

ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

532
U85

Ю. М. Исаев
В. П. Коренев

ГИДРАВЛИКА И ГИДРО- ПНЕВМОПРИВОД

5-е издание

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ
И ОБОРУДОВАНИЕ

ACADEMA

УЧЕБНИК



ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ



Ю. М. ИСАЕВ, В. П. КОРЕНЕВ

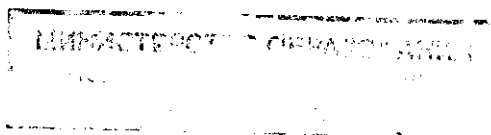
ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

УЧЕБНИК

*Допущено
Экспертным советом по профессиональному образованию
в качестве учебника для использования в учебном процессе
образовательных учреждений, реализующих программы
среднего профессионального образования*

5-е издание, стереотипное

98396



Москва
Издательский центр «Академия»
2016

ПРЕДИСЛОВИЕ

В строительно-дорожной, землеройной и подъемно-транспортной технике широко применяются гидравлические и пневматические приводы (гидро- и пневмоприводы) и устройства, основной особенностью которых является использование жидкостей и газов в качестве рабочих сред. Эффективная эксплуатация и обслуживание такой техники нуждается в специалистах, обладающих высокой квалификацией.

В данном учебнике изложены основы гидравлики и газовой динамики; описана работа гидравлических и пневматических устройств, применяемых в строительно-дорожной и строительной технике.

Учебно-методические особенности курса предопределили деление учебника на три составные части: раздел I «Гидравлика» — изложение основных законов движения рабочих сред; раздел II «Объемный гидропривод» — рассмотрение устройства гидравлических систем (гидросистем), гидравлических машин (гидромашин) и гидравлической аппаратуры (гидроаппаратуры); раздел III «Пневмопривод» — описание пневматических систем и устройств.

Весь материал изложен в 17 главах.

В главе 1 «Основные физические свойства жидкостей» дано общее определение жидкостей как физических тел и описаны некоторые физические свойства жидкостей.

В главе 2 «Гидростатика» изложены основные законы жидкости, находящейся в состоянии покоя, даны понятия гидростатического давления и сообщающихся сосудов.

В главе 3 «Основы технической гидродинамики» приведены основные понятия гидродинамики и разъяснен смысл уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкостей — основного уравнения движущихся текучих сред.

В главе 4 «Движение жидкости в напорных трубопроводах» даны понятия подобия гидравлических потоков и гидравлических потерь давления при ламинарном и турбулентном режимах течения.

В главе 5 «Гидравлические измерительные приборы» описаны устройство и принцип действия простейших приборов для измерения расхода, скорости и давления в потоке жидкости, применяемых главным образом в строительно-дорожной технике.

В главе 6 «Общие сведения об объемном гидроприводе» приведены понятия и определения элементов объемного гидропривода и правила их условного изображения на гидравлических схемах.

В главе 7 «Общие сведения об объемных гидромашинах» описаны принцип действия объемных гидромашин, их назначение и основные параметры.



В главе 8 «Шестеренные и винтовые гидромашины» даны основные понятия о принципе действия и устройстве объемных гидромашин зубчатого типа.

Глава 9 «Радиально-поршневые гидромашины» посвящена изложению основ кинематических особенностей радиально-поршневых насосов и гидромоторов однократного действия и многоходовых радиально-поршневых гидромоторов.

В главе 10 «Аксиально-поршневые гидромашины» даны основные понятия о принципе действия и устройстве объемных гидромашин с наклонным диском и наклонным блоком цилиндров.

В главе 11 «Гидроцилиндры» рассмотрены конструкции и особенности применения гидроцилиндров.

Глава 12 «Гидравлическая аппаратура» посвящена основным видам гидравлических аппаратов, применяемых в гидроприводах.

В главе 13 «Фильтрация рабочих жидкостей» изложены причины загрязнения рабочих жидкостей, дано понятие о технических классах чистоты, описаны способы и устройства для очистки жидкости, рассмотрены монтаж фильтров в гидросистеме и правила их эксплуатации.

В главе 14 «Оборудование систем гидроприводов» приведены виды дополнительного оборудования гидросистем, его назначение и особенности применения.

Глава 15 «Системы объемных гидроприводов» знакомит студентов с основными видами, принципом действия и характеристиками гидроприводов, применяемых в строительной-дорожной технике.

В главе 16 «Общие сведения о пневмоприводе» изложены принципы работы пневматических машин и пневматической аппаратуры, дана их классификация по принципу устройства и назначению, приведены примеры пневмоприводов, применяемых в строительной-дорожных машинах.

В главе 17 «Рабочие процессы в пневмосистемах» рассмотрены свойства газовых сред, основные газовые законы и особенности рабочих процессов в пневмодвигателях.

Разделы I и II учебника написаны Ю. М. Исаевым, раздел III — Ю. М. Исаевым и В. П. Корневым совместно.

ВВЕДЕНИЕ

Рабочие механизмы строительно-дорожных машин приводятся в действие, как правило, автономными двигателями внутреннего сгорания (ДВС). В целом эти двигатели называются *первичными*. Для того чтобы такие механизмы могли выполнять рабочие функции, необходимы специальные технические устройства, преобразующие энергию и движение первичных двигателей в соответствующие рабочим механизмам формы движения с особыми характеристиками. Такие технические устройства называются *приводами*. Приводы классифицируют по физическому принципу действия. В технике применяются *механические, электрические, гидравлические и пневматические приводы*.

В строительно-дорожной, землеройной и подъемно-транспортной технике широкое распространение получили *гидроприводы*, которые приводят в действие жидкость под давлением. Например, широко применяются гидравлические экскаваторы, бульдозеры, виброкатки, асфальтоукладчики и другая техника.

Наряду с этими машинами применяются также рабочие устройства, инструмент и специальные механизмы, имеющие *пневмопривод*. К ним, в частности, относятся пневматические вибрационные молоты для забивания свай, уплотнители грунтов, отбойные молотки, тормозные системы самодвижущихся машин. В пневмоприводе рабочий процесс осуществляется с помощью воздуха, находящегося под давлением.

Обладая высокими производственными показателями, гидравлическая и пневматическая техника отличается достаточно сложным устройством.

Рабочие процессы гидроприводов основаны на законах движения жидкости, которые изучает наука, называемая *гидравликой*. Гидравлика является общеинженерной наукой, достижения которой широко применяются во многих областях современной техники.

Хотя газовые среды существенно отличаются по своим свойствам от жидкостей, в определенных условиях они также подчиняются законам гидравлики. Поэтому некоторые из ее законов применяются и для описания процессов, происходящих в системах пневмопривода.

Гидро- и пневмоприводы в структурном отношении представляют собой системы, в состав которых входят различные машины, аппаратура и оборудование. Все они имеют характерные рабочие процессы и устройство, которые определяют их назначение в приводах и машинах. Поэтому изучение основ гидравлики и конструкций гидравлических машин и аппаратуры предшествует изучению гидро- и пневмоприводов.

РАЗДЕЛ I

ГИДРАВЛИКА

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

1.1. Рабочие среды

В гидро- и пневмоприводах передача движений, усилий или мощности осуществляется соответственно посредством жидкости и воздуха под давлением. В общем смысле эти два вида физических тел называются *рабочими средами*. В строительно-дорожных машинах жидкости могут использоваться и для других целей: в качестве топлива или смазки для ДВС, для охлаждения, защиты от коррозии.

Специфические виды жидкостей, применяемые в системах гидропривода, принято называть *рабочими жидкостями*. Таким образом, рабочими средами в гидроприводах являются рабочие жидкости, а рабочей средой в пневмоприводах — воздух под давлением (так как другие виды газообразных рабочих сред в приводах строительно-дорожных машин не применяются).

Рабочие жидкости характеризуются физическими свойствами, общими для всех жидкостей; кроме того, они обладают некоторыми специфическими свойствами. Для описания этих свойств применяется целый ряд специальных понятий и определений, знание которых необходимо как для изучения механики жидкости, так и для решения технических задач на практике.

К жидкостям относятся физические тела, обладающие свойством *текучести*. Текучесть жидкостей проявляется в том, что они свободно растекаются по ровной твердой поверхности, но принимают форму того сосуда, в который помещены. При этом они сохраняют свободную поверхность, которая существует, например, между уровнем жидкости в сосуде и внешним атмосферным воздухом. В частности, благодаря этому капля сохраняет свой объем, не расплываясь при падении. Жидкости, обладающие свойством текучести, называются *капельными жидкостями*.

В отличие от жидкостей газы, в том числе и воздух, обладают значительно большей подвижностью своих молекул и поэтому им свойственна *летучесть*, под которой понимается неспособность

сохранять даже капельную форму. В целом, физические свойства газов принципиально отличаются от свойств жидкостей.

1.2. Плотность жидкости и ее зависимость от температуры

Масса жидкости, заключенной в ограниченном объеме, характеризуется *плотностью*. Для однородной жидкости плотность ρ постоянна во всех точках этого объема, поэтому ее можно определить через отношение массы жидкости m к объему V , в котором эта масса заключена:

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.1)$$

Для однородной жидкости более строгое определение плотности представляет собой предельное отношение:

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V},$$

смысл которого заключается в том, что даже в бесконечно малом объеме жидкости содержится ее некоторое количество, имеющее плотность. Единицей измерения плотности согласно Международной системе физических единиц (СИ) является килограмм на кубический метр ($\text{кг}/\text{м}^3$).

Плотность жидкости зависит от температуры и давления. При нагревании первоначальный объем жидкости увеличивается, а ее плотность при этом уменьшается. Экспериментально установлено, что для относительно небольших интервалов изменения температуры тепловое расширение жидкости подчиняется линейному закону.

Если взять некоторый начальный объем жидкости V_0 при начальной температуре T_0 , то при повышении температуры до T_k объем той же жидкости увеличится до V_T и будет справедливо следующее соотношение:

$$\frac{V_T - V_0}{T_k - T_0} = \frac{\Delta V}{\Delta T} = \beta_{\text{ж}} V_0. \quad (1.2)$$

Отсюда увеличение объема при нагревании:

$$\Delta V = \beta_{\text{ж}} V_0 \Delta T. \quad (1.3)$$

Множитель $\beta_{\text{ж}}$ называется *коэффициентом объемного температурного расширения жидкости*, он измеряется в градусах Цельсия в минус первой степени ($1/^\circ\text{C}$). В интервалах температур, обычно име-

ющих место при эксплуатации гидроприводов, можно считать, что $\beta = \text{const}$.

Тепловое расширение жидкостей довольно малó. Например, для воды $\beta = 0,00018 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Если 100 л воды нагреть на $100 \text{ } ^\circ\text{C}$, то первоначальный объем увеличится на 1,8 л. Это свойство жидкостей должно учитываться при выборе емкостей для хранения, если предполагается, что температура жидкостей будет изменяться в существенных пределах.

Уменьшение плотности жидкости при нагревании легко можно получить из формул (1.1) — (1.3):

$$\rho_T = \frac{\rho_0}{1 + \beta_{\text{ж}} \Delta T},$$

где ρ_0 и ρ_T — плотность жидкости при начальной T_0 и конечной T_k температурах соответственно, $\Delta T = T_k - T_0$.

Жидкость, ограниченная стенками сосуда, способна передавать действующие на нее силы. Эти силы подразделяют на два вида:

- *поверхностные силы*, действующие извне на поверхность жидкости (через жесткую стенку, границу раздела жидкость — газ и т. п.) и пропорциональные площади данной поверхности;

- *массовые (объемные) силы*, приложенные к массе жидкости и пропорциональные ее массе (объему), поэтому их часто называют также *объемными силами*. К ним относятся сила тяжести и сила инерции.

Когда некоторая сила F действует на поверхность ΔA неподвижной площадки, то ответную реакцию на такое действие можно представить как произведение напряжения σ , возникающего в жидкости под действием силы F , на площадь поверхности ΔA . Равнодействующая этих напряжений по всей поверхности направлена в сторону, противоположную действию силы F , т. е. напряжение σ , как и сила F , есть вектор.

Модуль (т. е. абсолютное значение) этого напряжения, возникающего в жидкости, называется *давлением*:

$$p = |\sigma| = \left| \frac{F}{\Delta A} \right|. \quad (1.4)$$

Таким образом, можно сказать, что жидкость передает действующие на нее силы через давление, которое является скалярной величиной. Отрицательных давлений в жидкости, находящейся в естественных условиях, не существует. Вследствие того что частицы жидкости обладают высокой подвижностью (внутреннее трение в покоящейся жидкости равно нулю), давление, возникающее от действия сил, передается во все стороны равномерно. Данное свойство, являющееся *основным законом гидродинамики*, было впервые описано в 1663 г. французским ученым Б. Паскалем. Этот

закон лежит в основе принципа действия всех машин и приводов так называемого объемного типа. Давление, определяемое по формуле (1.4), называется *гидростатическим*.

Единицей измерения давления, согласно СИ, является паскаль (Па). При измерении больших давлений применяется более крупная единица: мегапаскаль (МПа):

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2, 1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}.$$

Нормальное атмосферное давление на уровне моря составляет 0,1013 МПа, а давления в системах гидроприводов машин обычно достигают 10... 50 МПа.

Находят применение также внесистемные единицы измерения давления:

- физическая атмосфера (атм) — 1 атм = 0,101 МПа;
- техническая атмосфера (ат) — 1 ат = 1 кгс/см² = 0,09807 МПа, в технических целях иногда принимают приблизительно 1 ат ≈ 0,1 МПа;
- метр водяного столба — 1 м вод. ст. = 9 807 Па. Эти единицы часто используются для измерения напора водяных насосов.

1.3. Сжимаемость жидкостей

Если жидкость находится в замкнутом сосуде, то увеличение давления в нем вызовет уменьшение объема и увеличение плотности жидкости. При давлениях до 30 МПа уменьшение объема жидкости описывается соотношением

$$\frac{V_0 - V_k}{p_0 - p_k} = -k_{\text{ж}} V_0, \quad (1.5)$$

где V_0 — объем жидкости при давлении p_0 , V_k — объем жидкости при давлении p_k ; p_0 — начальное давление; p_k — конечное давление.

Коэффициент $k_{\text{ж}}$ называется *коэффициентом объемного сжатия* или *сжимаемостью жидкости*.

Из формулы (1.5) следует, что изменение начального объема жидкости V_0 при сжатии

$$\Delta V = -k_{\text{ж}} \Delta p V_0. \quad (1.6)$$

Часто применяется обратный коэффициент $E_{\text{ж}} = 1/k_{\text{ж}}$, который называется *модулем объемной упругости* жидкости. Из формулы (1.6) следует, что его единицы измерения совпадают с единицами измерения давления. Знак «-» в этой формуле показывает, что при сжатии объем жидкости уменьшается.

Сжимаемость жидкостей очень мала и соответственно велика упругость. Так, для воды при 20 °С коэффициент объемного сжатия $k_{\text{ж}} = 4,76 \cdot 10^{-10}$ 1/Па, ему соответствует модуль объемной упругости

Таблица 1.1

Физические характеристики некоторых жидкостей

| Жидкость | Плотность ρ , кг/м ³ | Коэффициент объемного тем- пературного расширения $\beta_{ж}$, 1/°C | Коэффици- ент объем- ного сжа- тия k , м ² /Н | Модуль объемной упругости $E_{ж}$, МПа |
|---------------------------------------|---|--|---|--|
| Вода (при 20 °C) | 998,2 | $1,8 \cdot 10^{-4}$ | $4,8 \cdot 10^{-4}$ | 2 100 |
| Глицерин | 1 260 | $5,9 \cdot 10^{-4}$ | $2,3 \cdot 10^{-4}$ | 4 300 |
| Керосин | 800 | $9,6 \cdot 10^{-4}$ | $7,4 \cdot 10^{-4}$ | 1 350 |
| Масла: «Индустри- альное И-20А» | 880...900 | $6,9 \cdot 10^{-4}$ | $7,1 \cdot 10^{-4}$ | 1 400 |
| АМГ-10 | 850 | $(7,6 \dots 11) \cdot 10^{-4}$ | $5,9 \cdot 10^{-4}$ | 1 680 |
| МГ-15-В | 865 | $(7 \dots 9) \cdot 10^{-4}$ | $5,7 \cdot 10^{-4}$ | 1 740 |

$E_{ж} \approx 2\ 100$ МПа (заметим, что модуль упругости стали примерно в 10 раз выше).

Физические характеристики некоторых жидкостей в интервале температур от 20 до 70 °C при нормальном давлении приведены в табл. 1.1.

1.4. Вязкость

Вязкостью называется свойство жидкости сопротивляться относительному смещению ее частиц при движении.

Давно было замечено, что скорость потока жидкости при ее течении, например в канале или внутри трубопровода, изменяется поперек потока: вблизи дна или стенки скорость меньше, а ближе к свободной поверхности или на центральной оси трубы она больше. В 1686 г. И. Ньютон предложил гипотезу для определения силы взаимодействия между такими слоями жидкости:

$$F_{ж} = \pm A_{ж} \mu_{ж} \frac{\Delta U}{\Delta n}, \quad (1.7)$$

где $F_{ж}$ — сила вязкого трения, вызывающая в жидкости касательные напряжения; $A_{ж}$ — площадь поверхности внутри жидкости, на которую действует сила $F_{ж}$; $\Delta U/\Delta n$ — степень изменения скорости U по нормали n к стенке трубы.

Отношение $\Delta U/\Delta n$ называется *градиентом скорости*. Знак «+» или «-» в формуле (1.7) выбирают в зависимости от знака градиента скорости. Если вектор нормали направлен от стенки трубы внутрь

жидкости и скорость по нормали возрастает, то следует принимать знак «-».

Разделив величину силы $F_{\text{ж}}$ на площадь поверхности внутри жидкости, на которую она действует, и принимая приращение скорости очень малым на малом приращении нормали, получим *касательное напряжение, вызванное силой вязкого трения в жидкости*:

$$\tau_{\text{ж}} = -\mu_{\text{ж}} \frac{\Delta U}{\Delta n}. \quad (1.8)$$

Если сила вязкого трения измеряется в ньютонах, то напряжение, вызванное этой силой, будет измеряться в ньютонах на квадратный метр ($\text{Н}/\text{м}^2$). Размерный коэффициент $\mu_{\text{ж}}$, входящий в это уравнение, устанавливает связь между касательным напряжением силы трения $\tau_{\text{ж}}$ и градиентом скорости $\Delta U/\Delta n$:

$$\mu_{\text{ж}} = \tau_{\text{ж}} / \left| \frac{\Delta U}{\Delta n} \right|.$$

Этот коэффициент называется *коэффициентом динамической вязкости* или *динамической вязкостью*. Единица его измерения следует из уравнения (1.8) — ньютон-секунда на квадратный метр ($\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$), или $\text{Па} \cdot \text{с}$ (паскаль-секунда). Для практических целей более удобна производная единица миллипаскаль-секунда — $1 \text{ мПа} \cdot \text{с} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} = 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

Наряду с коэффициентом $\mu_{\text{ж}}$ широко используется *коэффициент кинематической вязкости* (*кинематическая вязкость*), представляющий собой отношение коэффициента динамической вязкости $\mu_{\text{ж}}$ к плотности жидкости ρ :

$$\nu = \frac{\mu_{\text{ж}}}{\rho}.$$

Единицей измерения коэффициента кинематической вязкости является квадратный метр на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$) или производная от нее единица — квадратный сантиметр на секунду ($\text{см}^2/\text{с}$), называемая *стокс* (Ст); $1 \text{ Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Чаше применяется в 100 раз меньшая единица, которая более удобна, она называется *сантистокс* (сСт): $1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Отметим в качестве примера, что для воды при 20°C : $\mu_{\text{ж}} = 1,002 \text{ мПа} \cdot \text{с} = 1,002 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1,006 \text{ сСт}$.

Вязкость рабочих жидкостей, обычно применяемых в гидропри водах, равна 20...40 сСт (при температуре 50°C).

Вязкость жидкостей на нефтяной основе определяется стандартными методами в соответствии с ГОСТ 33—2000 «Нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости».

