещаться по схеме потока: *Б4 — Н1 — 1 — РН — 3 — Ц1л/Ц1н — 3 — РН — Б4*. При этом поршни цилиндров *Ц1* и *Ц2* будут перемещаться влево. Нагрузка в этом случае создается в поршневой полости цилиндра *Ц2* при помощи дросселя *ДР1*, а штоковая полость цилиндра *Ц2* заполняется рабочей жидкостью из бака *Б1* через обратный клапан *КО2*.

Для определения давления срагивания рабочую жидкость подводят в одну из полостей цилиндра, например, в штоковую полость, а другую поршневую полость соединяют с сливной линией. Дроссели *ДР1* или *ДР2* постепенно повышают давление от нуля до давления, соответствующего началу перемещения поршня. Давление измеряют манометром *МН1*. Давление при холостом ходе определяют при перемещении поршня с заданной скоростью без нагрузки.

Внутренние утечки рабочей жидкости определяют при остановленном поршне и подводе жидкости под давлением в одну из полостей цилиндра *Ц1*. Перекрывают вентиль *ВН2* и открывают вентиль *ВН4* для измерения утечек мерным баком *Б3*. Измерение утечек жидкости начинают не ранее чем через 30 ... 60 с после остановки поршня.

Испытания гидроаппаратов общего применения проводят в соответствии с ГОСТ 20245—74*. Рассматривать испытания всех гидроаппаратов не представляется возможным, поэтому рассмотрим испытания напорных клапанов [6].

При периодических испытаниях напорных клапанов проверяют: внешний вид, габаритные и присоединительные размеры, массу, функционирование, прочность, наружную и внутреннюю герметичность, плавность регулирования и диапазон настройки, зависимость изменения давления настройки от расхода, ресурс, виброустойчивость, вибропрочность, функционирование при предельных температурах и другие параметры, установленные в технических условиях на напорные клапаны конкретного типа

При приемо-сдаточных испытаниях напорных клапанов проверяют внешний вид, наружную и внутреннюю герметичность, плавность регулирования и диапазон настройки, зависимость изменения давления настройки от расхода

При функционировании напорных клапанов проверяют проход рабочей жидкости через клапан; срабатывание клапана; регулирование давления в заданном диапазоне.

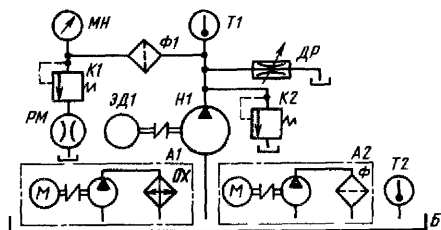


Рис. 11.6. Схема стенда для испытаний гидроклапанов

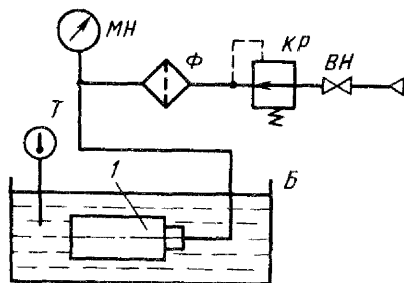


Рис. 11.7. Схема стенда для испытаний фильтроэлементов

На рис. 11.6 показана гидравлическая принципиальная схема стенда для проверки зависимости изменения давления настройки от расхода в напорных клапанах. Стенд имеет нерегулируемый насос $H1$ с электродвигателем $ЭД1$, предохранительный клапан $K2$, регулируемый дроссель $ДР$, фильтр Φ , бак $Б$ и измерительные приборы: манометр $МН$, термометры $T1$ и $T2$ и расходомер $РМ$. Испытуемый клапан $K1$ подключают последовательно в напорную линию. К клапану $K1$ рабочая жидкость поступает от насоса $H1$ через фильтр $\Phi1$. С помощью дросселя $ДР$ создают нагрузку. Давление настройки измеряется манометром $МН$, а расход жидкости, проходящей через клапан $K1$, расходомером $РМ$. Затем изменяют расход жидкости при помощи дросселя $ДР$ (например, увеличивают) и при этом измеряют давление манометром $МН$ (давление также увеличивается).

Испытание фильтров проводят согласно ГОСТ 25476—82, а фильтроэлементов согласно ГОСТ 25277—82 (проверяют их внешний вид, прочность и герметичность).

Проверку герметичности фильтроэлемента проводят на стенде (рис. 11.7). Пневмосистема стенда состоит из вентиля $ВН$, редукционного клапана $КР$, воздушного фильтра Φ и бака $Б$, заполненного жидкостью. Воздух, подаваемый в пневмосистему стенда, должен быть очищен от частиц загрязнений размером больше размера пор испытуемого фильтроэлемента 1 . Температура жидкости в баке должна быть $20 \pm 5^\circ\text{C}$; класс чистоты жидкости по ГОСТ 17216—71 должен соответствовать указанному в технических условиях на конкретные виды фильтроэлементов. Стенд имеет манометр $МН$ для измерения сжатого воздуха и термометр T для определения температуры жидкости, находящейся в баке.

Чистый испытуемый фильтроэлемент 1 с технологическими заглушками погружают в бак $Б$ с жидкостью. Фильтроэлемент устанавливают так, чтобы его главная ось была параллельна поверхности жидкости в баке. Перед началом испытания фильтроэлемент выдерживают в жидкости не менее 2 мин. Слой жидкости над фильтроэлементом должен быть 12 ± 2 мм.

Во внутреннюю полость фильтроэлемента подводят воздух под давлением, указанным в технических условиях, затем медленно поворачивают фильтроэлемент на угол 360° вокруг главной оси. Фильтроэлемент считается выдержавшим испытания на герметичность, если отсутствует выделение пузырьков воздуха.

11.6. ПОНЯТИЯ О МЕХАНИЧЕСКИХ И КЛИМАТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ ГИДРОУСТРОЙСТВ

Механические испытания. В программах периодических испытаний гидроустройств могут быть предусмотрены следующие механические испытания: на устойчивость и прочность к воздействию синусоидальной вибрации; на прочность к воздействию механических ударов; на устойчивость к воздействию линейных ускорений. Механические испытания гидроустройств проводят обычно в нормальных климатических условиях (см. п 8 4).

Испытания гидроустройств на устойчивость к воздействию синусоидальной вибрации проводят с целью проверки способности устройств выполнять свои функции (во включенном состоянии) и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в технических условиях, при воздействии синусоидальной вибрации в заданном диапазоне частот и ускорений.

Испытания на прочность к воздействию синусоидальной вибрации проводят с целью проверки способности гидроустройств противостоять разрушающему действию вибрации и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в технических условиях, после воздействия вибрации. Испытания проводят на тех же вибростендах, что и испытания на устойчивость, но в выключенном состоянии (гидроустройство не функционирует). Испытания проводят в течение времени, оговоренного в технической документации. По окончании испытаний гидроустройство проверяют на отсутствие дефектов конструкции, защитных покрытий, проверяют параметры на соответствие установленным нормам.

При проведении испытаний на воздействие вибраций крепление изделий к платформе вибростенда должно по жесткости соответствовать креплению при эксплуатации, поскольку применение креплений другой жесткости может привести к более резко выраженным резонансным явлениям при виброиспытаниях, чем при эксплуатации. Виброускорения контролируют на неподвижной опоре испытуемого изделия.

При вибрационных испытаниях могут наблюдаться резонансные явления. Резонансной частотой считается частота, на которой наблюдается либо ухудшение характеристики испытуемого гидроустройства, либо механический резонанс конструктивных элементов. Для исключения этих явлений проводят конструкторскую доработку гидроустройств.

Испытания на устойчивость к воздействию линейных ускорений проводят на центрифугах. Необходимый коэффициент перегрузки

(отношение линейного ускорения к ускорению свободного падения) получают изменением частоты вращения центрифуги или расстояния от центра масс гидроустройства оси вращения центрифуги.

Климатические испытания. Испытания гидроустройств на устойчивость к воздействию температуры окружающей среды проводят в термокамерах, где может быть создана температура от -60 до $+100$ °С. Гидроустройство выдерживают в камере при заданной установившейся температуре от 2 до 6 ч в зависимости от его массы и мощности камеры, затем его осматривают и проверяют параметры.

11.7. МОНТАЖ ГИДРОПРИВОДОВ ВНЕ ПРЕДПРИЯТИЯ-ИЗГОТОВИТЕЛЯ

Общие сведения. Под монтажом понимается установка изделия или его составных частей на месте использования. Гидропривод состоит из нескольких гидроустройств, не соединяемых на предприятии-изготовителе, и его, как правило, монтируют непосредственно на объекте эксплуатации [4].