Кроме единиц вязкости в системе СИ находят применение несколько других единиц: градусы Энглера, секунды Сейболта и др. Соотношение этих единиц можно найти в справочной литературе [5].

Общей особенностью всех жидкостей является существенное уменьшение вязкости с ростом температуры. Одной из немногих аномальных жидкостей является вода, вязкость которой имеет наибольшее значение при температуре 4 °С.

Для жидкостей, обычно применяемых в гидросистемах, например масел на основе продуктов переработки нефти, и некоторых других жидкостей, зависимость вязкости от температуры описывается уравнением

$$\nu_T = \frac{50^n}{T^n} \nu_{50},$$

где ν_T — кинематическая вязкость при данной температуре T ; n — показатель степени, зависящий от марки масла, $n = 1,39$ для масла вязкостью 2,8 сСт и $n = 2,32$ для масла вязкостью 45 сСт; ν_{50} — кинематическая вязкость при температуре 50 °С.

В практических целях применяется также *температурный коэффициент вязкости* (ТКВ). Масла, для которых с ростом температуры вязкость уменьшается в меньшей степени, характеризуются меньшим значением ТКВ.

Для вычисления ТКВ используется следующая формула:

$$\text{ТКВ}_{0-100} = \frac{\nu_0 - \nu_{100}}{\nu_{50}},$$

где ν_0 — кинематическая вязкость при 0 °С; ν_{100} — кинематическая вязкость при 100 °С.

Графический вид зависимости кинематической вязкости от температуры для некоторых минеральных масел в логарифмической системе координат показан на рис. 1.1. Характеристики этих марок масел приведены в Приложении 2.

На графике слева, т. е. при низких температурах, эти зависимости ограничиваются *температурой застывания*. При этой температуре вязкость возрастает настолько, что подвижность жидкости практически исчезает. Для жидкостей на нефтяной основе эта температура определяется по ГОСТ 20287—91 «Нефтепродукты. Методы определения температур текучести и застывания». Оборудование допускается к эксплуатации при температуре на 10... 17 °С выше температуры застывания.

Справа, т. е. при высоких температурах, температурно-вязкостные характеристики минеральных масел ограничены температурой, при которой начинается интенсивный переход основных, наиболее легких, фракций масла в газовую (парообразную) фазу.

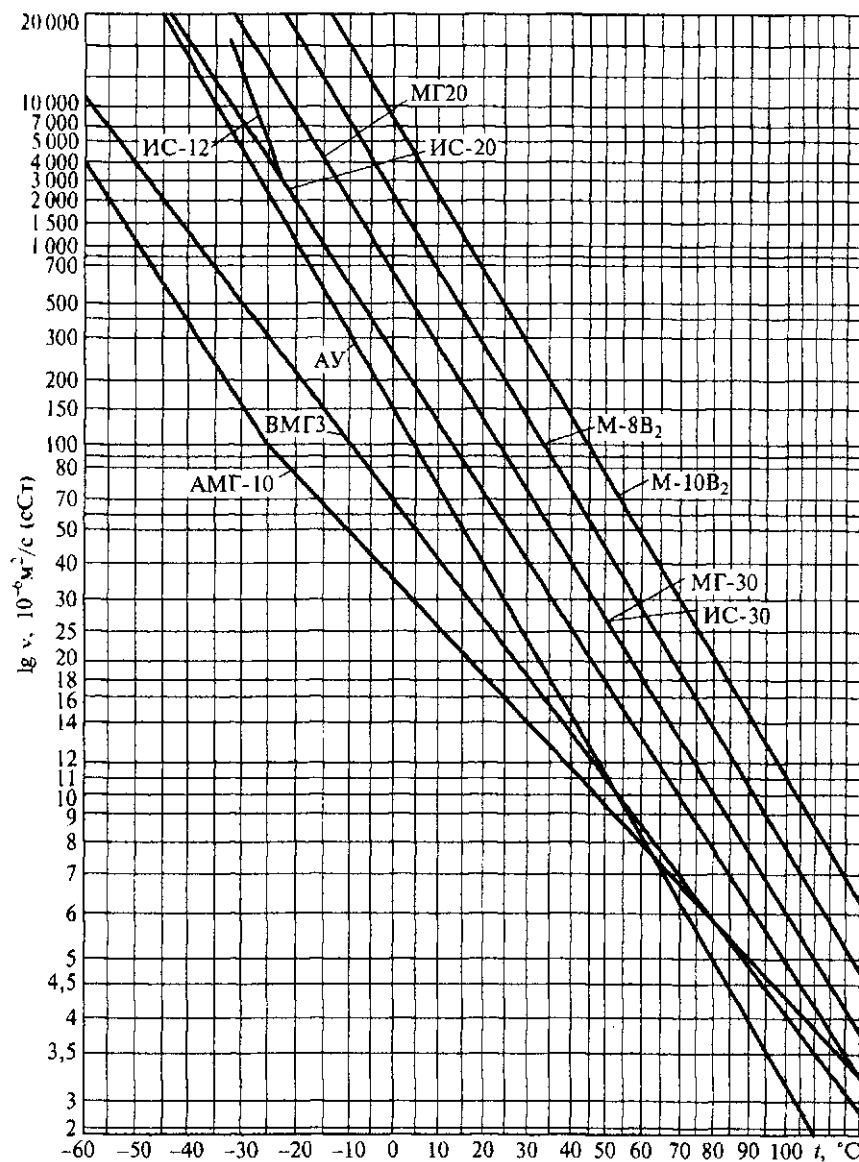


Рис. 1.1. Температурно-вязкостные характеристики распространенных марок масел

Это состояние регламентируется *температурой вспышки*. Температурой вспышки считается наименьшая температура, при которой происходит возгорание масла, если к его нагретой поверхности поднести открытое пламя.

Вязкость растет с увеличением давления. На зависимость вязкости от давления также влияют вид данной жидкости, ее температура, начальное давление и интервал изменения давлений. В рабочих системах, работающих при давлениях до 25 МПа, зависимость вязкости от давления пренебрежимо мала.

1.5. Стабильность масел

С течением времени в процессе эксплуатации или хранения свойства рабочих жидкостей изменяются. Это происходит вследствие химических и механических процессов, оказывающих влияние на состав жидкостей и их структуру. Так, гидравлические масла на нефтяной основе с присадками с течением времени окисляются и теряют свои противокоррозионные свойства. При протекании через узкие зазоры под большими перепадами давлений происходит «мятие» масла — разрушение наиболее крупных молекул основы масла и присадок. В результате происходит отложение смол, которое ухудшает гидравлические свойства каналов.

Окислительные свойства масла оцениваются кислотным числом (число КОН), которое представляет собой количество гидроксида калия (КОН) в миллиграммах, необходимого для нейтрализации кислот, содержащихся в 1 г масла. Обычно число КОН для масла без присадок равно 0,1 ... 0,2 мг. Резкое возрастание этого показателя в пробах, которые периодически берутся при эксплуатации, показывает, что в масле начался процесс старения. Масло подлежит замене, когда число КОН превысит 1,5 мг. Стабильность масел регламентируется ГОСТ 981—75 «Масла нефтяные. Методы определения стабильности против окисления», ГОСТ 5985—79 «Нефтепродукты. Методы определения кислотности и кислотного числа» и ГОСТ 11362—96 «Нефтепродукты и смазочные масла. Число нейтрализации. Метод потенциометрического титрования».

Контакт свободной поверхности рабочей жидкости с воздухом или его поступление через неплотности в область пониженного давления приводит к образованию газовой фазы. При этом воздух может содержаться как в виде механической примеси, так и в растворенной (молекулярной) форме. Эти процессы имеют негативный характер, так как кислород, содержащийся в воздухе, вызывает окислительные процессы, а значительное содержание воздуха приводит к уменьшению упругих свойств рабочей жидкости.

При нормальном атмосферном давлении в 1 л масла может содержаться до 100 см³ воздуха. С повышением давления пузырьки включенного воздуха сжимаются и его относительное содержание (по объему) уменьшается. Модуль упругости жидкости, содержащей 1 % воздуха, почти в 2 раза меньше, чем жидкости, в которой не растворен воздух.

1.6. Давление парообразования и кавитация

При определенном давлении и температуре жидкость переходит в парообразное состояние. Бурно протекающий процесс такого перехода называют *кипением*. Каждая жидкость имеет свою, свойственную только ей характеристику — *давление парообразования* при данной температуре. Так, например, вода при температуре 100 °С интенсивно испаряется (кипит) при давлении 0,101 МПа (1 атм). При понижении давления температура парообразования также понижается. Значения давления парообразования для воды и некоторых масел приведены в табл. 1.2.

На практике обнаружено, а законы гидравлики подтверждают это теоретически, что в движущейся жидкости при определенных условиях могут возникать области с очень низким давлением. Если при этом достигается порог давления парообразования, то в такой зоне перестает существовать жидкая фаза, так как происходит интенсивное испарение жидкости. Реально это наблюдается как разрыв сплошности течения. Образующаяся заполненная паром полость называется *каверной*. Если каверна перенесется потоком в область повышенного давления, то находящийся в ней пар практически мгновенно конденсируется и каверна сомкнется. Кинетическая энергия ее смыкающихся стенок за короткое время переходит в потенциальную энергию давления, которое в области каверны может достигать нескольких сотен мегапаскалей.

Гидродинамический процесс образования каверн в текущей жидкости и их смыкание называется *кавитацией* (*гидродинамической кавитацией*). Присутствие газовой фазы повышает давление, при котором образуется кавитационная каверна.

Возникновение кавитации нарушает нормальную эксплуатацию гидравлического оборудования, вызывая преждевременный износ гидравлических элементов машин (кавитационную эрозию) и ухудшение энергетических характеристик гидравлических машин. Поэтому обычно стараются не допускать кавитационных явлений в работающем гидравлическом оборудовании.

Таблица 1.2

Давление парообразования некоторых жидкостей, Па

| Жидкость | Температура, °С | | | | | |
|----------|-----------------|--------|---------|---------|---------|---------|
| | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 |
| Вода | 19 970 | 49 000 | 101 300 | 197 000 | 363 700 | 619 330 |
| Масла: | | | | | | |
| АМГ-10 | 400 | 800 | 1 733 | 3 066 | 5 733 | 10 932 |
| И-20 | 133 | 266 | 400 | 533 | 933 | 2 000 |
| И-50 | — | — | 133 | 266 | 667 | 1 600 |

1.7. Рабочие жидкости для систем гидрообъемного привода

Рабочие жидкости, специально предназначенные для применения в системах гидропривода, называются *гидравлическими маслами*. К ним предъявляется ряд особых требований. Согласно этим требованиям гидравлические масла должны обладать следующими свойствами:

- стабильностью физических и химических свойств на протяжении длительных сроков эксплуатации в заданных условиях;
- устойчивостью против окисления;
- совместимостью с конструкционными материалами (металлами, резиной уплотнений и шлангов), не вызывать их коррозии и разрушений;
- хорошими смазочными свойствами, так как рабочая жидкость в гидроприводе одновременно выполняет функции смазки трущихся деталей;
- достаточно широким температурным интервалом применения для нормальной работы;
- по возможности, малым температурным изменением вязкости;
- высоким модулем объемной упругости;
- низким поглощением влаги и воздуха, малой склонностью к пенообразованию;
- хорошей теплопроводностью и большой удельной теплоемкостью;
- хорошими экологическими свойствами и безопасностью при обращении (отсутствием вредного воздействия на окружающую среду, низкой токсичностью для обслуживающего персонала).

Для приведения масла в соответствие с этими требованиями используются специальные технологии. В результате гидравлическое масло имеет сложный, как правило, многокомпонентный состав. Исходная часть масла называется *основой*. Добавки, которые вводятся в нее для получения специальных свойств, называются *присадками*. Количество присадок может составлять доли процента, а может достигать и 10... 15 % общего объема.

Наибольшее распространение получили рабочие жидкости на минеральной, т. е. нефтяной основе. Их основу (до 95... 99 % объема) составляют продукты перегонки нефти. Технические характеристики некоторых из этих жидкостей и области их применения приведены в Приложении 2.

Другим видом гидравлических масел являются *синтетические рабочие жидкости*, их основу производят искусственным (синтетическим) способом. В эту основу также вводятся присадки. В результате получают жидкости, обладающие рядом ценных свойств.

Еще одну группу составляют *водомалярные эмульсии*, которые представляют собой механическую смесь воды и минерального масла.

58396

При этом масло доводится до мелкодисперсного состояния в специальных устройствах, эмульгаторах, благодаря чему в водной основе оно находится в виде взвеси. В эмульсии также вводятся специальные присадки для улучшения смазывающих свойств и стабильности.

Основными достоинствами эмульсий является их низкая стоимость и пожарная безопасность. Однако с течением времени эмульсии подвержены деструкции — нарушению однородности смеси. Кроме того, они непригодны для работы при отрицательных температурах. Рабочие жидкости этой группы часто применяются в гидроприводах горно-добывающей техники.

В целом, ассортимент рабочих жидкостей для гидроприводов строительно-дорожных машин является весьма обширным.

Характеристики рабочих жидкостей систематизированы ГОСТ 17479.3—85 «Масла гидравлические. Классификация и обозначения». Согласно этому стандарту гидравлические масла по своим эксплуатационным свойствам подразделяют на три группы: А, Б и В и на десять классов, различающихся по вязкости.

В зарубежной практике аналогичная система установлена международным стандартом ISO 3448 «Смазки жидкие промышленные. Классификация вязкости по ISO».

Согласно ГОСТ 17479.3—85 к группе А (в ISO 3448 эта группа обозначается НН) относятся гидравлические масла на нефтяной основе без присадок, пригодные для применения в малонагруженных гидросистемах при давлениях до 15 МПа и максимальном нагреве до 80 °С. К группе Б (группа НЛ по ISO 3448) относятся гидравлические масла, содержащие антиокислительные и антикоррозионные присадки. Эти масла рекомендуются для применения в средненагруженных гидросистемах при давлениях до 25 МПа и при температуре масла до 90 °С. К группе В (группа НМ по ISO 3448) относятся хорошо очищенные масла с присадками, предназначенные для применения в гидроприводах, работающих при давлениях свыше 25 МПа и температуре свыше 90 °С.

Классы вязкости гидравлических масел приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Классы вязкости гидравлических масел

| Класс вязкости | Интервал значений кинематической вязкости при 40 °С, сСт | Класс вязкости | Интервал значений кинематической вязкости при 40 °С, сСт |
|----------------|--|----------------|--|
| 5 | 4,14...5,06 | 32 | 28,8...35,2 |
| 7 | 6,12...7,48 | 46 | 41,4...50,6 |
| 10 | 9,0...11,0 | 68 | 61,20...74,8 |
| 15 | 13,5...16,5 | 100 | 90,0...110,0 |
| 22 | 19,8...24,2 | 150 | 135,0...165,0 |

Стандартные обозначения групп и классов вводятся в обозначение марки гидравлического масла. Например, масло АМГ-10, имеющее среднюю вязкость 50 сСт при температуре 50 °С и предназначенное для применения при давлениях до 25 МПа, согласно ГОСТ 17479.3—85, получило обозначение МГ-15-Б (масло гидравлическое группы Б со средней вязкостью 15 сСт при температуре 40 °С).

Обычно изготовители комплектующих элементов гидроприводов выдают рекомендации и технические условия на применение определенных видов жидкостей. Правила замены рабочих жидкостей для гидроприводов строительно-дорожных машин указываются в эксплуатационных регламентах этих машин.

Контрольные вопросы

1. Какие рабочие среды применяются в гидроприводах и пневмоприводах?
2. В чем состоит основной закон гидравлики (закон Паскаля)?
3. В каких физических единицах измеряются плотность жидкости, давление, модуль объемной упругости, коэффициент динамической вязкости и коэффициент кинематической вязкости?
4. Какой зависимостью характеризуется изменение кинематической вязкости минеральных масел при изменении температуры?
5. В чем состоят основные особенности процесса гидродинамической кавитации и при каких условиях он возникает в потоке жидкости?
6. В чем состоят основные технические требования к рабочим жидкостям систем гидропривода?

Глава 2

ГИДРОСТАТИКА

2.1. Гидростатическое давление

Гидростатика изучает законы равновесия неподвижной жидкости под действием приложенных к ней сил.

Объектом изучения в гидростатике, как и в гидравлике, является *физическая модель жидкости*.

Физические свойства жидкостей определяются особенностями их молекулярного строения. Однако непосредственный учет этих свойств применительно к задачам гидромеханики сильно затруднил бы теоретический анализ либо сделал бы его вообще невозможным. Поэтому был выработан и обоснован единый методологический подход к изучению гидравлических закономерностей. Суть этого подхода заключается в том, что во всех случаях, когда это не требуется для решения специальных задач, реальные жидкости заменяются особой *моделью текучей среды*, или *идеальной жидкостью*.

Идеальная жидкость обладает текучестью, плотностью и абсолютной однородностью свойств, каким бы малым ни был рассматриваемый элементарный объем. Кроме того, у идеальной жидкости отсутствуют вязкость, сжимаемость и температурное изменение объема.

С помощью представления об идеальной жидкости достаточно просто и наглядно выводится ряд основных понятий гидравлики и обосновывается их применение на практике.

Давление внутри жидкости, находящейся в состоянии покоя называется гидростатическим. Покой при этом может быть как абсолютным (например, жидкость в неподвижном сосуде), так и относительным (например, сосуд вращается вокруг своей оси с постоянной угловой скоростью).

Из основного закона гидравлики (формула (1.4)) следуют две особенности проявления гидростатического давления:

- напряжение σ_n действует всегда по нормали к поверхности и является сжимающим. Гидростатическое давление p , равное модулю этого напряжения, считается положительным. Таким образом, отрицательного гидростатического давления в жидкости быть не может;

- гидростатическое давление p в данной точке объема жидкости не зависит от ориентации (наклона) площадки, на которую оно действует, и является скалярной величиной.

2.2. Основной закон гидростатики

Если мысленно выделить некоторую точку T внутри объема жидкости на глубине z_T от свободной поверхности, то нетрудно обнаружить, что вследствие действия силы тяжести столб жидкости высотой z_T создает в этой точке давление $p_g = \rho g z_T$ (так как ρg — сила тяжести столба жидкости, приходящаяся на единицу площади). Допустим, что на поверхности жидкости действует атмосферное давление $p_{ат}$. Тогда суммарное давление в рассматриваемой точке

$$p_T = p_{ат} + p_g = p_{ат} + \rho g z_T. \quad (2.1)$$

Если атмосферное давление постоянно, а также постоянна координата z , то очевидно, что давление p_T постоянно во всех точках плоскости $z_T = \text{const}$:

$$p_{ат} + \rho g z = \text{const}. \quad (2.2)$$

Полученный результат представляет собой *основной закон гидростатики*. Поверхность, на которой ускорение силы тяжести сохраняет постоянное значение, называется *экипотенциальной поверхностью*, или *поверхностью равного потенциала* (силы тяжести). Если бы на рассматриваемый жидкий объем действовали другие массовые силы (например, центробежное или линейное ускорение), то уравнение (2.2) все равно было бы справедливым. В этом состоит физический смысл основного закона гидростатики.

Давление в жидкости, определяемое по формуле (2.1), называется *абсолютным*. Величина, на которую абсолютное давление превышает атмосферное, называется *относительным давлением*. Иногда его также называют *манометрическим давлением*. Таким образом, давление p_g является относительным гидростатическим (манометрическим) давлением в точке T

$$p_g = p_T - p_{ат}.$$

Из формулы (2.2) следует, что для жидкости, на свободной поверхности которой действует атмосферное давление $p_{ат}$, избыточное давление на глубине h будет

$$p_{изб} = \rho g h, \quad (2.3)$$

т. е. для жидкости постоянной плотности избыточное давление возрастает прямо пропорционально глубине погружения, а абсолютное давление на этой же глубине будет равно сумме избыточного и атмосферного давлений. На свободной поверхности, когда $p = p_{ат}$, получаем, что $p_{изб} = 0$.

В частности, если в сосуд налита жидкость на высоту h , то формулой (2.3) будет определяться избыточное давление на его дно. Из этой же формулы следует, что на стенку, с одной стороны которой находится жидкость, будет действовать давление, возра-

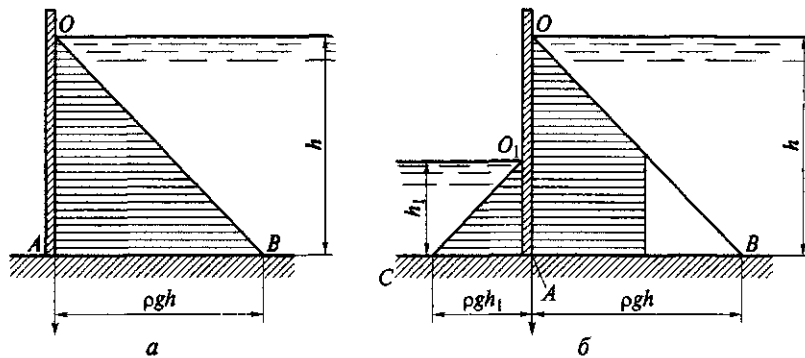


Рис. 2.1. Эпюры давления жидкости на вертикальную стенку:
a — одностороннее давление; *b* — двухстороннее давление; *h* — высота жидкости в сосуде; *h*₁ — высота жидкости за пределами сосуда

стающее по мере роста глубины. Эпюры такого давления показаны на рис. 2.1.

Для получения величины двухстороннего давления на стенку сосуда (рис. 2.1, *b*) из площади большего треугольника *OAB* нужно вычесть площадь меньшего треугольника *O₁AC*.

2.3. Сообщающиеся сосуды

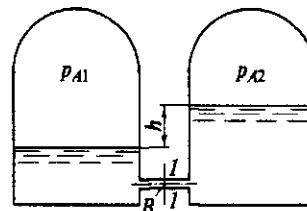
Сосуды, соединенные между собой, например, как показано на рис. 2.2, и заполненные жидкостью, называются *сообщающимися сосудами*. Рассмотрим условия статического равновесия налитой в них жидкости. Допустим, что оба сосуда являются закрытыми и на их свободные поверхности действуют разные давления *p_{A1}* и *p_{A2}* соответственно. Возьмем точку *B* на оси, соединяющей их трубки в сечении *I—I*, и, воспользовавшись формулой (2.2), выразим абсолютное гидростатическое давление в ней через давление *p_{A1}*, а затем через давление *p_{A2}*. Получим:

$$p_B = p_{A1} + \rho g h_1 \quad \text{и} \quad p_B = p_{A2} + \rho g h_2,$$

где *h*₁ и *h*₂ — расстояния (отметки) до точки *B* от свободной поверхности в левом и правом сосудах соответственно.

Рис. 2.2. Замкнутые сообщающиеся сосуды с различными давлениями на свободной поверхности:

p_{A1}, *p_{A2}* — давление на свободные поверхности жидкости в сообщающихся сосудах, *p_{A1}* > *p_{A2}*; *h* — разность уровней жидкости в сообщающихся сосудах



Приравняв правые части формул, найдем:

$$p_{A1} - p_{A2} = \rho g(h_2 - h_1), \quad (2.4a)$$

или

$$p_{A1} - p_{A2} = \rho g h_A, \quad (2.4б)$$

где

$$h_A = h_2 - h_1.$$

Следовательно, разность давлений на свободную поверхность в сообщающихся сосудах уравнивается разностью уровней жидкости, налитой в них. Если сосуды открыты, то на поверхности жидкости действует одинаковое давление, равное атмосферному: $p_{A1} = p_{A2} = p_{ат}$, поэтому $h_1 = h_2$, т. е. свободная поверхность жидкости в открытых сообщающихся сосудах устанавливается на одном — горизонтальном — уровне.

Допустим, что один из сосудов имеет вид достаточно длинной вертикально установленной трубки, закрытой сверху (рис. 2.3, а). Очевидно, что разность давлений, действующих на поверхность жидкости в сосуде и в трубке, будет определяться по формуле (2.4б), если известна разность уровней h_A жидкости в трубке и сосуде (высота подъема жидкости в трубке). При этом, когда $p_{A1} > p_{A2}$, уровень в трубке будет выше, чем уровень жидкости в сосуде.

Пусть $p_{A2} = 0$, тогда из формулы (2.4б) получим:

$$p_{A1} = \rho g h_A. \quad (2.5)$$

Следовательно, измерив разность уровней h_A , мы можем определить абсолютное давление p_{A1} на поверхности жидкости в сосуде.

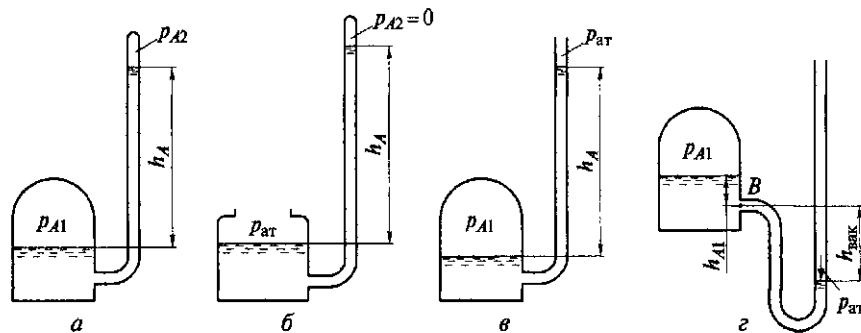


Рис. 2.3. Пьезометрические приборы:

а — закрытый пьезометр; б — барометр; в — открытый пьезометр; г — вакуумметр; p_{A1} , p_{A2} — давление на свободные поверхности жидкости в сосуде и трубке соответственно; h_A — разность уровней жидкости в сосуде и трубке; $p_{ат}$ — атмосферное давление; $h_{вак}$ — вакуумметрическая высота

Разность уровней, соответствующая давлению p_{A1} , называется *абсолютной пьезометрической высотой*:

$$h_A = \frac{p_{A1}}{\rho g}.$$

Прибор, действующий по описанному принципу, называется *пьезометром абсолютного давления*, или *закрытым пьезометром*.

Допустим, что сосуд, к которому подключена закрытая трубка (рис. 2.3, б), открыт и на поверхности жидкости действует атмосферное давление $p_{ат}$. Тогда согласно формуле (2.3) по уровню жидкости в нем можно определить абсолютное значение этого давления, если известна плотность жидкости ρ и ускорение силы тяжести g .

При изготовлении такого прибора необходимо иметь в виду, что условие $p_{A2} = 0$ не может быть выполнено в точности, так как минимальным давлением, которое может действовать на свободной поверхности жидкости, является давление парообразования.

Кроме того, высота подъема жидкости h_A в таком приборе зависит от плотности жидкости ρ . Например, при нормальном атмосферном давлении $p_{ат} = 1,0132 \cdot 10^5$ Па высота подъема уровня жидкости в трубке будет для воды $h_A = 10,132$ м, а для ртути $h_A = 0,765$ м. К тому же давление парообразования при температуре 20°C для воды равно $2,34$ кПа, а для ртути — $1,6 \cdot 10^{-4}$ кПа. Поэтому в приборе для измерения атмосферного давления применение ртути более целесообразно, чем воды. Прибор, действующий по такому принципу, называется ртутным *барометром*, он измеряет абсолютное атмосферное давление в миллиметрах ртутного столба (мм рт. ст.).

Необходимо, однако, заметить, что в связи с развитием измерительной техники, сложностью и опасностью применения ртути по экологическим причинам, ртутные барометры практически полностью заменены барометрами, действующими по другим, негидравлическим, принципам.

Допустим теперь, что мы подключили открытую трубку к закрытому сосуду с жидкостью, на поверхности которой действует давление $p_{A1} > p_{ат}$ (рис. 2.3, в). Тогда из формулы (2.4б) следует $p_{A1} - p_{ат} = \rho g h_A$. Следовательно, разность уровней h_A в данном случае соответствует избыточному давлению $p_{Aизб} = p_{A1} - p_{ат}$, действующему на поверхности жидкости в закрытом сосуде.

Разность уровней, соответствующая избыточному давлению, называется *избыточной пьезометрической высотой*, или просто — *пьезометрической высотой*:

$$h_{Aизб} = \frac{p_{Aизб}}{\rho g}.$$

Прибор, действующий по рассмотренному здесь принципу, называется *открытым пьезометром*.

Но абсолютное давление может быть и меньше атмосферного, тогда $(p - p_{ат}) < 0$. Модуль этой разности называется *вакуумметрическим давлением* и определяется так:

$$p_{вак} = p_{ат} - p. \quad (2.6)$$

Вакуумметрическое давление показывает, насколько давление в данной точке жидкости меньше атмосферного, оно называется также вакуумом.

Для измерения вакуума подключим к закрытому сосуду изогнутую трубку, как показано на рис. 2.3, *г*. Обозначим абсолютное давление над свободной поверхностью жидкости в сосуде p_A , давление над поверхностью жидкости в трубке — $p_{ат}$. Тогда давление p_B в точке *B* соединения трубки с сосудом можно будет выразить при помощи двух соотношений:

$$\begin{aligned} p_B &= p_A + \rho g h_{A1}; \\ p_B &= p_{ат} - \rho g h_B, \end{aligned} \quad (2.7)$$

где h_{A1} — расстояние от уровня жидкости в сосуде до точки *B* (иначе — заглубление точки *B*), h_B — расстояние от уровня жидкости в трубке до точки *B*.

В этих соотношениях учтено, что разность уровней, т. е. h_{A1} , считается положительной, если точка, в которой определяется давление, находится ниже уровня жидкости, и h_{A1} будет отрицательной, если эта точка находится выше уровня жидкости.

Приравняв правые части в соотношениях (2.7), получим $p_A - p_{ат} = -\rho g(h_{A1} - h_B)$, т. е. избыточное давление на свободной поверхности в этом сосуде отрицательно и оно выражается через разность высот уровней. Обозначим $h_{вак} = -h_B$, тогда из второго уравнения (2.7) следует:

$$h_{вак} = \frac{p_B - p_{ат}}{\rho g} = \frac{p_{Bизб}}{\rho g},$$

где $p_{Bизб}$ — избыточное давление в точке *B*.

Определяемая по этой формуле величина $h_{вак}$ называется *вакуумметрической высотой*, или *высотой вакуума*.

Прибор, действующий по рассмотренному здесь принципу, называется *вакуумметром*, или *обратным пьезометром*.

Рассмотренные здесь пьезометры являются простейшими приборами для измерения давления и вакуума, при этом они обеспечивают неплохую точность замеров. Однако эти пьезометры пригодны только при низких давлениях в лабораторных целях. На практике используются более сложные, но зато более надежные и удобные манометры и вакуумметры, действие которых основано на других, негидростатических принципах.

Контрольные вопросы

1. Какое давление называется гидростатическим и в чем проявляются его свойства?
2. В чем состоит физический смысл основного закона гидростатики?
3. Какие давления называются абсолютными, а какие — относительными (манометрическими)? Какое давление называется вакуумметрическим?

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ГИДРОДИНАМИКИ**3.1. Основные понятия гидродинамики**

Раздел гидравлики, который изучает законы движения жидкости и ее взаимодействие с неподвижными или движущимися твердыми телами, называется *технической гидродинамикой*. Так же, как и в гидростатике, в гидродинамике используется понятие жидкой среды, обладающей непрерывностью, т.е. сплошностью и однородностью свойств во всех направлениях. Описание процессов движения жидкости основывается на одной из двух моделей — на идеальной или физической модели жидкости.

Идеальная модель жидкости — это воображаемая текучая среда, обладающая плотностью реального прототипа, но не обладающая вязкостью и сжимаемостью (невязкая несжимаемая жидкость).

Физическая модель жидкости — это воображаемая текучая среда, обладающая плотностью, вязкостью и сжимаемостью. Разновидностями физической модели являются модель *невязкой сжимаемой жидкости*, модель *вязкой, несжимаемой жидкости* и некоторые другие.

Движение жидкой среды усложняет решение связанных с ним технических задач, поэтому техническая гидродинамика широко пользуется экспериментальными методами для проверки и подтверждения своих рекомендаций.

Основными понятиями в гидродинамике являются *пространственные координаты, давление, скорость и ускорение текущей жидкости*. Математическое описание движения жидкости предполагает применение той или иной системы координат, например, в наиболее распространенной декартовой системе, это будут координаты x , y и z . К ним добавляется время t в качестве независимой переменной.

В отличие от гидростатики в текущей жидкости нормальное напряжение на элементарной площадке действия, выделенной в потоке, вообще говоря, зависит от угла ее наклона по отношению к вектору скорости. Поэтому вводится понятие *гидродинамического давления* в точке, которое условно считается скалярной величиной, не зависящей от ориентации элементарной площадки действия. Мы будем обозначать это давление буквой p , как и гидростатическое давление.

В каждой точке пространства, занятого движущейся жидкостью, каждая элементарная частица имеет свою скорость. Распределение

векторов скорости таких частиц в пространстве называется *векторным полем скоростей*. В общем случае векторы скоростей в потоке зависят от координат пространства и времени, т. е. $\vec{u} = f(x, y, z, t)$, такое движение называется *неустановившемся*. Если скорость не изменяется во времени, движение жидкости называется *установившемся*. В последнем случае скорость является функцией только пространственных координат: $\vec{u} = f(x, y, z)$.

В технической гидродинамике поток реальной жидкости заменяется потоком ее идеализированной модели. Допускается, что эта модель представляет собой однородную среду со свойствами, постоянными во всем пространстве движения этого потока. Для описания движения вводится понятие *частицы жидкости* — некоторого бесконечно малого объема в общем потоке, обладающего плотностью реальной жидкости.

Если в момент времени t_1 какая-либо частица, двигаясь в потоке, например в трубе, пересекает некоторое сечение 1—1, а в момент t_2 на некотором расстоянии Δs пересекает сечение 2—2, то средняя скорость движения частицы жидкости на этом расстоянии будет $u_{\text{ср}} = \frac{\Delta s}{t_2 - t_1}$. Если уменьшать расстояние Δs , то соответственно будет уменьшаться интервал времени $\Delta t = t_2 - t_1$, за который частица пересечет сечение 2—2. В итоге будем иметь предел отношения $\vec{u} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t}$. Этот предел определяет скорость жидкости в точке, которая представляет собой вектор.

Допустим теперь, что два сечения находятся на конечном интервале друг от друга. Разобьем этот интервал на множество малых промежутков. Скорости \vec{u} в каждом из этих промежутков могут оказаться различными. Последовательно отмечая точки, через которые проходит частица, получим ее след на всем интервале. Этот след является *траекторией* движения этой частицы. Но оказывается, что вовсе не обязательно следить за траекториями каждой из частиц, чтобы описать движение потока. Можно выделить точки в каждом из элементарных, бесконечно близких друг к другу сечений, через которые прошла траектория частицы, и зафиксировать скорости в этих точках в данный момент времени. Очевидно, что эти скорости будут принадлежать разным частицам. Линия, проходящая через такие точки, называется *линией тока*. При установившемся движении такая линия тока будет совпадать с траекторией одной из частиц. Очевидно, что для каждой из точек данного сечения можно построить свою линию тока.

При неустановившемся движении для каждого момента времени линия тока будет занимать новое положение, не совпадающее с траекториями движения частиц.

В потоке жидкости построим некоторый замкнутый элементарный контур L_1 с сечением 1—1 и на некотором расстоянии от него

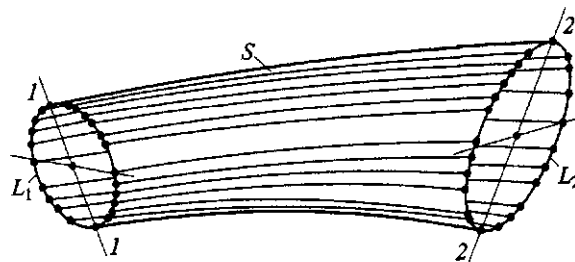


Рис. 3.1. Трубка тока:

L_1, L_2 — замкнутый контур трубки тока в сечении 1—1 и 2—2 соответственно;
 S — поверхность трубки тока

построим другой контур L_2 с сечением 2—2. Через все точки контуров L_1 и L_2 проведем совокупность линий тока так, чтобы они образовывали некоторую трубчатую поверхность S между сечениями 1—1 и 2—2 (рис. 3.1). Такая поверхность называется *трубкой тока*. По условиям построения ни одна линия тока не может пересекать поверхность трубки тока.

Элементарной стружкой называется движущаяся жидкость, заполняющая трубку тока.

При установившемся течении элементарная стружка имеет три свойства:

- поперечные сечения элементарной стружки образуют элементарные площадки, которые ориентированы нормально к вектору скорости и имеют настолько малую площадь, что в ее пределах можно пренебречь неравномерностью скоростей и давлений;

- частицы жидкости не вытекают из элементарной стружки и не втекают в нее, так как ограничивающие ее линии тока не пересекаются;

- элементарная стружка не изменяет своей формы во времени.

Представление о движущейся жидкости, как совокупности элементарных стружек, позволяет построить *струйную модель потока жидкости*. Фактически, изучение всех процессов в движущейся жидкости строится на основе именно этой модели.

В гидродинамике различают *параллельноструйное движение жидкости*, когда линии тока являются параллельными прямыми; *плавное изменяющееся движение*, когда линии тока близки к параллельным линиям; *резко изменяющееся движение*, когда линии тока имеют значительную кривизну либо не могут быть построены вовсе.

Также в гидродинамике выделяют несколько видов установившегося движения жидкости:

- *напорное движение* — жидкость движется в ограниченном стенками потоке и не имеет свободной поверхности. Так движется рабочая жидкость в трубопроводах гидросистем, вода в системах во-

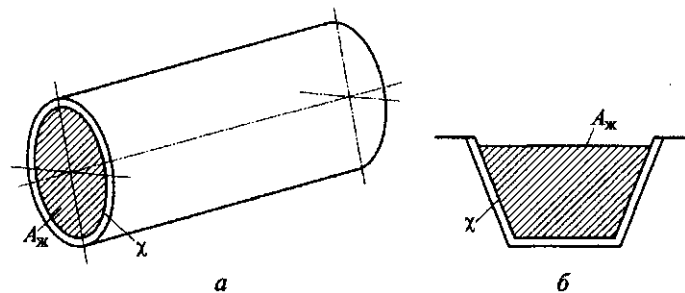


Рис. 3.2. Живое сечение площадью $A_{\text{ж}}$ и смоченный периметр χ потока: a — при напорном движении; b — при безнапорном движении в открытом канале

доснабжения, нефтепродукты в нефтепроводах и т. д. Такому движению соответствует *напорный поток*;

- *безнапорное движение* — жидкость движется в открытых руслах, имея свободную поверхность. Такому движению соответствует *безнапорный поток*;

- *струйное движение* — поток жидкости ограничен поверхностью разрыва скоростей. Так движется струя пожарного брандспойта, струя гидромонитора. Различаются *затопленные струи*, когда жидкость истекает в объем такой же или другой жидкости, и *незатопленные струи*, когда жидкость истекает в воздух.

Рассмотрим поток жидкости при параллельноструйном или плавно изменяющемся движении. Проведем внутри одного из его сечений поверхность перпендикулярно ко всем пересекающим ее линиям тока. Поверхность, расположенная внутри потока и нормальная к его линиям тока, называется *живым сечением потока*. При параллельноструйном течении живые сечения всегда являются плоскими (рис. 3.2).