В монтаж гидропривода вне предприятия-изготовителя в общем случае входят комплектование и изучение технической документации на монтаж; подготовка монтажного участка и средств монтажа; подготовка составных частей гидропривода к монтажу; непосредственно монтаж; наладка и монтажные испытания гидроприводов, пуск (опробование) гидропривода; регулирование и обкатка гидропривода под нагрузкой; сдача в эксплуатацию.

При монтаже гидроприводов должны выполняться требования безопасности (см. п. 10.2).

В состав технической документации на монтаж гидропривода в общем случае входят спецификация комплекта монтажных частей; монтажные чертежи (МЧ), технические условия (ТУ) на гидропривод, гидравлические схемы, инструкции по монтажу, пуску, регулированию и обкатке изделия на месте его применения (ИМ), технические описания (ТО), а также технические документы на монтаж. Монтажные чертежи должны быть подвергнуты технологическому контролю с целью оценки монтажепригодности гидропривода.

К средствам монтажа гидроприводов относятся слесарные инструменты, монтажные комплекты ЗИПов, грузоподъемные средства, измерительные приборы, технологическое (промывочное, заправочное, сепараторы и фильтры) и другое оборудование [6]. Непременным условием технико-экономических показателей монтажа гидропривода является механизация вспомогательных монтажных работ. К монтажному участку предъявляются высокие требования по промышленной чистоте.

Подготовка составных частей к монтажу предусматривает прежде всего проверку комплектов поставки. Комплектующие

гидроустройства перед монтажом подлежат расконсервации. Способы и методы расконсервации указываются в инструкциях ИМ. Особое внимание должно быть уделено очистке и промывке трубопроводов. Очистку стальных трубопроводов рекомендуется производить в следующем порядке: обезжиривание, промывка сначала горячей, затем холодной водой, осветление, промывка холодной водой, хроматная обработка, промывка горячей и холодной водой, сушка.

Трубопроводы из алюминиевых сплавов очищают в таком порядке: обезжиривание органическими растворами, химическое обезжиривание, осветление, промывка горячей и холодной водой, сушка. После такой очистки трубы промывают бензином, керосином или уайт-спиритом с последующей продувкой струей чистого сжатого воздуха и протаскиванием через трубу чистого бязевого тампона.

Входной контроль комплектующих изделий проводят в соответствии с ГОСТ 24297—87 и инструкцией ИМ.

Монтаж гидропривода производится в строгом соответствии с инструкцией ИМ и монтажными чертежами. Он включает установку гидромашин (насосов и гидродвигателей) и других гидроустройств, прокладку и крепление трубопроводов, соединение их между собой и гидроустройствами, промывку гидросистемы, контрольные операции (контроль промывки, герметичности и других операций).

Особое внимание следует обращать на монтаж насосов и гидродвигателей. Насосы и приводящие электродвигатели, положение которых определяется взаимной соосностью, должны быть установлены на общей фундаментной плите согласно монтажной разметке. Соединять валы насосов с валами приводящих электродвигателей следует с помощью упругих муфт. При этом валы должны быть сцентрированы с допускаемыми отклонениями. После установки, выверки и закрепления гидромашин монтируют остальные гидроустройства. При монтаже гидропривода необходимо предусматривать меры, исключающие попадание во внутренние полости гидроустройств и гидросистемы пыли и грязи.

Минимальный радиус R (до оси трубы) гибки труб должен быть более $2,5D$ для труб с наружным диаметром $D \leq 20$ мм и более $3,5D$ для труб с наружным диаметром $D > 20$ мм. Степень сложности гибки труб зависит от отношения диаметра трубы к толщине ее стенки и кривизны гибки. Гибка труб с наполнителем позволяет получить форму сечения трубы в месте изгиба без значительных искажений, влияющих на прочность трубы.

В качестве наполнителей можно применять воду с охлаждением, специальные эластичные гибкие металлические оправки, дробь и пр. Не допускается применять песок, так как его очень трудно удалить с внутренней поверхности трубы, даже если труба после гибки будет подвергнута травлению. Для облегчения гибки медных труб их подвергают отжигу (нагрев до 750 ...

800 °С с последующим быстрым охлаждением в воде). Готовые трубы испытывают на статическое и динамическое нагружение. При статическом нагружении давлением рабочей жидкости труба не должна терять герметичность и не должна иметь остаточных деформаций. Несколько труб из партии проверяют на разрушающее давление. Динамическое нагружение производят на трубах, работающих при пульсационных изменениях давления рабочей жидкости.

Перед монтажом трубопроводы должны быть очищены и промыты по технологии завода-изготовителя объекта.

Перед присоединением трубопроводов следует проверить состояние резьбовых соединений и на резьбовые элементы нанести смазку. Все трубопроводы должны быть прикреплены скобами или хомутами к неподвижным стенкам конструкции объекта.

Промывку смонтированных гидросистем с отключением некоторых штатных элементов (например, фильтров и т. п.) и заменой их техническими элементами производят в соответствии с ИМ.

Монтаж электротехнических изделий гидропривода должен быть выполнен в полном соответствии с «Правилами установки электротехнических установок». Подключать приводящие электродвигатели насосов к электрической сети следует только после окончания монтажа всех гидроустройств.

Наладка, пуск и регулирование гидропривода. По окончании монтажных работ и промывки гидросистемы ее заполняют рабочей жидкостью. Марка жидкости должна соответствовать марке, указанной в технических условиях на гидропривод. Жидкость в бак следует заливать с помощью специальной фильтровальной установки или, в крайнем случае, только через фильтр, установленный в заливной горловине бака. Уровень при заливке обычно контролируют с помощью маслоуказателя или уровнемера, встроенных в бак.

При пробном пуске гидропривода необходимо проверить правильность направления вращения вала приводящего двигателя насоса, долить гидробак жидкостью до верхнего уровня маслоуказателя, удалить из гидросистемы воздух через воздухопускные устройства, отрегулировать гидропривод на режим холостого хода [6].

Заключительным этапом монтажа являются испытания смонтированного гидропривода сначала в режиме холостого хода, а затем под эксплуатационной нагрузкой. При этом проверяют и отработывают четкость работы всех гидродвигателей. Во избежание нарушения заданного режима работы гидропривода все места регулирования подлежат стопорению.

Гидропривод сдают в эксплуатацию с участием представителя заказчика. При сдаче представляется вся техническая документация на гидропривод.

11.8. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И ТЕКУЩИЙ РЕМОНТ ГИДРОПРИВодОВ

Общие сведения. Под техническим обслуживанием (ТО) понимается комплекс операций по поддержанию работоспособности или исправности гидропривода при его эксплуатации (ГОСТ 18322—78*). ТО производится эксплуатационным персоналом в соответствии с эксплуатационной документацией на гидропривод.

ТО гидроприводов разделяют по следующим признакам: по этапу эксплуатации — на ТО при использовании, хранении, ожидании, транспортировании; по периодичности выполнения — на периодические и сезонные ТО; по регламентации выполнения — на регламентированные ТО и ТО с периодическим и непрерывным контролем.

Периодическое ТО выполняют через установленные в эксплуатационной документации значения наработки или интервалы времени. ТО нумеруют в порядке возрастания объема операций, например, первое техническое обслуживание ТО-1, второе ТО-2, третье ТО-3. Каждый последующий вид ТО, как правило, включает весь объем операций предыдущего вида ТО. К периодическим ТО относится также ежесменное техническое обслуживание (ЕТО).

Сезонное ТО гидроприводов (в основном транспортных машин) выполняют при переходе к весенне-летнему и осенне-зимнему периоду эксплуатации и соответственно обозначают СТО-ВЛ и СТО-ОЗ. Проведение СТО гидропривода рекомендуется совмещать с проведением очередного ТО.

Регламентированное ТО гидроприводов выполняют с периодичностью и в объеме, установленными в эксплуатационной документации, независимо от технического состояния гидропривода в момент начала ТО.

ТО с периодическим контролем — это ТО, при котором контроль технического состояния гидропривода выполняется с установленными в эксплуатационной документации периодичностью и объемом, а объем остальных операций определяется техническим состоянием гидропривода в момент начала ТО (например, проверяют вязкость рабочей жидкости в баке и при необходимости заменяют ее).

Под ТО с непрерывным контролем понимается предусмотренное в эксплуатационной документации ТО, выполняемое по результатам непрерывного контроля технического состояния гидропривода (например, проверяют при осмотре отсутствие течи рабочей жидкости и при необходимости устраняют подтекания).

При проведении ТО гидроприводов следует использовать штатные инструменты из комплекта ЗИП, средства измерения, указанные в эксплуатационной документации, а также рекомендуется

использовать передвижные агрегаты (промывочные и заправочные станции, диагностические установки и т. д.). Методы ТО гидропривода, а также применяемые средства должны быть высокопроизводительными и технико-экономически обоснованными.

При проведении ТО гидроприводов необходимо выполнять требования безопасности, которые устанавливает ГОСТ 12.2.068—81 (см. п. 11.2). Меры по обеспечению пожарной безопасности приведены в ГОСТ 12.2.019—86*.