Имеется три важных для практического применения элемента живого сечения потока:

- *площадь живого сечения* $A_{\text{ж}}$ — ограниченная внешним контуром часть потока. Для заполненной жидкостью трубы диаметром $D_{\text{т}}$

$$A_{\text{ж}} = \frac{\pi D_{\text{т}}^2}{4};$$

- *смоченный периметр* χ — длина контура живого сечения в той части, которая смочена жидкостью. Для трубы с круглым живым сечением смоченный периметр

$$\chi = \pi D_{\text{т}};$$

- *гидравлический радиус* $R_{\text{т}}$ — отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R_r = \frac{A_{\text{ж}}}{\chi}, \quad (3.1a)$$

для круглой трубы

$$R_r = \frac{\pi D_r^2}{4\pi D_r} = \frac{1}{4} D_r. \quad (3.16)$$

Объем жидкости, проходящей через данное живое сечение потока за единицу времени, называется *расходом жидкости*. В гидравлике его принято обозначать буквой Q .

Допустим, что живое сечение потока пересекает элементарная струйка с площадкой ΔA и скоростью течения через эту площадку U_m . Такая скорость называется *местной скоростью*. Элементарный расход ΔQ , протекающий через площадку ΔA , будет $\Delta Q = U_m \Delta A$. Представим всю площадь живого сечения состоящей из множества элементарных площадок ΔA_i со скоростью течения жидкости через каждую из них U_{mi} . Тогда полный расход можно вычислить суммированием по всей площади живого сечения $A_{\text{ж}}$:

$$Q = \sum_{A_{\text{ж}}} U_{mi} \Delta A_i. \quad (3.2)$$

Наблюдения за реально протекающими напорными и безнапорными потоками показывают, что скорости U_{mi} распределены по площади живого сечения $A_{\text{ж}}$ неравномерно. Графическое изображение такого распределения называется *эпюрой скоростей*. Пример такой эпюры для напорного течения в круглой трубе представлен на рис. 3.3.

Расход жидкости через все живое сечение потока и площадь живого сечения определяют *среднюю скорость потока*:

$$U_{\text{ср}} = \frac{Q}{A_{\text{ж}}}. \quad (3.3)$$

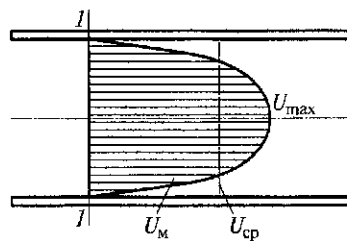


Рис. 3.3. Эпюра скоростей движения жидкости в напорной трубе:

$U_{\text{ср}}$ — средняя скорость потока;
 U_m — местная скорость; U_{max} — максимальная скорость

Эпюра средней скорости потока имеет вид прямоугольника, как изображено пунктиром на рис. 3.3.

Целесообразно отметить, что скорость $U_{\text{ср}}$ является *фиктивной*, поскольку реальный поток ею не обладает. Средняя скорость представляет собой такую равномерную по всему живому сечению скорость, двигаясь с которой, поток имел бы расход, равный фактическому расходу при неравномерном распределении скоростей.

Из формулы (3.3) непосредственно следует:

$$Q = U_{\text{ср}} A_{\text{ж}}. \quad (3.4a)$$

Системными единицами измерения расхода являются кубический метр в секунду ($\text{м}^3/\text{с}$) и производные единицы: кубический сантиметр в секунду ($\text{см}^3/\text{с}$) и кубический дециметр в секунду ($\text{дм}^3/\text{с}$); кроме того, используются внесистемные единицы: кубический сантиметр в минуту ($\text{см}^3/\text{мин}$) и литр в минуту ($\text{л}/\text{мин}$).

Наряду с расходом Q , который согласно определению является объемным, применяется также понятие *массового расхода жидкости*, который легко получить, если формулу (3.4a) умножить на плотность жидкости ρ :

$$Q_m = \rho U_{\text{ср}} A_{\text{ж}}. \quad (3.4б)$$

Единицей измерения массового расхода Q_m является килограмм в секунду ($\text{кг}/\text{с}$).

Когда перетекание жидкости через крайние или внешние границы потока невозможно, для любого живого сечения вдоль потока справедливо соотношение:

$$U_{\text{ср}1} A_1 = U_{\text{ср}2} A_2 = \dots = U_{\text{ср}n} A_n. \quad (3.5a)$$

Откуда следует, что

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n. \quad (3.5б)$$

Полученный результат означает, что полный расход через любое живое сечение ограниченного потока на выходе должен быть равен расходу через живое сечение на его входе.

Соотношение (3.5б) выражает *условие неразрывности для всего потока*. Следует, однако, иметь в виду, что в такой форме эти соотношения справедливы только для несжимаемой жидкости при отсутствии разрывов сплошности внутри потока.

Следствием неразрывности потока является соотношение для средних скоростей, получаемое из соотношения (3.5a):

$$U_{\text{ср}1} = U_{\text{ср}2} \frac{A_2}{A_1} = U_{\text{ср}3} \frac{A_3}{A_1} = \dots = U_{\text{ср}n} \frac{A_n}{A_1}. \quad (3.6)$$

В ограниченном потоке скорости изменяются обратно пропорционально площадям живых сечений.

3.2. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости

Ранее было получено уравнение (2.1), которое описывало действие давлений в покоящейся жидкости (см. подразд. 2.3). Когда поток идеальной жидкости находится в движении, к этим давлениям добавляется составляющая силы, зависящая от скорости потока в данной точке. При установившемся движении потока, если

массовыми силами являются силы тяжести, учет такой составляющей приводит к следующему уравнению:

$$\frac{\rho U^2}{2} + p + \rho g z = \text{const}, \quad (3.7)$$

которое называется *уравнением Бернулли* по имени ученого Даниэля Бернулли, опубликовавшего его в 1738 г. в Петербурге. Это *основное уравнение стационарного движения идеальной жидкости*.

Первый член этого уравнения представляет собой гидродинамическое давление. В данной точке его можно измерить, если в поток текущей жидкости за трубкой пьезометра поместить изогнутую трубку с отверстием, направленным навстречу потоку жидкости (рис. 3.4, а). Разность уровней в пьезометре Π_1 и в изогнутой трубке Π_2 определяет *скоростной напор* $h_U = \frac{U^2}{2g}$. Соответствующее ему гидродинамическое давление:

$$p_{г.д} = \frac{\rho U^2}{2}.$$

Выделим элементарную струйку вокруг линии тока $S-S$ (рис. 3.4, б). Обозначим на ней два сечения $1-1$ и $2-2$, расположенные на произвольном расстоянии друг от друга и имеющие элементарные площади ΔA_1 и ΔA_2 . Если скорость жидкости в сечении $1-1$ равна U_1 , то объем жидкости, который пройдет через это сечение

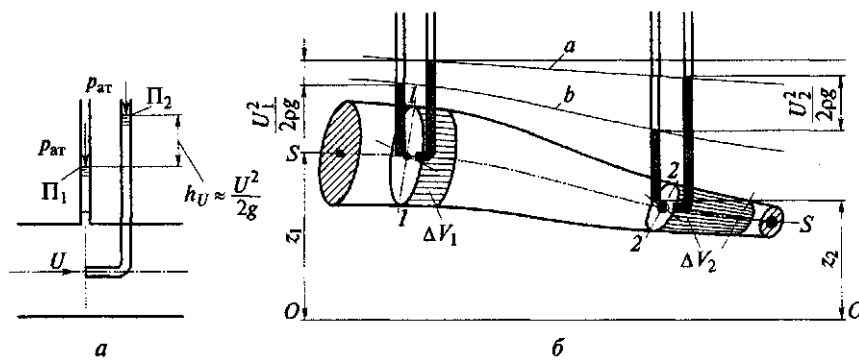


Рис. 3.4. Измерение скоростного напора (а) и графическая интерпретация уравнения Бернулли для элементарной струйки (б):

U — скорость потока жидкости; Π_1 , Π_2 — уровни жидкости в пьезометре и изогнутой трубке соответственно; h_U — скоростной напор; $p_{ат}$ — атмосферное давление; $S-S$ — линия тока; U_1 , U_2 — скорость потока в сечениях $1-1$ и $2-2$ соответственно; z_1 , z_2 — пьезометрические напоры в сечениях $1-1$ и $2-2$ соответственно; ΔV_1 , ΔV_2 — объемы жидкости, проходящие через сечения $1-1$ и $2-2$ за время Δt ; a — линия полного напора; b — линия пьезометрического напора; $O-O$ — плоскость сравнения

за промежуток времени Δt , будет: $\Delta V_1 = \Delta A_1 U_1 \Delta t$. Умножим обе части уравнения (3.7) на этот объем. Поскольку $\rho \Delta V_1 = \Delta m_1$, где Δm_1 — масса жидкости в объеме ΔV_1 , то введя индексы сечения $1-1$ в это уравнение, его первый член можно представить в таком виде:

$$\Delta V_1 \rho \frac{U_1^2}{2} = \frac{m_1 U_1^2}{2}. \quad (3.8)$$

Это выражение определяет *кинетическую энергию массы жидкости* m_1 , которой она обладает, проходя через сечение элементарной струйки $1-1$. Единицей измерения кинетической энергии массы жидкости является ньютон-метр (Н · м).

Если для этого же сечения обозначить $p = p_1$, $z = z_1$, то для двух других членов уравнения (3.7) можно записать:

$$(p_1 + \rho g z_1) \Delta V_1 = p_1 \Delta V_1 + m_1 g z_1. \quad (3.9)$$

Первое слагаемое в правой части уравнения представляет собой *потенциальную энергию внешнего абсолютного давления на объем жидкости* ΔV_1 , а второе слагаемое — *потенциальную энергию объема жидкости* ΔV_1 , поднятого на высоту z_1 над плоскостью сравнения.

Суммируя формулы (3.8) и (3.9), в целом для сечения $1-1$ получим

$$\frac{m_1 U_1^2}{2} + p_1 \Delta V_1 + m_1 g z_1 = \text{const.} \quad (3.10)$$

Это уравнение выражает *общую механическую энергию*, которой обладает объем жидкости ΔV_1 , протекающий через сечение $1-1$ элементарной струйки в идеальной жидкости.

Соотношения, аналогичные формулам (3.8) и (3.9), можно получить и для сечения $2-2$, если индекс (1) заменить на индекс (2):

$$\frac{m_2 U_2^2}{2} + p_2 \Delta V_2 + m_2 g z_2 = \text{const.} \quad (3.11)$$

Вследствие *условия неразрывности* $\Delta V_1 = \Delta V_2 = \Delta V$ на участке между сечениями элементарной струйки $1-1$ и $2-2$ отсутствуют поступления или потери механической энергии. Поэтому уравнения (3.10) и (3.11) можно приравнять. Разделив обе части полученного уравнения на объем ΔV , получим

$$\frac{\rho U_1^2}{2} + p_1 + \rho g z_1 = \frac{\rho U_2^2}{2} + p_2 + \rho g z_2 = \text{const.} \quad (3.12)$$

Полученный результат является одной из форм уравнения Бернулли для идеальной жидкости. Из него следует, что сумма членов, входящих в уравнение (3.7) в целом, представляет собой пол-

ную *удельную механическую энергию*, отнесенную к единице объема жидкости, протекающей через любое сечение элементарной струйки, и что эта энергия остается (в идеальной жидкости) постоянной вдоль всей линии тока.

Заметим, что единицей измерения для всех членов уравнения (3.12) является единица давления — ньютон на квадратный метр (Н/м²). В такой форме это уравнение наиболее удобно для применения в теории объемных гидромашин и объемного гидропривода. Наряду с ним в технической гидродинамике применяется другая форма уравнения, для получения которой нужно разделить уравнение (3.12) на удельный вес $\gamma = \rho g$:

$$\frac{U_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{U_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \text{const.}$$

Каждый его член имеет размерность метр жидкостного столба той жидкости, к которой это уравнение применяется.

В такой форме это уравнение используется в основном в строительной гидравлике, например для расчета напоров водяных насосов.

3.3. Уравнение Бернулли для реальной жидкости

Течение реальной жидкости всегда сопровождается потерями энергии. Эти потери вызваны действием внутреннего трения между частицами жидкости и трением жидкости о стенки, ограничивающие поток. Чем интенсивнее происходит перемешивание частиц, тем больше будут потери энергии. Во всех случаях работа сил трения необратимо расходуется на нагрев жидкости, а теплота излучается в пространство.

Потери механической энергии потока, возникающие при его движении и имеющие необратимый характер, называются гидравлическими потерями. Совокупность причин возникновения определенного вида гидравлических потерь называется *гидравлическим сопротивлением*. Различается два вида гидравлических потерь и соответствующих им гидравлических сопротивлений:

- потери, возникающие вследствие действия сил трения, распределенных по длине потока. Эти потери типичны для параллельноструйных или плавно изменяющихся потоков большой протяженности, им соответствуют *гидравлические сопротивления по длине потока*, которые иногда называются также *путевыми гидравлическими сопротивлениями*;

- потери, возникающие в результате действия внутренних сил трения при местных деформациях потока, резком изменении его геометрической формы или характера течения. Эти потери проис-

ходят на коротких участках трубопроводов, им соответствуют *местные гидравлические сопротивления*.

Влияние гидравлических потерь по линии тока элементарной струйки можно учесть, если в правую часть уравнения (3.12) добавить слагаемое, учитывающее теряемую часть удельной энергии:

$$\frac{\rho U_{1\text{ср}}^2}{2} + p_1 + \rho g z_1 = \frac{\rho U_{2\text{ср}}^2}{2} + p_2 + \rho g z_2 + \Delta p_{r12}, \quad (3.13)$$

где Δp_{r12} — давление, теряемое на участке элементарной струйки 1—2.

Удельная энергия потока распределяется по всему живому сечению. Эффект неравномерности эпюры скоростей при этом учитывается введением корректирующего коэффициента α в слагаемые, выражающие динамическое давление жидкости. Тогда уравнение Бернулли для всего потока реальной жидкости (3.13) с потерями давления Δp_{r12} на участке между сечениями 1—2 получает такой вид:

$$\frac{\alpha_1 \rho U_{1\text{ср}}^2}{2} + p_1 + \rho g z_1 = \frac{\alpha_2 \rho U_{2\text{ср}}^2}{2} + p_2 + \rho g z_2 + \Delta p_{r12}. \quad (3.14)$$

При характерных для систем гидропривода режимах течения жидкости можно считать, что $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

В гидравлических приводах статические давления часто оказываются на несколько порядков выше динамических давлений, поэтому влиянием последних можно пренебречь. Тогда вместо выражения (3.14) будем иметь

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{r12}.$$

Такое соотношение называется *вырожденным уравнением Бернулли*, из которого следует, что при $U_{1\text{ср}} = U_{2\text{ср}}$ давление в потоке будет падать вдоль по течению.

В дальнейшем, пользуясь уравнением Бернулли, индекс «ср» в обозначении скоростей течения жидкости в потоке будем опускать.

Контрольные вопросы

1. Чем идеальная модель жидкости отличается от физической модели жидкости?
2. Какими особенностями характеризуется неустановившееся течение потока, в чем его отличие от установившегося?
3. Какие построения, геометрически описывающие поток жидкости, называются линиями тока, трубкой тока и элементарной струйкой?
4. Чем характерны напорное, безнапорное и струйное движения потока?

5. Как определяется живое сечение потока, в чем состоят его свойства?
6. Как определяется смоченный периметр и гидравлический радиус?
7. Чем отличается объемный расход потока жидкости от массового расхода и какими единицами эти расходы измеряются?
8. Как определяется средняя скорость потока и в каких единицах она измеряется?
9. В чем состоит условие неразрывности потока?
10. В чем состоит физический смысл уравнения Бернулли и его основное свойство для потока идеальной жидкости?
11. Какие особенности имеет уравнение Бернулли для всего потока реальной жидкости?

Глава 4

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

4.1. Подобие гидравлических потоков

Все формулы и уравнения, описывающие физические явления или процессы, обладают свойством однородности размерностей, которое проявляется в том, что левая и правая части таких формул или уравнений должны иметь одинаковые размерности. Нарушение этого принципа является показателем ошибочности данного выражения. Из этого следует, что любую математическую запись, имеющую физический смысл, можно выразить через некоторые безразмерные переменные с безразмерными множителями. Процессы, для которых такие множители одинаковы, называются *подобными процессами*, а сами множители называются *критериями подобия*.

В гидравлике (как и гидродинамике в целом) используются три вида подобия: *геометрическое, кинематическое и динамическое*.

Пусть имеется два потока 1 и 2, отличающихся своими размерами, в каждом из которых построены траектории частиц или линии тока. Потоки являются геометрически подобными, если точки j потока 2 (т.е. его внешние границы и поля скоростей) можно получить путем умножения каждой из точек потока 1 на постоянный множитель. Этот множитель k_l называется *коэффициентом геометрического подобия* или *масштабом*. Совпадающие при таком преобразовании точки i и j называются *сходственными*. Для любой координаты любой пары сходственных точек потока в одинаковой системе координат:

$$\frac{x_{i1}}{x_{j2}} = \frac{y_{i1}}{y_{j2}} = \frac{z_{i1}}{z_{j2}} = k_l = \text{const.}$$

Постоянство геометрического масштаба k_l для всех линейных соотношений двух потоков является обязательным условием их геометрического подобия.

Отношение, определяющее подобие скоростей в сходственных точках:

$$\frac{U_i}{U_j} = k_U, \quad (4.1)$$

где U_i и U_j — векторы скоростей; k_U — масштаб скоростей.

Размерность скорости: $[U] = L/t$, где L — общее обозначение для линейной размерности, например метр, а t — общее обозначение для размерности времени например секунда.

Тогда формулу (4.1) можно представить в таком виде:

$$\frac{U_i}{U_j} = \frac{L_i t_j}{L_j t_i} = k_U.$$

Постоянство отношений линейных размеров есть обязательное условие геометрического подобия. Для векторов геометрическое подобие подразумевает также равенство направляющих углов.

Динамическое подобие устанавливает соотношение для сил в подобных потоках.

Силы, действующие в жидкости, являются причинами, вызывающими ее движение. Поэтому процессы, происходящие в двух сравниваемых между собой потоках, будут динамически подобны, если выполняется кинематическое подобие, а отношение всех пар сходственных сил одинаково:

$$\frac{F_i}{F_j} = k_F = \text{const.}$$

Условие, при котором масштаб сил $k_F = \text{const}$, должно выполняться во всех сходственных точках потоков.

Достаточное количество условий подобия для данного процесса называется *критериями подобия*. В гидравлике наибольшее значение имеют три критерия подобия:

критерий, или число, Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{U_0 L}{\nu}; \quad (4.2a)$$

критерий, или число, Эйлера

$$\text{Eu} = \frac{p_0}{\rho U_0^2};$$

критерий, или число, Фруда

$$\text{Fr} = \frac{U_0^2}{gL} = \text{const},$$

где U_0 — характерная скорость потока; L — характерный линейный размер (например, диаметр или гидравлический радиус трубы); ν — коэффициент кинематической вязкости; p_0 — характерное давление в потоке; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения.

Эти критерии названы в честь ученых, внесших значительный вклад в науку о движении жидкостей.

Условия и критерии подобия имеют очень большое значение в гидродинамике: они говорят о том, что расчетные формулы гид-

равлики можно применять только соблюдая специальные требования и условия.

По своему физическому смыслу *критерий Рейнольдса* представляет собой меру отношения силы инерции к силам вязкости. Если на процесс движения жидкости преимущественно влияют эти силы, то динамическое подобие потоков в основном будет соблюдено, если выполняется условие $Re = const$ для всех сходственных точек.

Критерий Эйлера представляет собой меру отношения сил давления к силам инерции. Если именно эти силы оказывают доминирующее влияние на процессы движения жидкости, динамическое подобие потоков будет соблюдено, если выполняется условие $Eu = const$ для всех сходственных точек.

Критерий Фруда представляет собой меру отношения сил инерции к силам тяжести и имеет существенное значение, когда движение жидкости зависит именно от этих сил.

4.2. Режимы течения жидкости

В середине XIX в. с помощью специальных опытов было установлено, что жидкость, протекающая в трубах, имеет два принципиально отличающихся режима движения. Один из них характеризуется плавным течением при практически полном отсутствии перемешивания частиц жидкости. При другом режиме течение имеет бурный характер и сопровождается интенсивным перемешиванием потока. Позднее, в 1883 г., английский физик и инженер О. Рейнольдс установил обстоятельства перехода одного режима течения в другой.

Проведем следующий опыт (рис. 4.1, а). Возьмем сосуд с жидкостью 1, уровень которой поддерживается на постоянной отмет-

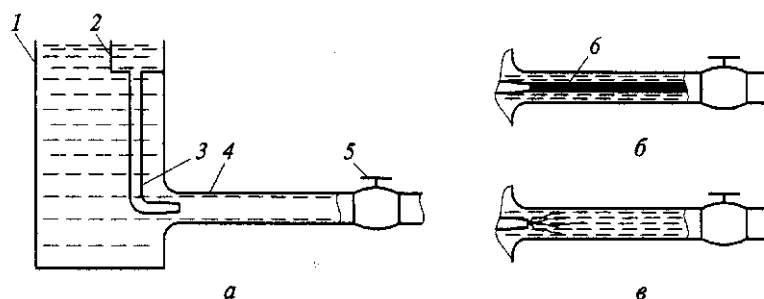


Рис. 4.1. Визуализация режимов течения жидкости:

а — прибор Рейнольдса; б — течение при ламинарном (струйном) режиме; в — течение при турбулентном режиме; 1 — резервуар с жидкостью; 2 — бачок с контрастной краской; 3 — маленькая трубка; 4 — большая трубка; 5 — кран; б — подкрашенная струйка жидкости

ке. Из сосуда выведем прозрачную трубку 4 постоянного диаметра с краном 5 на противоположном конце. В эту трубку вставим другую трубку 3 значительно меньшего диаметра. К ней подсоединим бачок 2, заполненный контрастной краской.

Частично приоткроем кран 5 так, чтобы жидкость стала вытекать через трубку слабой струей. Возникшее течение будет увлекать краску из тонкой трубки. В результате появится тонкая подкрашенная струйка 6 вдоль всего потока (рис. 4.1, б). Подобные способы получения видимой картины течения называются *визуализацией потока*.

Если бы в поток одновременно были введены несколько тонких трубок с краской, то можно было бы наблюдать одновременно несколько параллельных несмешивающихся между собой струек.

Когда степень открытия крана увеличивается, возрастает скорость течения жидкости в большой трубке. При этом наблюдается следующая картина течения:

- подкрашенные струйки сохраняют свою форму и направление на всем протяжении потока и по всему живому сечению, если скорость течения U не превышает некоторого значения $U_{кр}$, которое Рейнольдс назвал *критическим*;

- при $U > U_{кр}$ струйки разрушаются, вследствие интенсивного перемешивания частиц весь поток окрашивается в однородный цвет, проследить траектории отдельных частиц становится невозможно.

Особенность второго режима заключается в том, что частицы жидкости двигаются с индивидуальными скоростями в различных направлениях (рис. 4.1, в). Осевое направление сохраняет только их средняя скорость в некотором конечном интервале времени.

Первый режим, устанавливающийся при $U < U_{кр}$, называется *ламинарным режимом течения* и характеризуется параллельно-струйной, «слоистой» картиной потока (см. рис. 4.1, б).

Второй режим, устанавливающийся при $U > U_{кр}$, называется *турбулентным режимом течения* и характеризуется беспорядочным, хаотичным движением частиц с поперечным перемешиванием (см. рис. 4.1, в).

Критерий, определяемый по формуле

$$Re_{кр} = \frac{U_{кр}L}{\nu}, \quad (4.26)$$

называется *критическим числом Рейнольдса*, где L — характерный линейный размер потока; ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Для ламинарного режима $Re < Re_{кр}$, для турбулентного режима $Re > Re_{кр}$. Числа Рейнольдса Re и $Re_{кр}$ вычисляются по следующим правилам:

- для круглых труб в формулы (4.2а) и (4.2б) в качестве характерного размера L следует подставлять диаметр трубы (иногда радиус трубы);

- для некруглых труб и открытых каналов в качестве характерного размера L следует подставлять гидравлический радиус живого сечения $R_r = A_{\text{ж}}/\chi$ (см. формулу (3.1а));

- для малых зазоров δ вместо характерного размера L следует подставлять величину 2δ ;

- в качестве характерной скорости U_0 используется средняя скорость потока $U_{\text{ср}} = Q/A_{\text{ж}}$, где Q — расход, $A_{\text{ж}}$ — площадь живого сечения.

Критическая скорость $U_{\text{кр}}$ в формуле (4.2б) определяется экспериментально. По ней вычисляется критическое число Рейнольдса $Re_{\text{кр}}$, которое часто приводится в гидравлических справочниках. Например, для круглых цилиндрических труб критическое число Рейнольдса $Re_{\text{кр}}$, вычисленное по формуле (4.2б), имеет значения от 2 000 до 2 300 (если за характерный размер принимается радиус, то соответствующие числа $Re_{\text{кр}}$ будут, естественно, в 2 раза меньше).

Знание чисел Рейнольдса Re и $Re_{\text{кр}}$ в конкретных случаях имеет принципиальное значение для гидравлических расчетов, так как от них зависит правильность применения соответствующих расчетных формул.

4.3. Гидравлические потери по длине трубопровода

Ранее уже было сказано, что течение жидкости в плавно изменяющихся протяженных потоках сопровождается путевыми потерями, или потерями по длине. На расчетном участке трубопровода эти потери зависят от длины и диаметра (гидравлического радиуса) трубопровода, скорости течения жидкости. Для определения потерь применяется *общая формула Дарси—Вейсбаха* (справедливая как для ламинарного, так и для турбулентного режимов течения):

$$\Delta p_r = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho U_{\text{ср}}^2}{2}, \quad (4.3)$$

где l — длина расчетного участка трубопровода; d — диаметр трубопровода на расчетном участке; $U_{\text{ср}}$ — средняя скорость в живом сечении потока.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент λ называется *коэффициентом гидравлического трения, коэффициентом гид-*

гидравлического сопротивления, или коэффициентом Дарси (в честь французского гидравлика XIX в.). Конкретное значение коэффициента λ выбирается в зависимости от числа Re и геометрической формы трубопровода. Вопросы гидравлического трения (сопротивления) будут рассмотрены далее.

При ламинарном режиме течения гидравлические потери давления Δp_r на участке трубопровода l любой протяженности можно определить теоретически с достаточно хорошим совпадением с экспериментальными данными по следующей формуле:

$$\Delta p_r = \frac{32\mu l}{d^2} U_{cp}. \quad (4.4)$$

Из этой формулы следует, что при ламинарном режиме течения гидравлические потери прямо пропорциональны скорости потока.

Формула (4.4) была впервые получена французским врачом Ж. Пуазейлем в 1840 г., и поэтому установленная им зависимость называется *законом Пуазейля*.

Умножив числитель и знаменатель на $2U_{cp}$ и введя коэффициент кинематической вязкости $\nu = \mu/\rho$, приведем формулу (4.4) к такому виду:

$$\Delta p_r = 64\nu \frac{l}{d^2 U_{cp}} \frac{\rho U_{cp}^2}{2}. \quad (4.5)$$

Выделим здесь число Рейнольдса: $Re = \frac{U_{cp} d}{\nu}$. Тогда

$$\Delta p_r = \frac{64}{Re} \frac{l}{d} \frac{\rho U_{cp}^2}{2}. \quad (4.6)$$

Сравнив этот результат с формулой (4.3), можно заметить, что коэффициент Дарси для ламинарного режима течения приобретает такой вид:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (4.7)$$

Для труб гидросистем, по которым часто течет нагретое масло, рекомендуется вычислять коэффициент λ по формуле

$$\lambda = \frac{72 \dots 75}{Re},$$

потому что вязкость жидкости неравномерна по сечению потока: у стенок трубы она выше, а на оси потока — ниже.

4.4. Гидравлические потери при турбулентном режиме течения

При турбулентном режиме течения поток имеет более сложную гидродинамическую структуру. Как уже указывалось, параллельноструйное движение частиц жидкости в нем заменяется хаотическим перемешиванием, при котором они приобретают мгновенные скорости различного направления, и только средняя за некоторый интервал времени скорость имеет поступательный характер. При этом так же, как и для ламинарного режима, средняя скорость у стенок потока равна нулю и увеличивается по мере удаления от них. В результате при турбулентном режиме всегда существует часть потока, в которой сохраняется ламинарный характер течения. Если эта часть потока занимает значительную долю живого сечения, тогда говорят, что поток имеет *турбулентное ядро* — область наибольших скоростей. Такой режим течения называется *переходным*. При развитой турбулентности ламинарное течение сохраняется только в непосредственной близости к стенкам.

Чем выше средняя скорость течения, тем тоньше ламинарный слой. Однако именно он играет важную роль в формировании гидравлического сопротивления, так как вблизи стенок силы гидравлического трения наиболее значительны. Этот пристеночный слой называется в гидравлике (и в гидродинамике в целом) *пограничным слоем*.

Стенки реальных гидравлических трубопроводов и каналов характеризуются определенной неровностью, *шероховатостью*, обусловленной технологическими особенностями их изготовления либо физической структурой поверхности. Оказалось, что при развитом турбулентном режиме эти неровности принципиальным образом влияют на гидравлические потери. Этим турбулентный режим отличается от ламинарного, при котором шероховатость стенок не играет никакой роли.

В 1932 г. грузинский гидравлик, живший в Германии, И. Никурадзе опубликовал результаты своих исследований гидравлических потерь в длинных цилиндрических трубах, на внутренней поверхности которых была искусственно нанесена шероховатость калиброванного размера. Эти результаты были представлены в виде особых графиков, на которых в логарифмическом масштабе была показана зависимость коэффициента Дарси λ от числа Рейнольдса, вычисленного по средней скорости потока и диаметру трубы:

$Re = \frac{U_{cp}d}{\nu}$. Кроме того, при обработке опытов вычислялась относительная *шероховатость* $\bar{\Delta}$:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d},$$

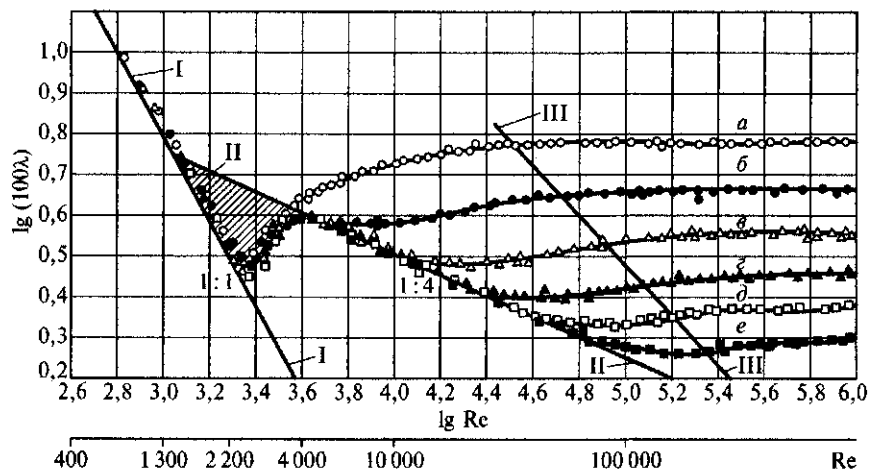


Рис. 4.2. Графики Никурадзе:

○ — $r/\Delta = 15$; ● — $r/\Delta = 30,6$; △ — $r/\Delta = 60$; ▲ — $r/\Delta = 126$; □ — $r/\Delta = 252$; ■ — $r/\Delta = 507$

где Δ — высота выступа шероховатости на поверхности трубы; d — диаметр трубы.

Некоторые из графиков Никурадзе показаны на рис. 4.2. Значение этих графиков заключается в том, что они определяют области применимости расчетных формул гидравлики. Кривые a — e построены для величин, обратных относительной шероховатости Δ/r .

В интервале чисел Re от 400 до 1 000 000 в потоке можно выделить несколько характерных режимов:

- при $Re < 1\,300$ наблюдается устойчивый ламинарный режим, который при благоприятных обстоятельствах может существовать до $Re < 2\,200$. Шероховатость труб при этом не оказывает никакого влияния на гидравлические потери. Зависимость $\lambda = f(Re)$ практически точно соответствует формуле (4.6) (график I—I на рис. 4.2);
- при $2\,000 < Re < 4\,000$ наблюдается неустойчивый характер течения и повышенный разброс экспериментальных данных. Это область неустойчивых режимов (на рис. 4.2 она заштрихована);
- при $Re > 4\,000$ начинается так называемая область до квадратичного сопротивления. Причем, чем больше шероховатость, тем раньше (по числу Re) эта область начинает развиваться, что зависит от толщины пограничного слоя — при большой шероховатости ее выступы соприкасаются с турбулентной частью потока даже при меньших скоростях течения. Для труб, имеющих малую шероховатость, начало этой области может существовать до $Re = 100\,000$;
- при $4\,000 < Re < 100\,000$ график II—II (называемый прямой Блазиуса) характеризует режимы течения, при которых толщина пограничного слоя превышает размер выступов неровностей сте-

нок. Это область *гидравлически гладких труб*. Коэффициент λ здесь определяется по формуле Блазиуса, которая имеет следующий вид:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (4.8)$$

Так как скорости течения масла в системах гидропривода обычно менее 10 м/с, а диаметры труб редко превышают 30...50 мм, характерные числа Re для них обычно находятся в пределах $4\,000 < \text{Re} < 200\,000$. Поэтому для определения коэффициента λ в гидроприводе обычно применяется именно эта формула;

• правее графика III—III располагается *область квадратичных сопротивлений*. Это область устойчивой и развитой турбулентности. Гидравлические потери здесь зависят не от числа Re , а от шероховатости, так как ламинарные пограничные слои здесь настолько тонки, что не скрывают ее выступов.

Фактически применяемые в гидросистемах трубы имеют неоднородную шероховатость, величина которой зависит от многих факторов и подвержена статистическому разбросу, поэтому ее определяют посредством специальных гидравлических испытаний.

Полученную отсюда среднюю величину $\bar{\Delta}$, называют *эквивалентной шероховатостью*. Именно она обычно приводится в справочных данных для расчета гидравлических потерь в трубах.

Сведения о других расчетных формулах можно найти при необходимости в справочной литературе [3, 8].

4.5. Местные гидравлические потери

Любое изменение площади живого сечения потока или его геометрической формы, происходящее на коротком участке трубы, вызывает местное перераспределение и изменение скоростей течения. В результате в этой области образуются вихри, отрыв пограничного слоя, происходит интенсивное рассеивание энергии потока, приводящее к потерям давления или напора. Такие участки носят общее название *местных гидравлических сопротивлений*, а происходящие на них потери называются *местными гидравлическими потерями*.

Для определения местных гидравлических потерь обычно применяется общая *формула Вейсбаха*, имеющая следующий вид для потерь давления:

$$\Delta p_f = \zeta_j \frac{\rho U^2}{2}. \quad (4.9)$$

Входящий в эти формулы безразмерный коэффициент ζ_j называется *коэффициентом местного сопротивления*. При $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}$ коэффициент $\zeta_j = \text{const}$, т. е. местные потери здесь не зависят от числа

Re. Нижний индекс «j» показывает, что этот коэффициент необходимо принимать для геометрически подобных видов сопротивлений.

Средняя скорость потока U_{cp} обычно определяется по сечению на выходе. Если известно, что на данном местном сопротивлении теряется давление Δp_f , то при известной площади сечения A с помощью формулы (4.9) можно определить расход жидкости, протекающей через сечение трубы с этим сопротивлением:

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p_f}{\rho}}. \quad (4.10)$$

Коэффициент μ , входящий в эту формулу, называется *коэффициентом расхода* и определяется по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_j}}. \quad (4.11)$$

Коэффициенты местных сопротивлений при развитой турбулентности практически постоянны для чисел Re выше критических. Критические числа Re, при которых ламинарный режим течения переходит в турбулентный, для местных сопротивлений значительно меньше, чем для прямых цилиндрических труб. Так, для изогнутой трубы $Re_{кр} \leq 1000$, для кранов $Re_{кр} = 550 \dots 700$, для клапанов $Re_{кр} = 20 \dots 100$.

Контрольные вопросы

1. Какие критерии подобия являются достаточными для установившегося потока жидкости и в чем состоит их физический смысл?
2. В чем состоит отличие ламинарного течения жидкости от турбулентного и какой процесс характеризует критическое число Рейнольдса?
3. Как доказать, что гидравлические потери на трение по длине трубы при ламинарном режиме течения прямо пропорциональны средней скорости потока?
4. По какому признаку можно выделить четыре характерные зоны на графиках Никурадзе?
5. Какие гидравлические потери называются местными и как они вычисляются в общем случае?
6. Как определить коэффициент расхода, если известен коэффициент местного гидравлического сопротивления?

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

5.1. Приборы для измерения уровня жидкости и давления

Уровень жидкости в различных емкостях (баках, резервуарах и др.) измеряется приборами, которые называются *уровнемерами*. Наиболее просто устроенными уровнемерами являются так называемые уровнемерные стекла. Две конструкции уровнемеров показаны на рис. 5.1. Накладное уровнемерное (водомерное) стекло установлено над прорезью в стенке бака (рис. 5.1, а). Конструктивно такое стекло может быть выполнено в виде отдельной коробки с герметичной прозрачной крышкой. При необходимости на водомерное стекло наносят деления или измерительную линейку.

Уровнемер второй конструкции (рис. 5.1, б) выполнен в виде стеклянной трубки, защищенной от механических повреждений, которую соединяют с емкостью через одно или два отверстия. По закону сообщающихся сосудов уровень в трубке устанавливается на той же отметке, что и в емкости.

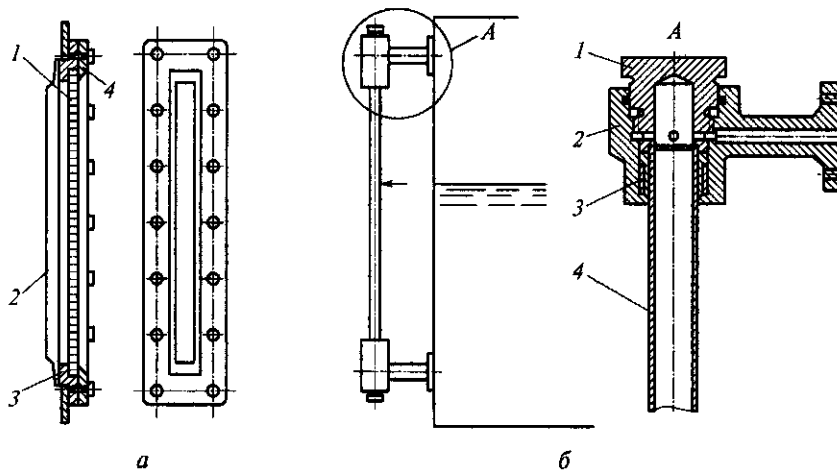


Рис. 5.1. Уровнемеры:

а — накладное уровнемерное стекло: 1 — стекло; 2 — отражатель; 3 — каркас; 4 — рамка; б — трубчатый уровнемер: 1 — стеклянная трубка; 2 — сальниковая набивка; 3 — оголовок с фланцем; 4 — резьбовая пробка

Приборы для измерения давления по своим конструкциям и принципу действия отличаются большим разнообразием. В целом их можно подразделить на три группы. К первой группе относятся приборы непосредственного измерения — *пьезометры* и *жидкостные манометры* (см. подразд. 2.4). По ряду причин они практически не применяются в гидросистемах мобильной техники. Ко второй группе относятся *механические манометры* и *вакуумметры*, в которых измеряемое давление преобразуется в перемещение указателя (стрелки или нониуса). К третьей группе относятся *электро-механические измерители давления*, действие которых основано на преобразовании измеряемого давления в электрический сигнал.