Содержание ТО гидропривода. Перечень операций ТО следует разрабатывать с учетом конструктивных особенностей гидропривода, условий эксплуатации, а также с учетом применяемой рабочей жидкости. Наибольший объем работ проводят во время ТО при использовании гидропривода по назначению (как в перерывах, так и в процессе работы привода) [4], [6].

В состав ТО могут входить следующие операции: очистные, моечные, крепежные, монтажно-демонтажные, заправочные, регулировочные, контрольные, диагностические и др.

Ниже приводятся примерные операции ТО гидропривода:

очистные операции — очистка или замена фильтроэлементов, очистка от пыли и грязи штоков гидроцилиндров и других наружных поверхностей гидроустройств;

моечные операции — промывка фильтроэлементов, трубопроводов и гидросистем;

крепежные операции — подтяжка соединений трубопроводов и других гидроустройств;

заправочные операции — заправка и дозаправка гидросистемы рабочей жидкостью, замена рабочей жидкости, удаление воздуха из гидросистемы через воздухопускные устройства;

контрольные операции — контроль давления и температуры рабочей жидкости, уровня жидкости в гидробаке, вязкости и чистоты жидкости в гидросистеме, герметичности соединений гидроустройств, технического состояния гидропривода и т. д.

Проведение операций ТО, особенно заправочных, должно исключать возможности попадания грязи, пыли и влаги во внутренние полости гидроустройств. При ТО следует применять рабочие жидкости, указанные в эксплуатационной документации и имеющие документы, подтверждающие их марку и качество. Отработанные рабочие жидкости, сливаемые при ТО гидропривода, должны собираться в специальную тару.

Организация ТО. Из числа эксплуатационного персонала назначают лиц, ответственных за ТО гидроприводов конкретных машин. Для проведения ТО гидропривода составляют график, утвержденный главным инженером. Графики ТО гидроприводов могут быть совмещены с графиками ТО машин, в состав которых входит гидропривод. Сведения о выполнении ТО заносятся в формуляр на гидропривод или в специальный журнал учета наработки привода. В них помещают также результаты проверки гидропривода инспектирующими и проверяющими лицами.

Эффективность ТО гидроприводов зависит от многих факторов, среди которых важным является квалификационная подготовка обслуживающего персонала. Персонал, обслуживающий гидропривод, обязан знать; основные положения системы ТО; правила эксплуатации, изложенные в ЭД; устройство и принцип работы; режимы работы гидропривода, критерии отказов и возможные повреждения гидроустройств, правила безопасности. Персонал, обслуживающий гидропривод, должен уметь: выполнять все операции ТО, наладку и регулирование гидроустройств; проводить измерения основных параметров гидроприводов.

Текущий ремонт гидроприводов. Под текущим ремонтом (ТР) понимают ремонт для обеспечения или восстановления работоспособности гидропривода, состоящий в замене и (или) восстановлении отдельных частей.

ТР гидропривода может быть *плановым* и *неплановым*. Потребность в выполнении планового ТР вызывается необходимостью восстановления ресурса отдельных составных частей. Неплановый ТР проводится с целью устранения последствий отказов.

Плановые ТР разделяют в зависимости от регламентации выполнения на регламентированные и ремонты по техническому состоянию

Под *регламентированным* ТР понимается плановый ТР, выполняемый с периодичностью и в объеме, установленными в эксплуатационной документации, независимо от технического состояния гидропривода в момент начала ремонта.

ТР по *техническому состоянию* — плановый ТР, при котором контроль технического состояния выполняется с периодичностью и объемом, установленными в эксплуатационной документации, а объем и момент начала ТР определяются техническим состоянием гидропривода.

ТР выполняется силами обслуживающего персонала на местах применения гидропривода или в пунктах ТО.

К операциям ТР гидроприводов относятся в общем случае контрольные (например, контроль технического состояния), монтажные, демонтажные по замене отдельных составных частей и регулировочные. Ниже приводятся примерные операции ТР гидропривода: устранение повреждений путем замены поврежденных уплотнителей (колец, манжет и т. д.), рукавов, пружин клапанов и других элементов новыми из комплекта ЗИП; демонтаж и монтаж трубопроводов и гидросистемы с целью их промывки; восстановление поврежденной краски на поверхностях гидроустройств и т. д.

Контрольные вопросы

1. Какие испытания называются периодическими?
2. Какие опасные и вредные производственные факторы могут воздействовать на обслуживающий персонал при работе гидропривода?

3. Что такое пробное давление? Какие значения пробного давления назначаются относительно номинального давления?

4. В чем заключается пузырьковый метод испытания гидроустройств на герметичность?

5. Перечислите основные группы устройств, входящие в состав гидравлических испытательных стендов.

6. Какие минимальные радиусы гибки труб установлены в зависимости от наружного диаметра?

7. Что понимается под техническим обслуживанием гидропривода?

8. Какие основные группы операций входят в состав технического обслуживания гидроприводов?

9. Какой ремонт гидропривода называется текущим? Перечислите примеры операций, входящих в состав текущего ремонта гидропривода.

**12.1. ОБЩАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ СТАТИЧЕСКОГО
РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДА**

Для расчета гидропривода необходимо знать нагрузки и скорости его выходных звеньев (рабочих органов машины), цикл нагрузок, диапазон регулирования, условия и режим эксплуатации [2, 4 и 6].

Перед началом расчета составляют предварительную принципиальную схему гидропривода. Исходя из условий эксплуатации, назначения и возможностей комплектования гидропривода выпускаемыми гидродвигателями выбирают номинальное давление $p_{ном}$ в его напорной линии.

Перепад давления $\Delta p_{гд}$ на гидродвигателе для предварительного расчета принимают на 10 ... 20 % меньшим выбранного номинального давления $p_{ном}$ с учетом потерь давления в системе. При последовательном включении нескольких гидродвигателей перепад давления в системе

$$\Delta p_{сист} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{гд i}, \quad (12.1)$$

где $\Delta p_{гд i}$ — перепад давления на i -м гидродвигателе; $i = 1, \dots, n$ — число гидродвигателей.

Далее определяют рабочий объем каждого гидромотора:

$$V_{oi} = \frac{M_i}{2\pi \Delta p_{гд i} \eta_{гд i}}, \quad (12.2)$$

где M_i — вращающий момент гидромотора; $\eta_{гд i}$ — общий КПД гидромотора; или площадь поршня гидроцилиндра

$$S_{ц} = F_{ц} / (\eta_{ц} \Delta p_{ц}), \quad (12.3)$$

где $F_{ц}$ — усилие на штоке гидроцилиндра; $\eta_{ц}$ — КПД гидроцилиндра; $\Delta p_{ц}$ — перепад давлений в гидроцилиндре.

Расход рабочей жидкости вычисляют для каждого гидродвигателя исходя из требуемых максимальных скоростей:

для гидромотора

$$Q_{mi} = V_{oi} n_i / \eta_{vm}, \quad (12.4)$$

для гидроцилиндра

$$Q_{ц} = v_{ц} S_{ц} / \eta_{vc}, \quad (12.5)$$

где n_i — частота вращения вала гидромотора; $\eta_{\text{вм}}$ — объемный КПД гидромотора; $v_{\text{ц}}$ — скорость поршня цилиндра; $\eta_{\text{вц}}$ — объемный КПД гидроцилиндра.

При циклическом характере рабочего процесса расходы определяют исходя из максимальных скоростей.

Задавая утечки через клапан и другие элементы гидропривода, находят максимальную подачу насоса для обеспечения работы гидропривода

$$Q_{\text{н max}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{гд } i} + \sum_{j=1}^m Q_{\text{ут } j}, \quad (12.6)$$

где $Q_{\text{гд } i}$ — расход через i -й гидродвигатель; $Q_{\text{ут } j}$ — утечка через j -й гидроаппарат.

Исходя из максимальной подачи насоса определяют его рабочий объем:

$$V_0 = Q_{\text{н max}} / (\eta_{\text{вн}} n_{\text{н}}), \quad (12.7)$$

где $\eta_{\text{вн}}$ — объемный КПД насоса; $n_{\text{н}}$ — частота вращения вала насоса.

После определения рабочего объема гидромашины (насоса, гидромотора) выбирают типоразмер, близкий к требуемому, но не менее требуемого из номенклатуры серийно выпускаемых гидромашин, таким образом, чтобы необходимые частота вращения вала и давление были близки к номинальным, но не превышали их.

Мощность привода насоса

$$N_{\text{пр}} = Q_{\text{н max}} p_{\text{ном}} / \eta_{\text{в}}, \quad (12.8)$$

где $\eta_{\text{в}}$ — общий КПД насоса.

При предварительном расчете диаметр каналов (трубопроводов), пропускающих рабочую жидкость, определяют по формуле (1.76).