Наибольшее распространение получили механические манометры с упругим измерительным элементом (рис. 5.2). Эти манометры состоят из корпуса, в котором находится упругая измерительная трубка *б*, изогнутая в полукольцо. Один конец трубки герметично закрыт, а другой соединяется со штуцером *5*, при помощи которого манометр подключается к объекту измерения давления. Под действием этого давления изогнутая трубка упруго деформируется, уменьшая свою кривизну. Перемещение свободного конца трубки через систему рычажков и зубчатый сектор *3* поворачивает стрелку

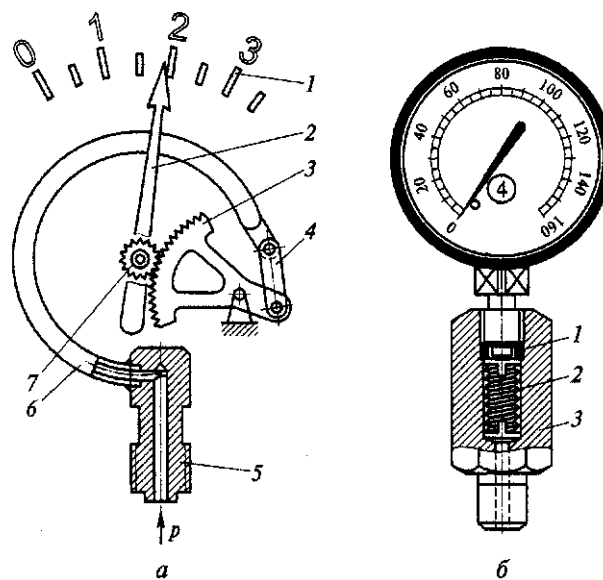


Рис. 5.2. Механические манометры:

а — схема манометра с упругой измерительной трубкой: *1* — шкала; *2* — стрелка; *3* — зубчатый сектор; *4* — тяга; *5* — резьбовой штуцер; *б* — упругая трубка; *7* — шестерня механизма поворота стрелки; *р* — давление; *б* — манометр с переходником: *1* — уплотнительное кольцо; *2* — штуцер; *3* — винтовой дроссель

ку 2. Угол ее поворота пропорционален измеряемому давлению. Для определения этого давления имеется шкала 1, градуированная в единицах давления.

Если такой манометр подключить к объекту, давление в котором имеет пульсирующую составляющую, возникает сильная вибрация стрелки, которая значительно снижает точность измерений, а иногда делает их вообще невозможными. Для предотвращения таких колебаний рекомендуется подсоединять манометр через переходник (рис. 5.2, б), в корпус которого вмонтирован винтовой дроссель 3, демпфирующий колебания. Для этих же целей применяется демпфер колебаний (резьбовой штуцер) в виде миниатюрной шайбы 5 с малым отверстием диаметром около 0,2 мм (см. рис. 5.2, а).

В других конструкциях механических манометров в качестве упругих элементов применяются диафрагмы и сильфоны. Имеются механические манометры для измерения разности давлений (дифференциальные манометры) и вакуумметры.

Несомненным достоинством таких приборов является их надежность, малая зависимость от внешних условий эксплуатации.

Все манометры классифицируются по предельному значению измеряемых давлений, точности измерений и диаметру корпуса. Согласно российским стандартам манометры имеют 6 классов точности: 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5 и 4. При этом класс точности K_r устанавливается как отношение наибольшей ошибки измерения Δ к верхнему пределу измерений давлений P : $K_r = \Delta/P$. Манометры также различаются размером и оформлением корпуса.

По мере эксплуатации точность показаний манометра может снижаться вследствие увеличения инструментальной ошибки. Поэтому в установленные правилами эксплуатации сроки необходимо производить поверку прибора — контрольную сверку его показаний с показаниями другого прибора эталонной точности. Эта работа выполняется только специализированными и лицензированными метрологическими службами.

5.2. Приборы для измерения расхода

Достаточной простотой и высокой точностью обладают объемные и массовые способы измерения расходов жидкости, которые широко применяются при лабораторных, стендовых и заводских испытаниях гидравлических машин и аппаратуры.

Для *объемного способа измерения расхода* используют мерный бак с уровнемером. К нему подводят сливной трубопровод из системы, расход в которой необходимо измерить. Трубопровод имеет управляемый запорный клапан. Расход определяется по формуле

$$Q = \frac{A_6 (h_{\max} - h_{\min})}{t_6},$$

где A_6 — площадь сечения мерного бака; h_{\max} и h_{\min} — максимальный и минимальный уровни, определенные по уровнемерному стеклу при заполнении бака; t_6 — время наполнения бака.

При массовом способе измерения бак устанавливают на весы, а затем заполняют жидкостью. В процессе измерения определяется время, в течение которого в бак поступит известная масса жидкости. Массовый расход определяется делением этой массы на время наполнения.

Гидродинамические способы измерения расхода основаны на измерении местных потерь давления специальными измерительными устройствами, в качестве которых в основном находят применение измерительные диафрагмы и диффузорные расходомеры (рис. 5.3).

С помощью гидродинамического расходомера с дроссельной диафрагмой (дроссельной шайбой) (рис. 5.3, а) измеряется перепад давлений на измерительной диафрагме 3. Для получения более точного результата перед диафрагмой и непосредственно за ней выполняются кольцевые каналы 2, выравнивающие давления в точках подключения манометра 1. Расход определяется по формуле

$$Q = \mu_p \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\rho g h_m},$$

где μ_p — коэффициент расхода, определяется путем тарировочных испытаний либо по специальным справочникам; d — диаметр проходного отверстия диафрагмы; h_m — показания дифференциального манометра.

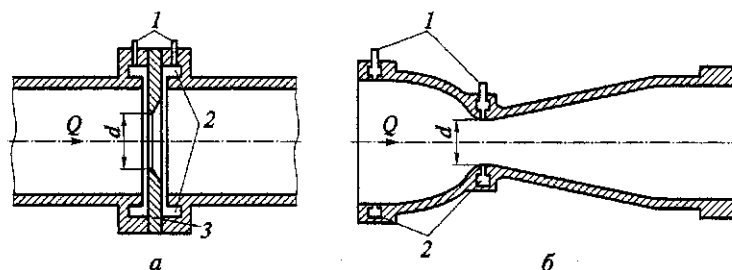


Рис. 5.3. Гидродинамические расходомеры:

а — с дроссельной диафрагмой (дроссельной шайбой): 1 — штуцеры для подключения дифференциального манометра; 2 — кольцевые каналы, выравнивающие давление; 3 — дроссельная диафрагма (дроссельная шайба); б — расходомерное сопло: 1 — штуцеры для подключения дифференциального манометра; 2 — кольцевые каналы, выравнивающие давление; Q — расход; d — диаметр проходного отверстия диафрагмы

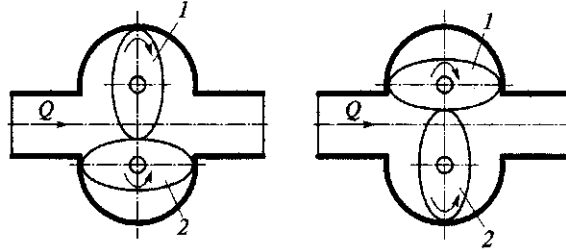


Рис. 5.4. Расходомер шестеренного типа:

1, 2 — взаимно сопряженные овальные шестерни; Q — расход

95286

Один из механических расходомеров объемного действия показан на рис. 5.4. Этот расходомер имеет два эллиптических зубчатых колеса 1 и 2, непрерывно находящиеся в зацеплении друг с другом и образующих две замкнутые камеры. Под действием давления жидкости, поступающей в полости прибора, зубчатые колеса вращаются, пропуская в выходной канал за каждый оборот определенный объем жидкости. Число оборотов подсчитывается счетчиком. Прошедший через расходомер объем определяется по формуле

$$V = V_p n,$$

где V_p — объемная постоянная расходомера; n — число оборотов зубчатых колес.

Разделив число оборотов зубчатых колес на время измерения, получим расход.

Расходомеры такого типа с автоматическим определением времени измерения, градуированные в единицах расхода, широко применяются на бензозаправочных колонках, складах хранения горючесмазочных материалов [7].

Контрольные вопросы

1. Какими приборами измеряется уровень свободной поверхности жидкости?
2. Какими приборами измеряются давления в гидравлических системах?
3. Какими приборами измеряются расходы жидких сред и в чем состоят различия в принципах их действия?

ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Глава 6

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ

6.1. Принцип действия объемного гидропривода

Приводом в технике называется устройство, предназначенное для передачи потока мощности или усилия от первичного двигателя к исполнительному механизму. В строительно-дорожных машинах применяются механические, гидравлические, электрические и пневматические приводы. Силовую часть таких приводов иногда называют *передатчей*, особенно если исполнительным механизмом в ней является устройство вращательного движения. Все они обладают своими особенностями, и их применение зависит от конкретных технических задач, назначения и эксплуатационной эффективности. В данном разделе рассматриваются только гидроприводы и их комплектующие изделия.

Гидроприводом называется техническая система, предназначенная для привода исполнительного устройства или механизма посредством жидкости под давлением. Основными составными частями гидропривода являются *гидравлические машины* (гидромашины).

Существуют две разновидности таких приводов, а именно *гидродинамические передачи*, в которых применяются гидромашины гидродинамического действия, и *объемные гидроприводы*, в кото-

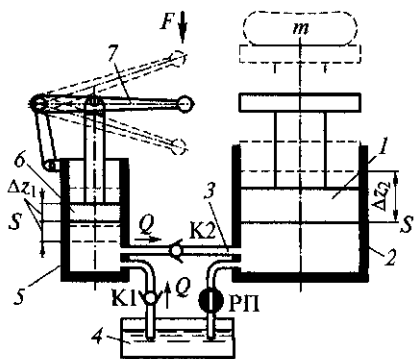


Рис. 6.1. Гидравлический домкрат с ручным приводом:

- 1 — большой поршень; 2 — грузовой цилиндр; 3 — соединительная трубка;
- 4 — сливной бак; 5 — малый цилиндр; 6 — малый поршень; 7 — рычаг; РП — распределитель потока (● — распределитель открыт для пропуски на слив, ● — распределитель закрыт); K1, K2 — обратные клапаны; Q — расход

рых применяются гидромашины объемного (вытеснительного) действия.

Для объяснения принципа действия объемного гидропривода рассмотрим устройство (рис. 6.1), которое состоит из двух поршней 1 и 6 различных диаметров, размещенных в цилиндрах 2 и 5, заполненных жидкостью. Эти цилиндры сообщаются посредством трубки 3. Допустим, что поршни невесомы, а силы трения между поршнями и стенками отсутствуют. Тогда по закону сообщающихся сосудов оба поршня установятся на одном уровне $S-S$. Этот уровень примем за плоскость сравнения. Приложив к рычагу 7 силу F , переместим малый поршень вниз на расстояние Δz_1 . Тогда большой поршень сместится вверх на высоту Δz_2 , которую найдем из условия неразрывности:

$$\Delta z_2 = \Delta z_1 \frac{A_{п1}}{A_{п2}}, \quad (6.1)$$

где $A_{п1}$ и $A_{п2}$ — площадь сечения малого и большого поршней соответственно.

Заметим, что высота подъема Δz_2 обратно пропорциональна отношению площадей сечений поршней.

Согласно закону Паскаля под малым поршнем будет действовать избыточное давление

$$p_{изб} = \rho gh, \quad (6.2)$$

где $h = \Delta z_2 - (-\Delta z_1) = \Delta z_1 + \Delta z_2$.

Избыточное давление под большим поршнем будет равно нулю (поршни невесомые!). Уберем воздействие на рычаг. Тогда поршни, по закону сообщающихся сосудов, возвратятся в исходное положение (под действием только объемных сил!).

Нагрузим большой поршень 1 грузом массой m , малый поршень 6 будем удерживать в исходном положении. При статическом равновесии сила тяжести уравновешивается реакцией малого поршня: $mg = F_2$. Возникающее при этом уравновешивающее давление p_m по закону Паскаля будет также действовать на малый поршень 6. Это давление легко определить, разделив действующую силу на площадь большого поршня:

$$p_m = \frac{F_2}{A_{п2}} = \frac{mg}{A_{п2}}. \quad (6.3)$$

Но сила F_1 , которую при этом необходимо приложить к штоку малого поршня, будет меньше силы F_2 :

$$F_1 = p_m A_{п1}, \quad F_1 = F_2 \frac{A_{п1}}{A_{п2}}. \quad (6.4)$$

Если теперь малый поршень снова сместить вниз на Δz_1 , то большой поршень в соответствии с формулой (6.1) поднимется на высоту Δz_2 . Давление под малым поршнем при этом должно быть, согласно формулам (6.2) и (6.3): $p_s = p_n + p_m$. Однако если масса m достаточно велика, а высота Δz_2 мала, то гидростатической составляющей давления $p_{изб}$ можно пренебречь. Тогда давление в цилиндрах создается только внешней силой.

Принципиальной особенностью такого устройства является его действие, основанное на вытеснении объемов жидкости из полостей цилиндров. Это устройство можно было бы применять для подъема грузов, однако оно имеет три крупных недостатка. Во-первых, для получения значительного выигрыша в силе необходимо, чтобы площадь сечения малого поршня была бы значительно меньше площади сечения большого поршня. Но при этом ход малого поршня, как это следует из формул (6.1) и (6.4), должен быть во столько же раз больше хода большого поршня, во сколько раз больше получается выигрыш в силе. Во-вторых, большой поршень нельзя вернуть в исходное состояние, не перемещая малый поршень. В-третьих, между стенками поршней и цилиндров могут быть зазоры, через которые неизбежны утечки жидкости.

Подключим к малому цилиндру два клапана (см. рис. 6.1). Первый клапан К1 способен пропускать жидкость из малого цилиндра 5 в грузовой цилиндр 2, а второй клапан К2 из бака 4 в малый цилиндр 5 (устройство этих клапанов таково, что они могут пропускать жидкость только в одном направлении). К грузовому цилиндру 2 подключим переключатель (распределитель потока) РП.

Теперь, работая рычагом 7, можно за каждый ход Δz_1 малого поршня b вытеснять в большой цилиндр 1 некоторый объем жидкости: $\Delta V = A_{п1} \Delta z_1$, а за обратный ход — возмещать этот же объем из бака. Клапаны К1 и К2 автоматически обеспечат движение жидкости в нужном направлении. Проведя n ходов малым поршнем, можно, опять же основываясь на условии неразрывности жидких объемов, поднять большой поршень на высоту Δz_2 согласно следующему соотношению:

$$\Delta z_2 = \frac{\Delta V n}{A_{п2}} = \Delta z_1 \frac{A_{п1} n}{A_{п2}}. \quad (6.5)$$

Таким образом, высота подъема большого поршня будет зависеть от общего объема жидкости, поступающей в его грузовой цилиндр из малого цилиндра. Получаемый при этом выигрыш в силе по-прежнему определяется формулой (6.4), а рабочая длина штока малого поршня может быть значительно уменьшена.

После окончания цикла подъема большой поршень можно вернуть в исходное положение, если открыть переключатель РП на слив.

Устройство, которое работает по такому принципу, называется *ручным гидравлическим домкратом*, который является примером

простейшего объемного гидропривода и широко применяется в качестве монтажного или ремонтного инструмента.

Вместо ручного воздействия на поршень в малом цилиндре *б* можно применить кулачковый (эксцентриковый) привод с редуктором и электродвигателем. Тогда получим схему *гидравлического пресса* с эксцентриковым поршневым насосом, гидравлическая схема которого представлена на рис. 6.2.

Таким образом, принцип действия рассмотренной схемы заключается в том, что в соответствии с ней грузовой цилиндр *2* совершает полезную работу в результате поступления в него некоторого объема жидкости, вытесняемой из источника расхода — в нашем случае из малого цилиндра *б*.

Это свойство объединяет большой класс устройств современной техники, которые получили название *объемного гидропривода* (или *гидрообъемный привод*).

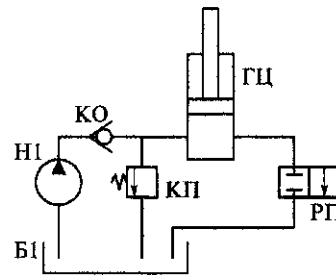


Рис. 6.2. Принципиальная схема гидравлического пресса: ГЦ — гидроцилиндр; РП — гидравлический распределитель потока; КП — предохранительный клапан; Б1 — сливной бак; Н1 — насос; КО — обратный клапан

6.2. Основные элементы объемного гидропривода

На объемный гидропривод, как правило, возлагаются две функциональные задачи: передача мощности (движения, или усилия) и управление этой функцией. В соответствии с этим гидропривод в общем случае должен состоять, по крайней мере из двух основных частей: силового гидропривода и гидравлической системы управления.

Силовым гидроприводом называется техническое устройство, предназначенное для передачи мощности или усилия с помощью гидромашин. Часто применяется также термин *гидропередача*.

Гидравлической системой управления называется совокупность устройств, обеспечивающих управление силовым приводом вручную или автоматически.

В простых случаях в составе гидропривода должно быть, по крайней мере, две гидромшины: одна из них необходима для преобразования механического движения первичного двигателя в поток рабочей жидкости, а другая — для его преобразования в механическое движение исполнительного устройства.

Первая из этих гидромашин является *насосом*, а вторая — *гидравлическим двигателем* (гидродвигатель).

Помимо насоса и гидродвигателя в состав объемного гидропривода входит также целый ряд других гидравлических элементов. Основными из них являются трубопроводы, гидравлические емкости (гидроемкости) или баки, кондиционеры, обеспечивающие необходимое техническое состояние рабочей жидкости, устройства управления, специальная гидравлическая аппаратура (гидроаппаратура) различного назначения, контрольно-измерительные приборы.

Трубопроводы служат для подвода и отвода рабочей жидкости. В гидроприводе используют как жесткие трубопроводы, изготавливаемые из металлических труб, так и гибкие, изготавливаемые из резиновых или полимерных шлангов и металлических рукавов.

Гидроемкости служат для хранения минимально необходимого запаса рабочей жидкости и представляют собой открытые или герметичные баки. К гидроемкостям относятся также гидропневматические аккумуляторы — устройства для аккумуляции механической энергии рабочей жидкости гидросистемы посредством сжатия газа в герметичном объеме.

Каждый гидропривод оснащается *гидроаппаратурой*. Одним из ее видов являются *устройства управления* гидроприводом посредством распределения и перераспределения потоков жидкости между его элементами, изменения (регулирования) их параметров, включения в работу, остановки и переключения этих элементов. Достаточно часто применяются гидравлические распределители потока, регулирующие гидродроссели, дросселирующие гидрораспределители и др. Наряду с ними широко распространены устройства, в которых управление изменением расхода или давления осуществляется посредством преобразования электрических сигналов. Такие устройства называются *электрогидравлическими усилителями мощности*.

Важной составной частью практически любого гидропривода являются *предохранительные клапаны*, которые служат для защиты гидросистемы от перегрузок, ограничивая максимально допустимое давление.

Применяются также *обратные клапаны*, предназначенные для пропуска жидкости только в одном направлении; *переливные клапаны*, предназначенные для поддержания постоянного заданного уровня давления в гидросистеме; *клапаны перепада давления* и др.

Рабочая жидкость в гидросистеме должна быть чистой. Для ее систематической очистки от загрязнений, возникающих при эксплуатации, в гидроприводе устанавливаются специальные *фильтры*.

Поддержание оптимальной температуры рабочей жидкости обеспечивается *маслоохладителями* и *подогревателями*.

Фильтры, охладители и подогреватели образуют группу устройств, которые принято называть *кондиционерами рабочей среды*.

Контрольно-измерительные приборы, например манометры, расходомеры и термометры, служат для измерения показателей, характеризующих рабочие режимы привода. В состав гидропривода могут входить и другие специальные гидравлические элементы.

6.3. Условные обозначения элементов гидропривода на чертежах

Чтобы упростить подготовку исходной конструкторской документации гидроприводов, на практике широко применяются так называемые *принципиальные гидравлические схемы*. Эти схемы представляют собой графический способ изображения состава гидросистемы и линий связи ее элементов между собой с помощью условных обозначений. Краткая сводка таких обозначений согласно ГОСТ 2.781—96 «Единая система конструкторской документации. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные» приведена в Приложении 1.

Согласно этому стандарту различается пять видов схем, каждой из которых присвоено буквенное условное обозначение: Э — электрическая; Г — гидравлическая; П — пневматическая; К — кинематическая и С — комбинированная. Каждый из этих видов подразделяется на 7 типов. Этим типам схем присвоены порядковые номера: 1 — структурная схема; 2 — функциональная схема; 3 — принципиальная схема; 4 — схема соединений; 5 — схема подключения; 6 — общая схема; 7 — схема расположения. На листах конструкторской документации приводятся сочетания букв и цифр, например Г6 — схема гидравлическая общая. Наибольшее распространение среди схем получили структурная, принципиальная схема и схема соединений.

Правила допускают также изображать на схемах упрощенные виды устройств, если это продиктовано соображениями наглядности.

Если для изображения используется элемент, не имеющий стандартного условного обозначения, то его обозначение должно быть специально пояснено на том же чертеже.

Схемы должны быть наглядными, элементы на них следует располагать по возможности так, чтобы протяженность линий связи (гидравлических, электрических и др.) была минимальной. Масштаб для размеров элементов не устанавливается. Схема ранее рассмотренного гидравлического домкрата с помощью условных изображений будет иметь вид, показанный на рис. 6.2. В дальнейшем эти правила будут использоваться неоднократно.

В Европе, США и Японии руководствуются своими правилами изображения схем.

Наиболее распространены рекомендации Международной организации по стандартизации ISO R 1219, которые мало отличаются от требований ГОСТ 2.781 — 96.

Контрольные вопросы

1. В чем состоит принцип действия гидропривода?
2. Какие параметры являются основными для гидропривода?
3. Какие гидромашины и гидроаппаратура входят в состав объемного гидропривода?
4. С какой целью применяются стандартные условные изображения элементов гидравлических схем и каковы основные правила изображения этих схем?

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

7.1. Конструкция и принцип действия гидромашин

Гидравлической машиной (гидромашиной) называется техническое устройство, принцип действия которого основан на использовании механической энергии жидкости. Гидромашина, преобразующая энергию внешнего двигателя в механическую энергию потока жидкости, называется *насосом*, а преобразующая энергию потока жидкости в энергию выходного устройства — *гидравлическим двигателем* (гидродвигателем).

В современной технике в основном применяются насосы и гидродвигатели двух типов: *лопастные*, или *гидродинамические*, *машины* и *объемные гидромашины*, или *машины вытеснения*.

В основу конструкции гидродинамических машин положены физические принципы силового взаимодействия потока жидкости, протекающего через них, с лопастной системой ротора.

В строительно-дорожной технике такие лопастные насосы применяются в системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания, для водоотлива и в машинах для гидравлической разработки грунтов (земляных снарядах).

Гидродвигатели лопастного типа обычно называются *гидротурбинами*, они являются основным гидроэнергетическим оборудованием гидравлических электростанций.

Еще одной областью, в которой применяются лопастные гидромашин, являются гидродинамические передачи — так называемые *гидродинамические трансформаторы* и *гидродинамические муфты*. В этих машинах имеется, как минимум, две лопастные системы, объединенные в общем корпусе: одна из них является насосной системой, а другая — турбинной. Такие машины часто применяются в трансмиссиях транспортных машин для улучшения их тяговых и рабочих характеристик.

В основу конструкции объемных гидромашин положен физический принцип вытеснения жидкости из замкнутого внутреннего пространства.

Так же, как и лопастные машины, объемные гидромашины применяются в качестве насосов и гидродвигателей.

Объемные насосы и гидродвигатели отличаются большим разнообразием конструкций, не говоря уже о конкретных разновидностях конструкторского исполнения. Среди них имеются простые изделия, состоящие из пяти-шести деталей, а есть и агрегаты, со-

стоящие из собственно объемной гидромашины и достаточно сложного дополнительного оборудования.

Среди объемных гидродвигателей имеются конструкции с вращающимся выходным валом, они обычно называются *гидромоторами*. Существуют также гидродвигатели с выходным штоком, совершающим возвратно-поступательные движения, они называются *гидроцилиндрами*.

Для реализации принципа действия объемной гидромашины необходимо внутреннее замкнутое пространство, заполняемое жидкостью, объем которого можно изменять. Так как объем такого пространства имеет конечное значение, процесс заполнения должен сменяться процессом вытеснения; следовательно, оба процесса должны совершаться циклически и непрерывно, пока работает гидромашина.

Изменение объема и вытеснение-заполнение жидкости должен обеспечивать специальный элемент конструкции. Для того чтобы эта жидкость поступала в гидролинию по заданному направлению, необходимо, чтобы в конструкции объемной гидромашины была предусмотрена возможность соответствующего переключения каналов для заполнения и вытеснения.

Наконец, необходим механизм или устройство, обеспечивающее движение вытеснителя. Таким образом, можно сделать вывод, что фактически любой объемной гидромашине свойственны четыре основных отличительных элемента конструкции:

- *рабочая полость* — замкнутое внутреннее пространство, объем которого циклически изменяется в процессе работы гидромашины;
- *вытеснитель*, обеспечивающий изменение объема рабочей полости;
- *распределитель потока* — устройство, обеспечивающее направленное движение жидкости через объемную гидромашину;
- *приводной механизм*, обеспечивающий движение вытеснителя.

7.2. Основные параметры объемных гидромашин

Технические характеристики объемных гидромашин принято определять следующими техническими параметрами.

Рабочая полость — внутреннее замкнутое пространство, заполненное рабочей жидкостью; оно измеряется в единицах объема.

Рабочий объем численно равен объему рабочей жидкости, протекающей через объемную гидромашину за один оборот ее вала. Рабочий объем входит в различные соотношения, определяющие рабочий процесс и технические характеристики гидромашины. Обычно рабочий объем обозначается буквой q (некоторые авторы обозначают его через w). Из определения рабочего объема следует,

что его единицей измерения является единица объема, разделенная на один оборот вала, т.е. (согласно СИ) кубический метр за оборот ($\text{м}^3/\text{об}$) или кубический сантиметр за оборот ($\text{см}^3/\text{об}$). На практике применяется также внесистемная единица литр за оборот ($\text{л}/\text{об}$).

Необходимо отметить, что рабочий объем и рабочая полость имеют различные единицы измерения; кроме того, их численные значения могут не совпадать.

Частота вращения n представляет собой число оборотов, совершаемых внешним валом объемной гидромашины за 1 мин. Согласно определению ее единицей измерения является оборот в минуту ($\text{об}/\text{мин}$).

При описании динамических процессов объемных гидроредукторов применяется *угловая скорость вращения ω* , ее единицей измерения является радиан в секунду ($\text{рад}/\text{с}$).

Расход рабочей жидкости Q представляет собой объем рабочей жидкости, протекающей через машину за единицу времени.

Как уже указывалось, расход измеряется в кубических метрах в секунду ($\text{м}^3/\text{с}$), однако в технической документации применяются также внесистемные единицы: кубический сантиметр в минуту ($\text{см}^3/\text{мин}$), кубический дециметр в минуту ($\text{дм}^3/\text{мин}$) и даже литр в минуту ($\text{л}/\text{мин}$).

Различаются *геометрический*, или *теоретический*, расход гидромашины и *фактический* расход. Из определений рабочего объема и частоты вращения следуют очевидные формулы для определения геометрического расхода.

Минутный геометрический расход, $\text{см}^3/\text{мин}$:

$$Q_0 = qn; \quad (7.1)$$

секундный геометрический расход, $\text{см}^3/\text{с}$:

$$Q_0 = \frac{q\omega}{2\pi}. \quad (7.2)$$

Определения фактических расходов будут даны далее. Необходимо заметить, что в инженерной практике применительно к насосам предпочтение отдается термину «подача» вместо термина «расход». Однако в составе объемных гидроприводов насосы и гидродвигатели объединены общими гидравлическими связями и такое различие в терминах создает определенные неудобства. Поэтому в отношении к насосам термин «расход» будет применяться в определенных случаях так же, как и к остальным элементам гидросистем.

Параметры n , ω и Q_0 характеризуют кинематические особенности объемной гидромашины.

Силовым параметром является *давление*. Причем различают:

- давление в напорной линии насоса (на входе в гидродвигатель), или *давление нагнетания* (*давление питания* гидродвигателя) $p_{нг}$;
- давление во всасывающей линии насоса, или *давление всасывания* $p_{вс}$;
- давление в сливной линии гидродвигателя, или *сливное давление* $p_{сл}$.

Для всех перечисленных величин обычно принимаются средние значения по времени.

Важной характеристикой любой гидромашины является *рабочее давление*.

Рабочим давлением насоса называется разность давлений:

$$p_{рб.н} = p_{нг} - p_{вс}. \quad (7.3)$$

Рабочим давлением гидродвигателя (т.е. гидромотора или гидроцилиндра) называется разность давлений:

$$p_{рб.гд} = p_{нг} - p_{сл}. \quad (7.4)$$

В некоторых случаях, например под действием инерционных сил, может оказаться, что $p_{сл} > p_{нг}$. Тогда величина рабочего давления будет отрицательной. Поэтому следует иметь в виду, что рабочее давление всегда представляет собой алгебраическую разность величин двух давлений и имеет свой знак.

Если на валу насоса действует крутящий момент $M_{в.н}$, то потребляемая насосом механическая мощность $N_{м.н}$ определяется по формуле

$$N_{м.н} = \omega_n M_{в.н}, \quad (7.5)$$

где ω_n — угловая частота вращения вала насоса.

Если на валу гидромотора внешняя нагрузка создает крутящий момент $M_{в.м}$, то развиваемая гидромотором механическая мощность, будет

$$N_{м.м} = \omega_m M_{в.м}, \quad (7.6)$$

где ω_m — угловая частота вращения вала гидромотора.

Для гидродвигателя возвратно-поступательного действия (гидроцилиндра) механическую мощность формально можно определить как произведение усилия на штоке и скорости его движения. Однако установившиеся режимы движения штока при постоянных давлениях и скоростях для таких устройств непродолжительны и в таких случаях более правильно говорить о мгновенных мощностях.

Если рабочее давление насоса равно $p_{рб.н}$, а расход вытекающей из него жидкости, т.е. фактическая подача, равна Q_n , то его гидравлическая мощность определяется произведением:

$$N_{г.н} = p_{рб.н} Q_n. \quad (7.7)$$

Эту мощность насос передает в гидравлическую систему. Гидравлическая мощность, подводимая к гидромотору из гидравлической системы, определяется по формуле

$$N_{г.м} = p_m Q_m, \quad (7.8)$$

где p_m — рабочее давление гидромотора; Q_m — расход подводимой к гидромотору жидкости.

Из формул (7.5) — (7.8) следует, что единицей измерения мощности является ньютон-метр на секунду или паскаль-кубический метр на секунду ($\text{Н} \cdot \text{м}/\text{с} = \text{Па} \cdot \text{м}^3/\text{с}$), что соответствует ватту (Вт) — системной единице измерения мощности. Обычно в приводах применяется производная единица измерения мощности киловатт (кВт), $1 \text{ кВт} = 1000 \text{ Вт}$.

В идеальном случае, когда отсутствуют потери энергии, справедлив следующий баланс между гидравлической и механической мощностью:

$$\omega M_B = p_{рб} Q_0, \quad (7.9)$$

где M_B — крутящий момент на валу насоса или гидромотора; $p_{рб}$ — рабочее давление насоса или гидромотора.

Выразив расход через формулу (7.2), из выражения (7.9) получим

$$M_B = \frac{q p_{рб}}{2\pi}. \quad (7.10)$$

Эта формула определяет так называемый *гидравлический крутящий момент* объемной гидромашины, она справедлива как для насосов, так и для гидродвигателей — гидромоторов. Вместо рабочего давления $p_{рб}$ в нее следует подставлять соответствующие рабочие давления, определяемые по формулам (7.3) и (7.4).

7.3. Коэффициенты полезного действия объемных гидромашин

Рабочие циклы объемных гидромашин сопровождаются потерями мощности. Различается три вида потерь: объемные, гидравлические и механические.

Объемные потери возникают вследствие того, что поверхности сопряжения подвижных пар в рабочей полости всегда имеют некоторые зазоры. Эти зазоры назначаются технологически и необходимы для снижения трения. Под действием перепадов давления через такие зазоры происходят утечки, которые уменьшают фактическую подачу насосов и расход рабочей жидкости, поступа-

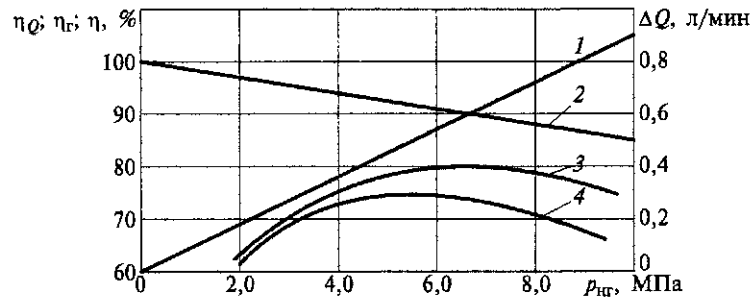


Рис. 7.1. Зависимость объемных потерь (утечек) ΔQ (1) и объемного η_Q (2), гидромеханического η_r (3), общего η (4) КПД объемных гидромашин от давления нагнетания $p_{нр}$

ющей в рабочие полости гидромоторов. Суммарный объем таких утечек, происходящий за единицу времени, называется *объемными потерями гидромашин*.

Зависимость объемных потерь (утечек) от давления нагнетания в напорной линии насоса или гидромотора показана на рис. 7.1 (график 1), обычно она имеет линейный вид. Это объясняется ламинарным характером течения жидкости в малых зазорах. Напишем соотношения неразрывности, или баланса расходов:

для насоса

$$Q_n = Q_{0н} - \Delta Q_n; \quad (7.11a)$$

для гидромотора

$$Q_m = Q_{0м} - \Delta Q_m, \quad (7.11б)$$

где $Q_{0н}$, $Q_{0м}$ — идеальный расход насоса и гидромотора соответственно; Q_n , Q_m — суммарный расход вследствие утечек в насосе и гидромоторе соответственно.

Относительная величина объемных потерь называется *объемным коэффициентом полезного действия* (объемным КПД). Из формул (7.11a) и (7.11б) получим:

объемный КПД насоса

$$\eta_{Qн} = \frac{Q_n}{Q_{0н}} = 1 - \frac{\Delta Q_n}{Q_{0н}}; \quad (7.12)$$

объемный КПД гидромотора

$$\eta_{Qм} = \frac{Q_m}{Q_{0м}} = 1 - \frac{\Delta Q_m}{Q_{0м}}. \quad (7.13)$$

Зависимость объемного КПД от давления нагнетания показана на рис. 7.1 (график 2).

Для современных объемных гидромашин характерны достаточно высокие значения объемных КПД. Вместе с тем, как это следует из формулы (7.12), с уменьшением частоты вращения вала по сравнению с номинальной объемный КПД существенно падает, так как утечки зависят от давления, а фактическая подача насоса снижена.

Гидравлические потери возникают вследствие гидравлических сопротивлений в проточных каналах объемных гидромашин. Эти потери уменьшают фактически действующее рабочее давление в насосах и гидромоторах. Представим себе, что при отсутствии потерь насос имел бы идеальное среднее в течение цикла рабочее давление $p_{0рб.н}$ (заметим, что более строгое понятие о таком давлении вводится через индикаторное рабочее давление, позволяющее заменить циклический характер рабочего процесса объемной гидромашин непрерывным процессом). Тогда, обозначив через $\Delta p_{г.н}$ суммарные как за цикл нагнетания, так и цикл всасывания гидравлические потери, можем записать:

$$p_{рб.н} = p_{0рб.н} - \Delta p_{г.н}. \quad (7.14)$$

Отсюда получим *гидравлический КПД насоса* $\eta_{г.н}$ в следующем виде:

$$\eta_{г.н} = \frac{p_{рб.н}}{p_{0рб.н}} = 1 - \frac{\Delta p_{г.н}}{p_{0рб.н}}. \quad (7.15)$$

В гидромоторе внутреннее рабочее давление $p_{0рб.м}$ будет меньше рабочего давления, определенного по разности давлений на его внешних патрубках $p_{рб.м}$, на величину гидравлических потерь $\Delta p_{г.м}$:

$$p_{0рб.м} = p_{рб.м} - \Delta p_{г.м}. \quad (7.16)$$

Откуда получаем, что *гидравлический КПД гидромотора*

$$\eta_{г.м} = \frac{p_{0рб.м}}{p_{рб.м}} = 1 - \frac{\Delta p_{г.м}}{p_{рб.м}}. \quad (7.17)$$

Гидравлические потери возрастают с увеличением скорости течения жидкости в каналах гидромашин, поэтому при проектировании размеры каналов выбирают, следуя принципу допустимых скоростей, которые не должны превышать на режимах продолжительной работы.

Механические потери вызваны действием сил механического трения в подвижных деталях гидромашин. В результате мощность на валу насоса должна компенсировать потери мощности на это трение. В гидромоторе мощность сил трения уменьшает механическую мощность. Эти соотношения можно представить в следующем виде: для насоса

$$N_n = N_{0н} - \Delta N_{м.н};$$

для гидромотора

$$N_{0м} = N_m - \Delta N_{м.м},$$

где $N_{0н}$ — идеальная механическая мощность насоса, которая могла быть передана рабочей жидкости при отсутствии потерь на механическое трение; $N_{0м}$ — идеальная механическая мощность на валу гидромотора при отсутствии механического трения.

Разделив каждую из этих формул на частоту вращения вала ω и обозначив момент трения как $\Delta M_{тр} = \Delta N_{м.н(м.м)}/N_{0н(м)}$, получим следующие две формулы для *механического КПД насоса и гидромотора* соответственно:

$$\eta_{м.н} = \frac{M_{м.н}}{M_{0н}} = 1 - \frac{\Delta M_{тр}}{M_{0н}}; \quad (7.18)$$

$$\eta_{м.м} = \frac{M_{0м}}{M_m} = 1 - \frac{\Delta M_{м.м}}{M_{0м}}. \quad (7.19)$$

Механические потери в основном зависят от фрикционных свойств материалов в подвижных парах трения, поэтому при конструировании и производстве объемных гидромашин уделяется специальное внимание выбору оптимальных конструкционных материалов и технологии изготовления пар трения.

Общий КПД объемной гидромашины представляет собой отношение мощностей:

для насоса

$$\eta_n = \frac{\text{гидравлическая мощность на выходе}}{\text{механическая мощность на валу}} = \frac{Q_n p_{рб}}{\omega M_n}; \quad (7.20)$$

для гидромотора

$$\eta_m = \frac{\text{механическая мощность на валу}}{\text{гидравлическая мощность на входе}} = \frac{\omega M_m}{Q_m p_{рб}}. \quad (7.21)$$

Общий КПД можно определять также через произведение отдельных коэффициентов полезного действия:

для насоса

$$\eta_n = \eta_{Qн} \eta_{г.н} \eta_{м.н}; \quad (7.22a)$$

для гидромотора

$$\eta_m = \eta_{Qм} \eta_{г.м} \eta_{м.м}. \quad (7.22б)$$

Общий и объемный КПД определяются экспериментальным путем — посредством измерения механических и гидравлических мощностей на испытательном стенде и последующим вычислением КПД по формулам (7.12), (7.13) и (7.20), (7.21).

Что же касается гидравлических и механических КПД, то их находят совместно косвенным путем после определения $\eta_{Г(М)}$ и η_Q :

$$\eta_{ГМ} = \frac{\eta_{Г(М)}}{\eta_Q}, \quad (7.23)$$

где $\eta_{ГМ}$ — гидромеханический КПД.

Из формул (7.22а) и (7.22б) следует, что $\eta_{ГМ} = \eta_{Г}\eta_{М.Н(М.М)}$.

Рассмотренные ранее основные параметры определяют технические характеристики объемной гидромашины и ее потребительские свойства, они обязательно приводятся в ее техническом паспорте.