12.2. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ГИДРОПРИВОДА

Нагрев рабочей жидкости в гидроприводах происходит вследствие дросселирования ее в различных элементах гидросистемы. Особенно значительным является нагрев при отсутствии разгрузки насоса, наличии больших сопротивлений на сливной гидролинии, при низком КПД насоса или гидродвигателя, а также при дроссельном управлении скоростью движения. При нагревании рабочей жидкости свыше 80°C ее вязкость и смазочные качества значительно снижаются и, как следствие, объемный КПД гидропривода падает, а в элементах, имеющих взаимное перемещение, может наступить полужидкостное трение, и они быстро выйдут из строя.

Температуру жидкости можно снизить при помощи охладителей, но установка их в гидроприводе усложняет эксплуатацию. Поэтому при проектировании стремятся создать такую гидро-

схему, при которой можно не применять искусственное охлаждение. Для естественного охлаждения рабочей жидкости сливную гидролинию заканчивают в верхней части гидробака, а всасывающую начинают в нижней его части.

При расчете количества отведенной в окружающую среду теплоты площадь наружной поверхности элементов гидропривода оценивают исходя из интенсивности циркуляции в них жидкости. К числу элементов с интенсивной циркуляцией жидкости относят главным образом гидробак и в меньшей степени распределители, гидролинии и другие, в которых жидкость движется со скоростью не менее 1,5 м/с. Те же элементы при скорости движения в них жидкости меньше 1,5 м/с, а также некоторые гидроцилиндры относят к элементам с умеренной циркуляцией жидкости.

При работе гидропривода с разомкнутым потоком количество выделяемой теплоты [2, 4, 6]

$$\theta = A p Q_{\text{н}} t (1/\eta - 1), \quad (12.9)$$

где A — коэффициент, зависящий от системы единиц, входящих в формулу величин; p — давление жидкости; $Q_{\text{н}}$ — подача насоса; t — время работы гидропривода; η — общий КПД гидропривода.

Объем гидробака, необходимый для поддержания в нем заданной температуры рабочей жидкости, определяют исходя из уравнения теплового баланса

$$\theta t = (c_1 m_1 + c_2 m_2) \Delta T + k F t \left(\frac{\Delta T}{2} + T_1 - T_{\text{в}} \right), \quad (12.10)$$

где c_1 и m_1 — удельная теплоемкость и масса жидкости; c_2 и m_2 — удельная теплоемкость и масса металла; ΔT — приращение температуры за время t нагрева; k — средний коэффициент теплопередачи в окружающую среду; F — расчетная площадь поверхности гидроустройств гидросистемы; T_1 — температура жидкости к началу отсчета времени; $T_{\text{в}}$ — температура окружающей среды.

Расчетную площадь поверхности гидробака определяют следующим образом: всю смачиваемую поверхность гидробака принимают с коэффициентом, равным единице, а остальную поверхность гидробака, не соприкасающуюся с рабочей жидкостью, — с коэффициентом 0,5. Расчетная площадь поверхности гидробака связана с его объемом V зависимостью

$$F \approx 0,065 \sqrt[3]{V^2}. \quad (12.11)$$

Коэффициент теплопередачи [Вт/(м·К)] от гидробака к воздуху

$$k = 1/(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2), \quad (12.12)$$

где α_1 — коэффициент теплообмена между рабочей жидкостью и стенкой гидробака; δ — толщина стенки гидробака, м; λ — коэффициент теплопроводности стенки гидробака [для чугуна и стали $\lambda = 4,4 \dots 5,5$ Вт/(м·К)]; α_2 — коэффициент теплообмена между стенкой гидробака и окружающей средой.

Коэффициенты α_1 и α_2 зависят от вида рабочей жидкости, характера и скорости движения ее в гидробаке, а также от температуры рабочей жидкости, стенок гидробака и окружающего

гидробак воздуха. Коэффициент λ изменяется в зависимости от температуры стенок гидробака.

Для практических расчетов гидросистем, работающих на открытом воздухе, с достаточной степенью точности принимают следующие значения коэффициентов:

$k = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ — при естественной циркуляции воздуха;
 $c_2 = 0,013 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — для сварных стальных гидробаков;
 $c_1 = 0,050 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — средний для всех сортов рабочих жидкостей.

При непрерывной работе гидропривода в течение времени t (ч) температура рабочей жидкости в гидробаке

$$T = T_0 + \frac{Q_H}{kF} = T_0 + \frac{Q_H}{4\sqrt[3]{V^2}}, \quad (12.13)$$

где T_0 — температура окружающего воздуха.

Требуемый объем рабочей жидкости в гидробаке можно определить также по формуле

$$V = \sqrt{\left[\frac{Q_H}{T - T_0}\right]^3} = \sqrt{\left(\frac{Q_H}{4\Delta T}\right)^3}. \quad (12.14)$$

Эти формулы наиболее просты и достаточно точны для практических расчетов площади поверхности гидробака или объема рабочей жидкости в нем. При ограничении максимальной температуры рабочей жидкости в баке в пределах ΔT (обычно не более 85°C) в расчетную формулу (12.14) подставляют значение этой максимальной температуры и количество теплоты, выделяемое в системе за 1 ч.

12.3. ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА ПРИВОДЯЩИХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ НАСОСОВ

Для правильного выбора приводящего двигателя для насосов гидроприводов необходимо из всего многообразия режимов, выражаемых механической характеристикой двигателя, установить нормальный рабочий режим исходя их характера нагрузки гидропривода. С этой точки зрения можно представить три режима работы гидропривода:

1) *продолжительный* — работа с постоянной нагрузкой в течение длительного времени, соизмеримого с постоянной времени нагрева двигателя или действия нагрузки (повторяется часто);

2) *кратковременный* — работа при кратковременном действии пиковой нагрузки; время работы вхолостую или со значительно меньшей нагрузкой или время стоянки несоизмеримо больше времени работы и постоянной времени действия нагрузки;

3) *повторно-кратковременный* — работа с повторно-кратковременной нагрузкой — чередование соизмеримых по времени периодов работы под нагрузкой и вхолостую.

Двигатель привода при продолжительном режиме работы следует выбирать по моменту, определяемому максимально необходимой подачей насоса при максимальном его давлении.

Мощность (кВт) двигателя

$$N = 2\pi M n = K Q_H p / \eta_H, \quad (12.15)$$

где M — момент на валу электродвигателя, Н·м; n — частота вращения вала двигателя, об/с; K — коэффициент запаса, обычно $K = 1,0 \dots 1,1$; Q_H — подача насоса, $\text{дм}^3/\text{с}$; p — давление нагнетания, МПа; η_H — КПД насоса.

При кратковременном действии нагрузки двигатель можно выбирать по перегрузочному режиму, заключающемуся в увеличении момента двигателя относительно номинального. Момент (Н·м) в этом случае определяют по выражению:

$$M = \frac{1}{2\pi} \frac{V_0 \rho_{\max}}{\eta_{\max}} K, \quad (12.16)$$

где V_0 — рабочий объем насоса в перегрузочном режиме, см^3 ; ρ_{\max} — давление нагнетания при перегрузочном режиме, МПа; η_{\max} — КПД насоса при ρ_{\max} и V_0 ; $K = 1,0 \dots 1,05$ — коэффициент запаса.

Номинальный момент на валу двигателя

$$M_{\text{ном}} = \frac{1}{2\pi} \frac{V_0 \rho_{\text{ном}}}{\eta_{\text{н. ном}}}, \quad (12.17)$$

где $\eta_{\text{н. ном}}$ — КПД насоса при номинальном давлении.

Двигатель выбирают по перегрузочному моменту с проверкой по номинальному моменту $M_{\text{ном}}$. Если номинальный момент насоса превышает номинальный момент двигателя, следует двигатель выбрать по номинальному моменту на валу насоса.

Для третьего режима работы гидроприводов мощность двигателя определяется по средней мощности насоса:

$$N_{\text{ср}} = K' \sum \frac{N_i}{\eta_i} \frac{t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (12.18)$$

где K' — коэффициент допустимой перегрузки двигателя; η_i — КПД насоса для i -го участка нагрузочной диаграммы; N_i — полезная мощность насоса на i -м участке нагрузочной диаграммы; t_i — время, соответствующее i -му участку нагрузочной диаграммы; $t_{\text{ц}}$ — время цикла.

По значению $N_{\text{ср}}$ выбирают двигатель соответствующей мощности. Номинальный момент $M_{\text{ном}}$ выбранного двигателя сравнивают с эквивалентным моментом $M_{\text{экрв}}$, определяемым по формуле

$$M_{\text{экрв}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{\text{ц}}}} \leq M_{\text{ном}}, \quad (12.19)$$

где M_i — момент на валу двигателя на i -м участке нагрузочной диаграммы.

При несоблюдении неравенства (12.19) двигатель использовать нельзя, так как при работе в этом режиме может произойти его перегрев. В этом случае следует выбрать двигатель большей мощности.

В качестве приводящих двигателей можно применять **дизели**, двигатели внутреннего сгорания, газовые турбины, **электрические** двигатели.

Электрические двигатели, широко распространенные в гидроприводах, обладают механическими характеристиками, разнообразие которых определяется типом электродвигателя. Механической характеристикой называется зависимость вращающего момента двигателя от частоты вращения при постоянном напряжении питания и возбуждения. Характерными точками механической характеристики являются точки, отображающие режим холостого хода ($M_{х. х}$; $n_{х. х}$), номинальный режим ($M_{ном}$; $n_{ном}$) и пусковой режим ($M_{пуск}$). Форма механической характеристики определяется ее жесткостью — отношением приращения момента к приращению угловой скорости. В двигателях с жесткой механической характеристикой угловая скорость вала мало изменяется при изменении нагрузочного момента в широких пределах. Это означает стабильную работу, например, насоса по подаче в условиях интенсивного изменения давления. Аппроксимация рабочей части нелинейной механической характеристики электродвигателя позволяет написать следующее выражение зависимости вращающего момента от угловой скорости:

$$M = M_{max} \frac{n_{х. х} - n}{n_{х. х} - n_{max}}, \quad (12.20)$$

где M_{max} — максимальный вращающий момент; $n_{х. х}$ — частота вращения вала при холостом ходе электродвигателя; n_{max} — частота вращения вала, соответствующая максимальному вращающему моменту.

Выбрать трехфазный электродвигатель для привода регулируемого по нагрузке аксиально-поршневого насоса, работающего с частотой вращения $n = 1000$ об/мин в повторно-кратковременном режиме нагрузки. Параметры на первом участке нагрузочной диаграммы: подача $Q_1 = 60$ л/мин при давлении нагнетания $p_1 = 10$ МПа в течение времени $t_1 = 30$ с; $\eta_1 = 0,85$. На втором участке подача $Q_2 = 6$ л/мин при давлении нагнетания $p_2 = 15$ МПа в течение времени $t_2 = 90$ с; $\eta_2 = 0,30$.

Мощность на первом участке нагрузочной диаграммы

$$N_1 = \frac{p_1 Q_1}{\eta_1} = \frac{10 \cdot 60}{0,85 \cdot 60} = 11,75 \text{ кВт},$$

на втором участке

$$N_2 = \frac{p_2 Q_2}{\eta_2} = \frac{15 \cdot 6}{0,30 \cdot 60} = 5 \text{ кВт}.$$

Необходимая мощность электродвигателя

$$N = K \sum \frac{N_i t_i}{t_{\pi}} = 1,1 \frac{11,75 \cdot 30 + 5 \cdot 90}{120} = 7,35 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель 4А132М6У3 мощностью 7,5 кВт; синхронная частота вращения 1000 об/мин. Номинальный момент на валу выбранного электродвигателя

$$M_{ном} = \frac{N}{2\pi n} = \frac{7,5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2\pi \cdot 1000} = 71,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на валу насоса на первом участке нагрузочной диаграммы

$$M_1 = \frac{1}{2\pi} = \frac{V_{01} \rho_1}{\eta_1} = \frac{Q_1 \rho_1}{2\pi n \eta_1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 10}{2\pi \cdot 1000 \cdot 0,85} = 112 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на валу насоса на втором участке нагрузочной диаграммы

$$M_2 = \frac{1}{2\pi} \frac{V_{02} \rho_2}{\eta_2} = \frac{Q_2 \rho_2}{2\pi n \eta_2} = \frac{6 \cdot 10^3 \cdot 15}{2\pi \cdot 1000 \cdot 0,3} = 47,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эквивалентный момент на валу насоса

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{\Sigma}}} = \sqrt{\frac{112^2 \cdot 30 + 47,8^2 \cdot 90}{120}} = 69,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

следовательно,

$$M_{\text{ЭКВ}} < M_{\text{НОМ}}.$$

Двигатель 4А132М6У3 удовлетворяет заданным нагрузкам.

12.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ГИДРОПРИВодОВ

Расчет гидропривода поступательного движения. На рис. 7.3 приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения, где имеется гидробак *Б*, насос *Н*, направляющий распределитель *РН*, гидроцилиндр *Ц*, дроссель *ДР*, предохранительный клапан *К*, напорная *Р* и сливная *Т* гидролинии. Исходные данные для расчета: усилие на штоке гидроцилиндра $F = 10\,000 \text{ Н}$; ход поршня $L = 400 \text{ мм}$; длины гидролиний: напорной $l_1 = 6 \text{ м}$, сливной $l_2 = 6 \text{ м}$. В напорной гидролинии имеется шесть крутых поворотов (под углом 90°) и два плавных поворота. В сливной гидролинии пять крутых поворотов и три плавных. Поршень должен совершать $m = 10$ циклов (двойных ходов) в минуту. Температура окружающей среды $T_{\text{в}} = 300 \text{ К}$ (30°C). Рабочий ход поршня соответствует выходу штока из гидроцилиндра.

Требуется выбрать номинальное давление в гидроцилиндре; определить диаметр гидроцилиндра и диаметр штока; выбрать диаметр трубопроводов гидролиний; подобрать рабочую жидкость; определить основные размеры направляющего распределителя и фильтра; выбрать насос.

1. Определяем диаметр D гидроцилиндра и диаметр d штока.

Принимаем рабочее давление в гидроцилиндре $p = 1,6 \text{ МПа}$.

Согласно формуле (3.54), между p и d/D принимаем $d/D = 0,5$.

Пренебрегая сопротивлением трения в уплотнениях и противодавлением, находим рабочую площадь поршня гидроцилиндра:

$$S_{\text{п}} = F/p = 1000/16 = 62,5 \text{ см}^2.$$

Тогда диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{S_{\text{п}} 4/\pi} = \sqrt{4 \cdot 62,5/3,14} = 8,92 \text{ см}.$$

В соответствии с ГОСТ 6540—68 принимаем диаметр гидроцилиндра $D = 100 \text{ мм}$. Тогда диаметр штока $d = 0,5D = 100 \cdot 0,5 = 50 \text{ мм}$.

Ввиду того, что полученный диаметр штока соответствует стандарту, окончательно принимаем $d = 50 \text{ мм}$.

2. Определяем подачу насоса

$$Q_{\text{н}} = \frac{\pi [(D^2 - d^2) + D^2] L m}{4} = \frac{\pi [100^2 + 75^2] 40 \cdot 10}{4 \cdot 60 \cdot 1000} = 0,918 \text{ л/с} = 55 \text{ л/мин}.$$

Так как

$$t_1 = \frac{L\pi D^3}{4Q_{\text{н}}}; \quad t_2 = \frac{L\pi (D^3 - d^3)}{4Q_{\text{н}}},$$

получим

$$(t_1 + t_2) m = 60.$$

3. Определяем рабочую скорость $v_{раб}$ и скорость $v_{х. х}$ холостого хода штока гидроцилиндра:

$$v_{раб} = \frac{4Q_H}{\pi D^2} = \frac{55 \cdot 4 \cdot 1000}{60 \cdot \pi \cdot 100} = 11,7 \text{ см/с};$$

$$v_{х. х} = \frac{4Q_H}{\pi (D^2 - d^2)} = \frac{55 \cdot 4 \cdot 1000}{60 \cdot \pi \cdot 100} = 11,7 \text{ см/с}.$$

4. Выбираем условные проходы гидролиний. Для упрощения расчетов принимаем диаметр трубопроводов одинаковым для всех гидролиний.

В соответствии с рекомендациями (см. п. 1 8) скорость течения жидкости в трубопроводе $v = 2$ м/с. Площадь сечения трубопровода

$$S_{л} = \frac{Q}{v} = \frac{55}{60 \cdot 20} = 0,046 \text{ дм}^2 = 4,6 \text{ см}^2,$$

откуда его диаметр

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4S_{л}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,6}{3,14}} = 2,42 \text{ см} = 24,2 \text{ мм}.$$

Принимаем согласно ГОСТ 16516—80 $d = 25$ мм.

5. Выбираем рабочую жидкость. Рабочая жидкость должна удовлетворять двум условиям:

1) температура застывания должна быть на 15—20 °С ниже наименьшей температуры окружающей среды;

2) при давлении до 7 МПа рекомендуется применять минеральные масла, имеющие $\nu_{50} = (20 \dots 40) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $t = 50$ °С.

Выбираем масло индустриальное 20. Температура застывания —20 °С, что на 25 °С ниже заданной минимальной температуры (5 °С), и $\nu_{50} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

6. Определяем типоразмер направляющего гидрораспределителя. Если по заданию требуется направляющий гидрораспределитель с дистанционным управлением, то выбираем тип Г-73.

Типоразмер определяем по максимальному расходу через гидрораспределитель. Согласно данным каталогов выбираем гидрораспределитель типоразмера ПГ73-15, который обеспечивает расход $Q = 80$ л/мин, потери в гидрораспределителе 0,4 МПа.

7. Выбираем насос. Для этого необходимо знать его подачу Q_H и номинальное давление на выходе $p_{ном}$. Определим $p_{ном}$ из уравнения

$$F = (p_{ном} - \Delta p_з - \Delta p_{н. ц}) \pi D^2/4 - F_{тр} - (\Delta p_{з. сл} + \Delta p_{ц. б}) \pi (D^2 - d^2)/4,$$

откуда

$$p_{ном} = \Delta p_з + \Delta p_{н. ц} + (\Delta p_{з. сл} + \Delta p_{ц. б}) (1 - d^2/D^2) + \frac{F + F_{тр}}{\pi D^2/4}; \quad (12.21)$$

здесь $\Delta p_з$, $\Delta p_{н. ц}$, $\Delta p_{з. сл}$, $\Delta p_{ц. б}$ — потери давления соответственно в распределителе, в гидрролинии насос—гидроцилиндр, в сливной линии распределителя, в гидрролинии гидроцилиндр—бак ($\Delta p_з = \Delta p_{з. сл}$).

Все гидравлические потери необходимо рассчитывать при расходе $Q = 55$ л/мин. Потери давления в распределителе определяем по формуле $\Delta p_з = k_з Q_H$. Коэффициент пропорциональности $k_з = \Delta p'_з / Q_K^2$ (здесь $\Delta p'_з$ и Q_K — значения потери давления в распределителе и расхода, приведенные в каталоге).

Для рассматриваемого случая $\Delta p'_з = 0,4$ МПа при $Q_K = 80$ л/мин. Поэтому

$$\Delta p_з = 0,4/80^3 \cdot 55^3 = 0,189 \text{ МПа}.$$

Потери в трубопроводе (общая формула)

$$\Delta p_{тр} = \rho g \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d_{тр}} \right) \frac{Q_H}{2gS_n^2}. \quad (12.22)$$

Для линий, соединяющих насос и гидроцилиндр, гидроцилиндр и бак,

$$S_{л} = 0,785 \cdot 2,5^2 = 4,90 \text{ см}^2; S_{л}^2 = 24,01 \text{ см}^4;$$

$$g = 981 \text{ см/с}^2; Q_{н} = 55 \text{ л/мин} = 55 \cdot 10^3 / 60 = 917 \text{ см}^3/\text{с};$$

$$\rho = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3;$$

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d\nu} = \frac{4 \cdot 917}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,3} = 1560;$$

$$\nu = 30 \text{ сСт} = 0,3 \text{ см}^2/\text{с}; \lambda = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{1560} = 0,0480.$$

Для линии, соединяющей насос и гидроцилиндр, суммарный коэффициент потерь

$$\sum \zeta_{н.ц} = 6\zeta_{кр.ц} + 2\zeta_{ц.ц} = 6 \cdot 1,12 + 2 \cdot 0,16 = 7,04,$$

где $\zeta_{кр.ц} = 1,12$ и $\zeta_{ц.ц} = 0,16$ — коэффициенты сопротивления при крутом и плавном поворотах [выбраны по справочнику при $d/(2r_{п}) = 0,3$; здесь $r_{п}$ — радиус поворота].

Для линии, соединяющей гидроцилиндр с баком,

$$\sum \zeta_{ц.б} = 5\zeta_{кр.ц} + 3\zeta_{ц.ц} = 5 \cdot 1,12 + 3 \cdot 0,16 = 6,08.$$

Потери в линии, соединяющей насос и гидроцилиндр [$\Delta p_{н.ц}$ определяем по формуле (12.22)],

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{н.ц} &= \Delta p_{э} + \Delta p_{н.ц} = 0,189 + 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-1} \times \\ &\times \left(7,04 + 0,0480 \frac{600}{2,5} \right) \frac{917^2}{1962 \cdot 24,01} = 0,189 + 0,0298 = 0,22 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Потери в линии, соединяющей гидроцилиндр с баком,

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{ц.б} &= \Delta p_{э.сл} + \Delta p_{ц.б} = \\ &= 0,189 + 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-1} \left(6,08 + 0,0480 \frac{600}{2,5} \right) \frac{917^2}{1962 \cdot 24,01} = \\ &= 0,189 + 0,0284 = 0,217 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Для уплотнения поршня выберем U-образные резиновые манжеты; коэффициент трения $f = 0,1 \dots 0,13$, общая протяженность $l_{м} = 2$ см. Уплотнение штока — пакет из шевронных резиновых манжет. Сила трения в манжетных уплотнениях поршня $F_{тр.ц} = f\pi D l_{м} p = 0,12 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,02 \cdot 1,6 \cdot 10 = 1206$ Н. Сила трения в шевронных уплотнениях штока $F_{тр.шт} = k\pi d l_{м}$ (где k — размерный коэффициент по данным ЭНИМСа; $k = 0,22$ МПа). Тогда $F_{тр.шт} = 0,22 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,02 = 690,8$ Н. Общая сила трения

$$F_{тр} = F_{тр.ц} + F_{тр.шт} = 1206 + 690,8 = 1896,8 \text{ Н}.$$

Подставляя приведенные расчетные данные в формулу (12.2), получаем:

$$\begin{aligned} p_{ном} &= 0,22 + 0,217 (1 - 0,25) + \frac{1000 + 189,68}{78,5 \cdot 10} = \\ &= 0,22 + 0,163 + 1,55 = 1,933 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Итак, насос должен обеспечить подачу $Q_{н} = 55$ л/мин при $p_{ном} = 1,93$ МПа. Этому условию удовлетворяет насос ШЦ-50, который при $p_{ном} = 2,5$ МПа обеспечивает подачу $Q_{н} = 50$ л/мин.

Пример расчета гидропривода вращательного движения. Рассчитаем параметры гидропривода вращательного движения с регулятором расхода. Рабочий объем шестеренного гидромотора $V_0 = 35$ см³/об, вращающий момент на валу

гидромотора $M = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Перепад давлений в золотниковом распределителе $\Delta p_{\text{з}} = 0,2 \text{ МПа}$, перепад давлений на регуляторе расхода $\Delta p_{\text{р. р}} = 0,6 \text{ МПа}$, на пластинчатом фильтре $\Delta p_{\text{ф}} = 0,1 \text{ МПа}$. Перепад давлений в трубопроводах составляет 10 % от перепада давления на гидромоторе.

Механический КПД гидромотора $\eta_{\text{м. мех}} = 0,9$, общий КПД насоса $\eta_{\text{н}} = 0,85$, общий КПД гидромотора $\eta_{\text{м}} = 0,75$. Подача насоса принята на 10 % больше расхода жидкости, потребляемой гидромотором.

Требуется определить эффективную мощность гидромотора; давление; подачу насоса; эффективную мощность насоса; подводимую к валу насоса мощность; полный КПД гидропривода.

1. Расход жидкости в гидромоторе

$$Q_{\text{н}} = V_0 n = 35 \cdot 1500 = 52\,500 \text{ см}^3/\text{мин} = 52,5 \text{ л/мин.}$$

2. Эффективная мощность на валу гидромотора

$$N_{\text{в}} = \frac{M 2\pi n}{60} = \frac{20 \cdot 6,28 \cdot 1500}{60} = 3,14 \text{ кВт.}$$

3. Подведенная к гидромотору мощность

$$N = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{м}}} = \frac{3,14}{0,75} = 4,11 \text{ кВт.}$$

4. Перепад давлений на гидромоторе

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{2\pi M}{V_0 \eta_{\text{м. мех}}} = \frac{6,28 \cdot 200 \cdot 10^6}{35 \cdot 0,9} = 395 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Тогда давление на выходе насоса

$$p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{м}} + 0,1 \Delta p_{\text{м}} + 2 \Delta p_{\text{з}} + \Delta p_{\text{р. р}} + \Delta p_{\text{ф}} = 395 \cdot 10^4 + 39,5 \cdot 10^4 + + 40 \cdot 10^4 + 60 \cdot 10^4 + 10 \cdot 10^4 = 544,5 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

5. Подача насоса

$$Q_{\text{н}} = 1,1 \frac{Q_{\text{м}}}{\eta_{\text{м}}} = \frac{1,1 \cdot 52,5}{0,75} = 69,3 \text{ л/мин.}$$

6. Эффективная мощность насоса

$$N_{\text{н. в}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}} = 544,5 \cdot 10^4 \cdot 69,3 \cdot 10^{-3} / 60 = 6,29 \text{ кВт.}$$

7. Подведенная к валу насоса мощность

$$N_{\text{м}} = \frac{N_{\text{н. в}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{6,29}{0,85} = 7,4 \text{ кВт.}$$

8. Полный КПД гидропривода

$$\eta_{\text{тп}} = N_{\text{в}} / N_{\text{н}} = 3,14 / 7,40 = 0,425.$$

Для привода выбираем электродвигатель 4А132М6У3 мощностью 7,5 кВт; синхронная частота вращения 1000 об/мин.

СООТНОШЕНИЕ ЕДИНИЦ СИ С ВНЕСИСТЕМНЫМИ ЕДИНИЦАМИ

Единицы массы

1 кг = 10 ³ г	1 г = 10 ⁻³ кг
1 кг = 0,102 кгс·с ² /м	1 кгс·с ² /м = 9,81 кг

Единицы плоского угла

1 рад = 57,3°	1° = 1,75·10 ⁻² рад
1 рад = 3,44·10 ³ '	1' = 2,91·10 ⁻⁴ рад
1 рад = 2,06·10 ⁵ "	1" = 4,85·10 ⁻⁶ рад

Единицы частоты вращения

1 с ⁻¹ = 1 об/с	1 об/с = 1 с ⁻¹
1 с ⁻¹ = 60 об/мин	1 об/мин = 1/60 с ⁻¹ = 0,016 с ⁻¹

Единицы плотности

1 кг/м ³ = 10 ⁻³ г/см ³	1 кгс·с ² /м ⁴ = 9,81 кг/м ³
1 кг/м ³ = 1,02 кгс·с ² /м ⁴	

Единицы силы

1 Н = 0,102 кгс	1 кгс = 9,81 Н
1 Н = 10 ⁵ дин	1 дин = 10 ⁻⁵ Н

Единицы давления и механического напряжения

1 Па = 1,02·10 ⁻⁵ кгс/см ²	1 кгс/см ² = 9,81·10 ⁴ Па
1 МПа = 9,81 кгс/см ²	1 кгс/см ² = 0,1 МПа
1 Па = 0,102 мм вод. ст.	1 мм вод. ст. = 9,81 Па
1 Па = 7,5·10 ⁻³ мм рт. ст.	1 мм рт. ст. = 1,33·10 ³ Па
1 Па = 10 ⁻⁵ бар	1 бар = 10 ⁵ Па

Единицы энергии

1 Дж = 0,102 кгс·м	1 кгс·м = 9,81 Дж
1 Дж = 10 ⁷ эрг	1 эрг = 10 ⁻⁷ Дж
1 Дж = 0,239 кал	1 кал = 4,19 Дж
1 Дж = 2,39·10 ⁻⁴ ккал	1 ккал = 4,1868·10 ³ Дж

Единицы мощности

1 Вт = 0,102 кгс·м/с	1 кгс·м/с = 9,81 Вт
1 Вт = 10 ⁷ эрг/с	1 эрг/с = 10 ⁻⁷ Вт
1 Вт = 0,239 кал/с	1 кал/с = 4,1868 Вт
1 Вт = 1,36·10 ⁻³ л. с.	1 л. с. = 736 Вт

Единицы динамической вязкости

1 Па·с = 10 П	1 П = 0,1 Па·с
1 Па·с = 0,102 кгс·с/м ²	1 кгс·с/м ² = 9,81 Па·с

Единицы кинематической вязкости

1 м ² /с = 10 ⁴ Ст	1 Ст = 10 ⁻⁴ м ² /с
1 м ² /с = 10 ⁶ сСт	1 сСт = 10 ⁻⁶ м ² /с
1 мм ² /с = 1 сСт = 10 ⁻⁶ м ² /с	1 сСт = 1 мм ² /с

Единицы расхода и подачи насоса

1 м ³ /с = 6·10 ⁴ л/мин	1 л/мин = 1,67·10 ⁻² м ³ /с
1 дм ³ /с = 60 л/мин	1 л/мин = 1,67·10 ⁻² дм ³ /с

СОПОСТАВЛЕНИЕ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК (ЕСДП)
И СИСТЕМЫ ОСТ

П2.1. Приблизительное соответствие квалитетов ЕСДП
классам точности системы ОСТ для размеров до 500 м

Класс точности по системе ОСТ	Квалитет ЕСДП												
	для посадок									для свободных размеров			
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Основное отверстие	0,9	1	2	2a, 3	—	3a	4	5	7	8	9	10	
Основной вал	1	2	2a	3		3a	4	5	7	8	9	10	

П2.2. Приблизительное соответствие основных отклонений ЕСДП
и посадок в системе ОСТ

Основное отклонение ЕСДП	Посадка в системе ОСТ						Скользкая или поля основных отклонений В; А
	Тепловая ходовая ТХ (вал)	Широкоходовая Ш	Легкоходовая Л	Ходовая Х	Движения Д		
Вала	с	d	e	f	g	h	
Отверстия	С	D	E	F	G	H	
← Увеличение зазоров							

Основное отклонение ЕСДП	Посадка в системе ОСТ						
	Плотная П	Напряженная Н	Тугая Т	Глухая Г	Легкопрессовая Пл (вал)	Прессовая Пр	Горячая Гр
Вала	js	k	m	n	p		s
Отверстия	J _s	K	M	N	P	R	S
Увеличение натяга →							

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. Т. 1. 736 с.
2. **Васильченко В. А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
3. **Колесникова Л. П., Курочкина В. Ф., Максимовский Б. В.** Соединение трубопроводов. Справочник. В 2-х т. М.: Изд-во стандартов, 1988. Т. 1, ч. 1.
4. **Лебедев Н. И.** Объемный гидропривод машин лесной промышленности. М.: Лесная промышленность, 1986. 296 с.
5. **Никитин О. Ф., Холин К. М.** Объемные гидравлические и пневматические приводы. М.: Машиностроение, 1981. 269 с.
6. **Свешников В. К., Усов А. А.** Станочные гидроприводы: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1988. 512 с.

А

- Агрегат силовой электрогидравлический 151
- насосный 158
- Аккумулятор гидравлический 133
- Аппарат гидравлический направляющий 96
- — регулирующий 96
- Ареометр 7

Б

- Бак гидравлический 132
- Безотказность изделия 189
- Безопасность испытаний 222
- конструкции 195
- Бернулли уравнение 27, 28

В

- Вискозиметр 10
- Вязкость жидкости динамическая 9
- — кинематическая 10

Г

- Герметичность изделия 186
- Гидравлика 4
- Гидроаппарат 95
- Гидродвигатель объемный 47
- Гидродинамика 4
- Гидрозамок 104
- Гидромотор 47
- Гидропередача объемная 48, 163, 181
- Гидропривод объемный 47
- Гидростатика 4
- Гидроусилитель 145
- Гидроцилиндр 84

Д

- Давление жидкости 6, 59
- Двигатель гидравлический поршневой 92
- — пластинчатый 91
- Делитель потока 117
- Долговечность изделия 189
- Допуски и посадки размеров 206
- Допуски формы и расположения поверхностей 209
- Дроссель гидравлический 113

Ж

- Жидкость идеальная 12
- рабочая 52, 53
- Жизненный цикл изделия 182

З

- Закон Архимеда 20
- Паскаля 14
- Золотник гидроаппарата 95, 96

И

- Измерение параметров изделия 212
- Испытания изделий 221

К

- Кавитация жидкости 32
- Камера рабочая гидромашины 56
- Клапан обратный 97
- переливной 110
- предохранительный 106
- редуccionный 111
- Кольцо уплотнительное 139
- Кондиционер рабочей жидкости 49
- Коэффициент гидравлического трения 35
- местного сопротивления 36
- неравномерности подачи 61
- расхода 40
- полезного действия насоса 62
- сжатия

Л

- Линия всасывающая 49
- дренажная 49
- напорная 49
- сливная 49

М

- Манжета уплотнительная 141
- Манометр 213
- Местное сопротивление 36, 37
- Момент вращающий 62
- Мотор гидравлический аксиально-поршневой 82
- — пластинчатый 70
- — радиально-поршневой 73
- — шестеренный 63
- Мощность насоса 61

Н

- Надежность изделия 188
- Насадок гидравлический 41
- Насос аксиально-поршневой 76
- пластинчатый 66
- радиально-поршневой 70
- шестеренный 63
- Насосная установка 158

О

- Обслуживание техническое 240
- Объем рабочий гидромотора 59
- — насоса 59

П

Перепад давлений 59
Плотность жидкости 7
Поворотный гидродвигатель 90
Подача насоса 60
Потери объемные 61
Привод гидравлический 47
Проект технический 198
Проход условный 34
Пьезометр 16

Р

Распределитель дросселирующий 118
— золотниковый 100
— клапанный 103
— крановый 102
— направляющий 99
Расход жидкости 22
Расходомер 24, 217
Регулятор расхода 115
Режим течения жидкости 30
Ремонт изделия 183, 242
Ремонтопригодность изделия 189
Ротаметр 23
Ротор гидромашины 56

С

Связь обратная 146
Сепаратор жидкости 131
Сечение живое 22
Сжимаемость жидкости 11
Сила давления жидкости 6
— трения жидкости 6
Скорость течения жидкости средняя 32
Соединение трубопроводов 135
Сопrotивление гидравлическое 35
Сохраняемость изделия 189
Стандартизация гидроприводов 194
Станция гидропривода 158
Статор гидромашины 56
Струйка жидкости элементарная 22
Схема гидравлическая 202

Т

Термометр 218
Технологичность конструкции 192
Течение жидкости ламинарное 30
— — турбулентное 30
Тонкость фильтрации номинальная 125
Трубка скоростная (Пито) 27
Трубопровод 135
Турбулентное течение жидкости 30

У

Удар гидравлический 42
Удельная энергия жидкости 26
Унификация 194
Уплотнитель 138
Уплотнительное устройство 138
Уравнение гидростатики, основное 12

- постоянства расхода 23
 - Усилитель гидравлический 145
 - электрогидравлический 145
 - Установка насосная 158
- Ф**
- Фильтр гидравлический 125
 - Фильтрующий элемент 125, 127
- Х**
- Характеристика гидромотора 57, 58
 - клапана 108
 - насоса 57, 58
- Ц**
- Цилиндр гидравлический поршневой 85
 - — плунжерный 88
- Ч**
- Частота вращения гидромашинцы 60
 - Число Рейнольдса 31
 - Чистота жидкости промышленная 186
- Ш**
- Шероховатость поверхности 209
- Э**
- Эксплуатация изделия 183
 - Элементарная струйка жидкости 22
 - Эпиора гидростатических давлений 13
 - Эргономика 184
 - Эстетика техническая 185

Предисловие	3
Глава 1. Основы гидравлики	4
1.1. Определение гидравлики и краткая история ее развития . . .	4
1.2. Общие сведения о жидкостях	5
1.3. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля	12
1.4. Силы гидростатического давления жидкости на стенки. Закон Архимеда	17
1.5. Основные понятия кинематики и динамики жидкости. Расход жидкости	21
1.6. Уравнение Бернулли	26
1.7. Режимы течения жидкости. Понятие о кавитации	30
1.8. Расчет простых трубопроводов. Потери давления в трубопроводах	34
1.9. Истечение жидкости через отверстия и насадки	39
1.10. Понятие о гидравлическом ударе	42
1.11. Сила давления струи жидкости на стенку	44
Контрольные вопросы	45
Глава 2. Общие сведения об объемных гидроприводах и рабочих жидкостях	47
2.1. Состав и основные понятия о гидроприводах	47
2.2. Основные преимущества и области применения гидроприводов	50
2.3. Рабочие жидкости	52
Контрольные вопросы	55
Глава 3. Объемные гидромашины	56
3.1. Общие сведения о роторных гидромашинах	56
3.2. Шестеренные насосы и гидромоторы	63
3.3. Пластинчатые насосы и гидромоторы	66
3.4. Радиально-поршневые насосы и гидромоторы	70
3.5. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы	76
3.6. Гидроцилиндры	84
3.7. Поворотные гидродвигатели	90
Контрольные вопросы	94
Глава 4. Гидроаппараты	95
4.1. Общие сведения	95
4.2. Обратные клапаны	97
4.3. Направляющие распределители	99
4.4. Гидрозамки	104
4.5. Клапаны давления	106
4.6. Гидроаппараты управления расходом	113

4.7. Дросселирующие распределители	118
Контрольные вопросы	124
Глава 5. Кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости, гидролинии и уплотнительные устройства	125
5.1. Гидравлические фильтры и сепараторы	125
5.2. Теплообменные аппараты гидроприводов	131
5.3. Гидравлические баки	132
5.4. Гидравлические аккумуляторы	133
5.5. Гидролинии	135
5.6. Уплотнительные устройства	138
Контрольные вопросы	144
Глава 6. Гидравлические агрегаты	145
6.1. Электрогидравлические усилители мощности	145
6.2. Электрогидравлические силовые агрегаты	151
6.3. Функциональные блоки гидроаппаратов	156
6.4. Насосные агрегаты, установки и станции	158
Контрольные вопросы	159
Глава 7. Схемы объемных гидроприводов и гидропередат	160
7.1. Классификация гидроприводов и гидропередат	160
7.2. Гидроприводы с дроссельным управлением	163
7.3. Гидроприводы с машинным управлением	170
7.4. Гидроприводы с машинно-дроссельным управлением	174
7.5. Принципиальные схемы типовых гидроприводов	175
7.6. Объемные гидропередатчи нераздельного исполнения	181
Контрольные вопросы	181
Глава 8. Общие технические требования, предъявляемые к гидроприводам	182
8.1. Стадии жизненного цикла и качество гидроприводов	182
8.2. Требования к конструкции гидроприводов	185
8.3. Требования к надежности гидроприводов	188
8.4. Требования к прочности и устойчивости гидроприводов к внешним воздействующим факторам	190
8.5. Требования к технологичности конструкции гидроприводов	192
8.6. Требования к стандартизации и унификации гидроприводов	194
8.7. Требования безопасности к конструкции гидроприводов	195
8.8. Требования к метрологическому обеспечению гидроустройств на стадии их разработки	196
Контрольные вопросы	197
Глава 9. Основы разработки гидроприводов	198
9.1. Опытно-конструкторские работы	198
9.2. Общие сведения о конструировании и конструкторских документах	201
9.3. Правила выполнения гидравлических схем	202
9.4. Общие требования к текстовым документам	204
9.5. Основные требования к чертежам	204
9.6. Рекомендации по обеспечению взаимозаменяемости изделий	205
9.7. Основные направления совершенствования конструкций гидроустройств	210
Контрольные вопросы	211
Глава 10. Методы измерения параметров гидроприводов	212
10.1. Общие сведения о средствах и методах измерений	212
10.2. Измерение давления рабочей жидкости	213

10 3. Измерение частоты вращения гидромашин	216
10 4. Измерение расхода рабочей жидкости	217
10.5. Измерение температуры рабочей жидкости	218
10 6. Измерение вращающего момента гидромашин	219
Контрольные вопросы	220

Глава 11. Испытания, монтаж и эксплуатация гидроприводов 221

11.1. Общие сведения об испытаниях и приемке гидроприводов	221
11.2. Общие требования безопасности к испытаниям, монтажу и эксплуатации гидроприводов	222
11.3. Испытания гидроустройств на прочность и герметичность	224
11.4. Общие требования к гидравлическим испытательным стендам	228
11.5. Стендовые испытания насосов, гидромоторов и других гидроустройств	229
11.6. Понятия о механических и климатических испытаниях гидроустройств	236
11.7. Монтаж гидроприводов вне предприятия-изготовителя	237
11 8. Техническое обслуживание и текущий ремонт гидроприводов	240
Контрольные вопросы	242

Глава 12. Рекомендации по проектированию гидроприводов 244

12.1. Общая последовательность статического расчета гидропривода	244
12.2. Приближенный расчет теплового режима гидропривода	245
12.3. Принципы выбора приводящих двигателей для насосов	247
12.4. Примеры расчета гидроприводов	250

Приложение 1. Соотношение единиц СИ с внесистемными единицами 254

Приложение 2. Сопоставление единой системы допусков и посадок (ЕСДП) и системы ОСТ 255

Список литературы 256

Предметный указатель 257

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Холин Кирилл Михайлович
Никитин Олег Филиппович

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

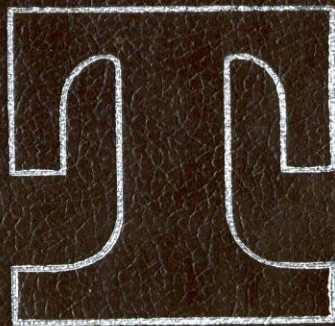
Редактор И. Н. Якунина
Художественный редактор В. Д. Лысков
Технические редакторы: Т. И. Андреева, Н. М. Харитонова
Корректоры: Н. Г. Богомолова, О. Е. Мишина

ИБ № 5528

Сдано в набор 09.03.89.
Подписано в печать 25.05.89. Т-04821.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага офсетная № 2.
Гарнитура литературная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 16,5. Усл. кр.-отт. 16,5. Уч.-изд. л. 16,77.
Тираж 30 000 экз. Заказ 728. Цена 80 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076,
Москва, Стромынский пер., 4

Типография № 6 издательства «Машиностроение»
при Государственном комитете СССР по печати
193144, г Ленинград, ул. Моисеенко, 10



ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

К. М. Холин
О. Ф. Никитин

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ОБЪЁМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

МАШИНОСТРОЕНИЕ