Контрольные вопросы

1. Каковы особенности рабочего процесса гидромашин объемного типа? Перечислите определяющие характеристики гидромашин объемного типа.
2. В каких единицах измеряются минутный и секундный геометрические расходы?
3. Перечислите основные параметры объемной гидромашины и ее КПД.

ШЕСТЕРЕННЫЕ И ВИНТОВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

8.1. Принцип действия шестеренных гидромашин

К *шестеренным гидромашинам* относятся объемные насосы и гидромоторы, имеющие вытеснитель в виде шестерен, находящихся в зацеплении друг с другом. Такие гидромашины отличаются простотой устройства и надежностью в работе.

Наибольшее распространение получили гидромашины с шестернями внешнего зацепления. Устройство такой машины показано на рис. 8.1. Основу конструкции составляет корпус 3, в расщепке которого размещаются зубчатые колеса (шестерни) 5 и 7 с полюсом зацепления в точке А. К торцевым поверхностям шестерен прилегают боковые крышки 6 и 8 с подшипниками 4 для цапф шестерен 5 и 7. В крышке 8, кроме того, размещается вал 1 с уплотнительным узлом 2.

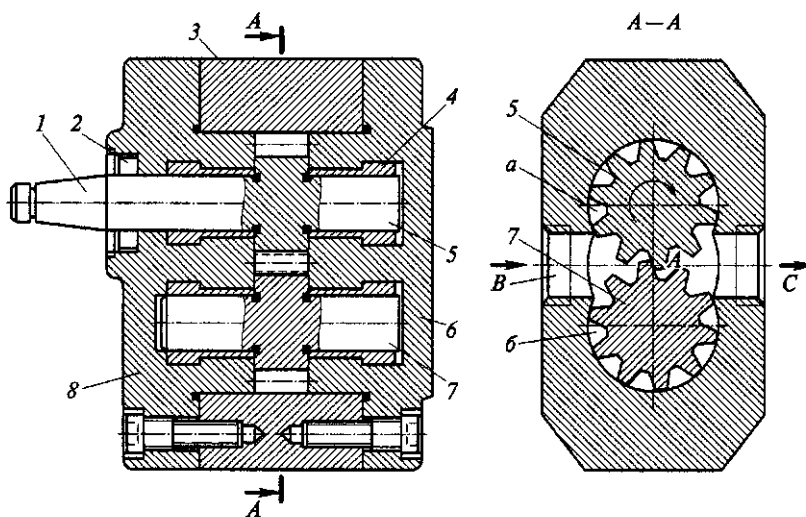


Рис. 8.1. Шестеренный насос:

1 — вал с ведущей шестерней; 2 — манжетное уплотнение вала; 3 — корпус; 4 — подшипники скольжения; 5 — ведущая шестерня; 6 — задняя крышка; 7 — ведомая шестерня; 8 — передняя крышка; А — полюс зацепления; В, С — каналы для подвода и отвода рабочей жидкости; а — область всасывания; б — область нагнетания; — — движение рабочей жидкости

Для того чтобы обеспечить работу такой гидромашины в качестве насоса, необходимо привести во вращение ведущую шестерню 5, например по часовой стрелке (см. рис. 8.1). Тогда рабочая жидкость, заполняя пространство a и b между зубьями, будет перемещаться из левой полости в правую, другими словами, из области всасывания в область нагнетания. Обратному переотку жидкости внутри рабочей полости препятствует герметичность контакта зубьев, находящихся в зацеплении. Очевидно, что полости нагнетания и всасывания поменяются местами, если направление вращения вала изменить на противоположное.

Подвод рабочей жидкости во всех машинах такого типа выполняется либо через отверстия в корпусе — канал B (см. рис. 8.1), либо через отверстия в одной из боковых крышек.

Зубья шестерен имеют эвольвентный профиль. Для того чтобы предотвратить подрезку зубьев и улучшить герметичность зацепления в области контакта зубьев, часто выполняется их коррегирование.

Для определения рабочего объема шестеренной гидромашины q используется несколько формул, обладающих большей или меньшей точностью. Наиболее простой является приближенная формула, которая основана на допущении, что объем профиля каждого зуба равен объему каждого пространства между зубьями (рис. 8.2):

$$q = \frac{\pi}{4} B(D_r^2 - D_n^2), \quad (8.1)$$

где B — ширина шестерни; D_r , D_n — диаметр окружностей головок и оснований ножек зубьев соответственно.

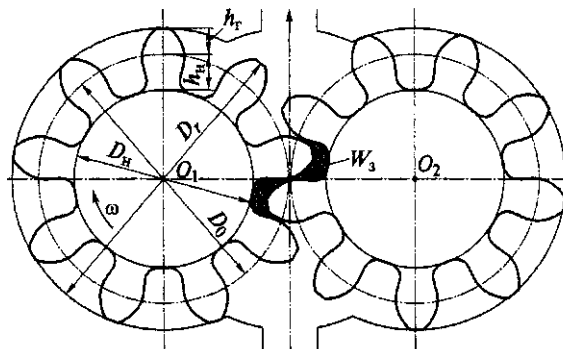


Рис. 8.2. Схема зацепления зубчатых колес в шестеренной гидромашине: ω — частота вращения шестерен; h_r , h_n — высота головки и ножки зуба шестерен соответственно; D_r , D_n — диаметр окружностей головок и оснований ножек зубьев соответственно; D_0 — диаметр делительной окружности; Q_1 , Q_2 — ось ведомой и ведущей шестерни соответственно; W_3 — заземленный объем

При эвольвентном зацеплении для нормальных некорригированных зубьев принимается высота головки $h_f = m$, а высота ножки $h_n = 1,25$, где m — модуль зацепления.

Тогда, обозначив через D_0 диаметр делительной окружности, можем написать: $D_f = D_0 + m$; $D_n = D_0 - 1,25m$. Подставив эти результаты в формулу (8.1), получим

$$q = \frac{\pi}{4} B(D_0^2 + 4D_0m + 4m^2 - D_0^2 + 2,5D_0m - 6,25m^2).$$

Имея в виду, что $D_0 = mz$, где z — число зубьев, эту формулу можно привести к такому окончательному виду:

$$q = \frac{\pi}{4} Bm^2(9z - 2,25). \quad (8.2)$$

Эта формула дает заниженное на 5...7% значение рабочего объема. Погрешность уменьшается с увеличением числа зубьев.

С помощью формулы (8.2) получим средний секундный геометрический расход (подачу):

$$Q_0 = \frac{1}{8} Bm^2(9z - 2,25)\omega. \quad (8.3)$$

Из этой формулы можно сделать вывод, что для уменьшения габаритных размеров гидромашины выгодно уменьшать число зубьев (чем меньше число зубьев z , тем больше величина модуля зацепления m , которая входит в формулу (8.3)).

Более детальное рассмотрение процесса зацепления зубьев при работе шестеренной гидромашины показывает, что мгновенный расход оказывается неравномерным — он пульсирует с частотой, кратной числу зубьев. Эта пульсация уменьшается с увеличением числа зубьев. Однако при этом увеличиваются диаметр делительной окружности и габаритные размеры гидромашины. Поэтому реальные шестеренные насосы и гидромоторы имеют не менее 9 зубьев, а чаще всего — 15—18 зубьев.

На каждый из зубьев шестерен, находящихся в полости нагнетания, действует давление жидкости. Среди них имеется четыре зуба, на которые такое действие не уравновешено. Из рис. 8.2 видно, что такими зубьями являются два зуба, выходящие из расточки корпуса, и два — находящиеся в зацеплении. Давление жидкости на эти зубья уравновешивается крутящим моментом на валу. Когда шестеренная гидромашина работает в качестве насоса, этот крутящий момент действует на приводной двигатель, соединенный с его валом. Если же в канал B (см. рис. 8.1) подвести рабочую жидкость от внешнего источника так, чтобы давление в нем оказалось бы больше, чем в канале C , то крутящий момент, создаваемый давлением жидкости, станет активным — гидромашина начнет работать, как шестеренный гидромотор.

Гидромашины, которые могут работать как в насосном, так и двигательном режиме, называются *обратимыми*. Однако, несмотря на обратимость схемы действия шестеренной гидромашины, в реальных конструкциях таких насосов и гидродвигателей имеются некоторые внутренние отличия, вследствие которых не каждый шестеренный насос может работать как гидродвигатель. Обратимые шестеренные машины называются *насос-моторами*.

Геометрическая подача шестеренного насоса уменьшается вследствие утечек, которые происходят через радиальные зазоры по торцам головок зубьев, находящихся в камере корпуса, и через торцовые зазоры по боковым поверхностям зубчатых колес. Второй вид утечек может преобладать, поэтому во всех гидромашинах, предназначенных для работы с высокими давлениями, применяются специальные конструкционные меры для их компенсации. Довольно часто с этой целью в корпус гидромашин устанавливаются плавающие боковые крышки или втулки. Компенсация боковых зазоров значительно повышает объемный КПД шестеренной гидромашин.

При вращении зубчатых колес гидромашин возможно касание граней не только в рабочей точке на линии зацепления, но еще, по крайней мере, в одной смежной точке. В таких случаях некоторый объем жидкости оказывается в замкнутом пространстве. Этот защемленный объем W_3 показан на рис. 8.2 в виде заштрихованной области. Поскольку при относительном движении зубьев объем замкнутого пространства изменяется, то его уменьшение будет приводить к компрессии (сжатию) жидкости, а увеличение — к разрежению, сопровождающемуся кавитацией.

Компрессия вызывает значительное возрастание пульсирующих нагрузок на подшипники шестерен, а кавитация — эрозионный износ рабочих граней зубьев. Кроме того, защемленный объем уменьшает объемный КПД машины.

Поскольку все эти факторы ухудшают работу шестеренных гидромашин, на практике применяются специальные способы для разгрузки защемленных объемов.

8.2. Конструкции шестеренных гидромашин

Шестеренные гидромашины благодаря простоте конструкции широко применяются в строительной-дорожной технике. В зависимости от конкретного исполнения они могут работать при давлениях до 30 МПа и перекрывать диапазоны частот вращения от 500 до 6 000 об/мин. Объемный КПД у них достигает 95 %, а общий КПД — 80...85 %.

Шестеренные насосы, выпускаемые российской промышленностью для применения в гидравлических системах строительной-

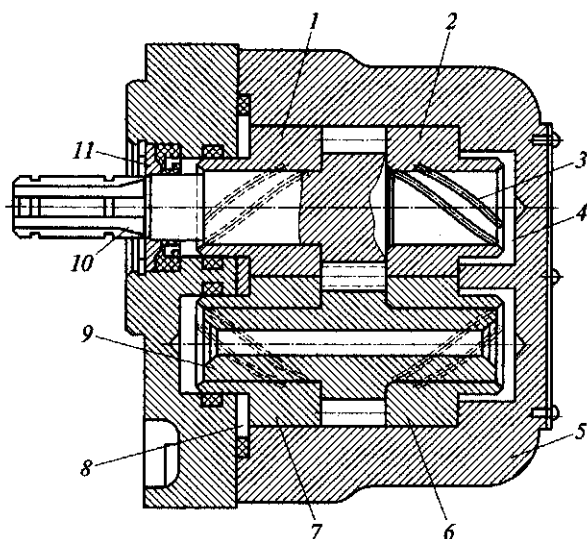


Рис. 8.3. Насос с компенсацией боковых зазоров типа НШ:

1, 2 — плавающие втулки ведущего вала; 3 — канавки подвода жидкости в камеры самокомпенсации боковых зазоров; 4, 8 — задняя и передняя камеры компенсации боковых зазоров; 5 — корпус; 6, 7 — втулки оси ведомой шестерни; 9 — ведомая шестерня; 10 — ведущая шестерня с валом; 11 — манжетное уплотнение

дорожных машин и транспортной технике, имеют стандартные значения рабочих объемов согласно ГОСТ 14057—68 «Насосы шестеренные. Ряды основных параметров», соответствующие ряду, $\text{см}^3/\text{об}$: 6,3; 8; 10; 14; 16; 25; 32; 40; 50; 71; 100; 140; 250 и 400. В обозначении указывается тип насоса, его рабочий объем и особенности исполнения. Например, шестеренный насос, имеющий рабочий объем $32 \text{ см}^3/\text{об}$, 4 исполнения и предназначенный для работы при давлениях до 20 МПа, имеет такое обозначение: НШ-32Д-4. Обозначение обратимых насос-моторов: НМШ-32Д.

Один из насосов серии НШ, специально предназначенной для применения в гидравлических системах строительно-дорожных машин и сельскохозяйственной техники, показан на рис. 8.3.

В корпусе насоса 5 находятся ведущая шестерня, выполненная как единое целое с валом 10, и ведомая шестерня 9. В передней крышке установлено манжетное уплотнение вала 11. Вал и оси ведомой шестерни вращаются в подшипниках скольжения в виде втулок 1, 2, 6 и 7, причем первые две втулки — плавающие. Втулки поджимаются к боковым поверхностям шестерен силами давления жидкости, которая подводится по каналам 3 из полости нагнетания в камеры 8 и 4.

Выпускаются также двухсекционные насосы, в которых две пары шестерен размещаются в отдельных полостях и приводятся в движе-

ние общим валом. Пример обозначения таких насосов: НШ-10-10, если они имеют две секции объемом каждая по $10 \text{ см}^3/\text{об}$, и НШ-40-14 при секциях объемом соответственно 40 и $14 \text{ см}^3/\text{об}$.

Секционные насосы применяются для отдельной подачи двух потоков жидкости в отдельные гидросистемы и для ступенчатого управления механизмами одной ступени. В этом случае потоки жидкости могут либо объединяться, либо подаваться отдельно.

Шестеренные насосы часто применяются в смазочной системе и системе охлаждения двигателей внутреннего сгорания. Здесь они работают при давлениях менее $3 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ($0,3 \text{ МПа}$) и поэтому имеют более простую конструкцию.

8.3. Винтовые гидромашины

В *винтовых гидромашинах* в качестве механизмов вытеснения применяются винты различных видов. В строительной-дорожной технике находят применение главным образом трехвинтовые насосы и гидромоторы.

Одна из таких гидромашин показана на рис. 8.4. В ее корпусе расположена обойма 3 с тремя соосными винтами, находящимися в зацеплении. Центральный винт 4 является ведущим, он имеет

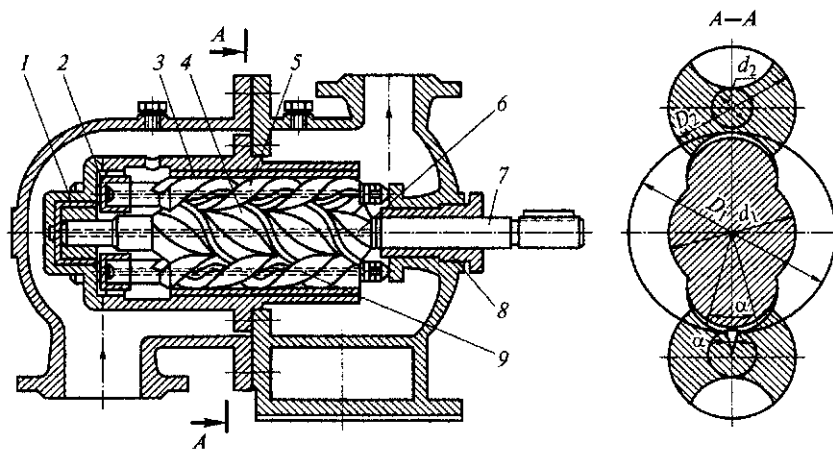


Рис. 8.4. Трехвинтовой насос:

1 — задняя крышка; 2 — камера противодействия; 3 — обойма; 4 — ведущий винт; 5, 9 — ведомые (сателлитные) винты; 6 — сверление для подвода жидкости в камеру противодействия; 7 — вал; 8 — уплотнение в крышке корпуса; D_1, d_1 — наружный и внутренний диаметры ведущего винта соответственно; D_2, d_2 — наружный и внутренний диаметры ведомых винтов соответственно; α — угол подъема винтовой линии; \rightarrow — направление движения жидкости

двухзаходную винтовую нарезку и составляет одно целое с валом 7. Два сателлитных винта 5 и 9 приводятся во вращение давлением рабочей жидкости в полостях гидромашины и обеспечивают герметичность рабочих объемов, заключенных в пределах впадин винтовых нарезок всех трех винтов. Вал выходит наружу через уплотнение 8 в крышке корпуса.

В сечении, нормальном к оси вращения, нарезка ведущего винта 4 имеет циклоидальный профиль, очерченный дугами окружностей наружного D_1 и внутреннего d_1 диаметров (см. рис. 8.4). Сателлитные винты имеют двухзаходную нарезку, очерченную дугами наружного D_2 и внутреннего d_2 диаметров. Нарезки винтов находятся в зацеплении по всей линии контакта, длина которой должна быть не менее одного шага резьбы. Этим обеспечивается разделение полостей нагнетания и всасывания друг от друга. Угол подъема винтовой линии α принимается меньше угла самоторможения (обычно — $47^\circ 12' 20''$), чем обеспечивается самостоятельное вращение сателлитных винтов без дополнительного привода.

В насосах такого типа напорный патрубок располагается со стороны вала, а всасывающий — с противоположной стороны. Так как при работе гидромашины возникают значительные гидравлические силы, действующие вдоль продольной оси, в конструкции предусматривается гидростатическая разгрузка. Для этого в задней крышке 1 имеется камера противодавления 2 для уравнивания гидравлической осевой силы, действующей на винты со стороны нагнетаемой жидкости (см. рис. 8.4). Давление в эту камеру подается из напорной полости через осевые сверления b в винтах.

Для улучшения уплотнений замкнутых объемов в гидромашинах высокого давления требуется неоднократное перекрытие по линии зацепления. Вследствие этого гидромашины, предназначенные для высоких давлений, имеют увеличенную длину корпуса.

Рабочий объем трехвинтовой гидромашины вычисляется по следующей формуле:

$$q = A_b t_s,$$

где A_b — площадь диаметрального сечения пространства, заполненного жидкостью (сумма незаштрихованных площадей A_{s1} , A_{s2} , A_{s3} в сечении $A-A$ на рис. 8.4), $A_b = A_{s1} + A_{s2} + A_{s3}$; t_s — шаг винтовой нарезки.

Обозначив через D_1 и d_1 соответственно наружный и внутренний диаметры ведущего винта и через D_2 и d_2 — наружный и внутренний диаметры ведомых винтов, приведем следующие формулы для основных размеров:

$$t_s = 2D_1; \quad d_1 = \frac{3}{5}D_1; \quad D_2 = d_1; \quad d_2 = \frac{1}{3}D_2.$$

Длина винтов при однократном замыкании объема определяется по формуле

$$L_{\min} = (1,2 \dots 1,5)t_s.$$

Число перекрытий винтовой линии z_s зависит от расчетного рабочего давления p_w гидромашин и вычисляется по формуле

$$z_s = \frac{p_w}{p_{уд}},$$

где $p_{уд}$ — удельное давление, приходящееся на одно перекрытие винтовой линии.

На основании практических рекомендаций $p_{уд} = 2$ МПа.

Достоинствами винтовых гидромашин являются высокий КПД, отсутствие пульсации подачи и крутящего гидромомента, низкий уровень акустических шумов. Винтовые гидромашин имеют наименьшие среди других видов объемных гидромашин радиальные размеры и, как следствие этого, минимальные пусковые моменты.

Контрольные вопросы

1. В чем основная особенность устройства шестеренной гидромашин?
2. Как рабочий объем шестеренной гидромашин зависит от модуля зацепления и числа зубьев?
3. Какое явление называется компрессией жидкости и что является его следствием?
4. Какие особенности конструкции имеют винтовые насосы и гидромоторы?
5. Как определяется рабочий объем винтовой гидромашин?

РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ**9.1. Принцип действия роторного радиально-поршневого насоса с внешним статором**

Гидромашины данного типа относятся к весьма распространенной группе *поршневых роторных гидромашин*. Основной отличительной особенностью их конструкции являются вытеснители в виде поршней, расположенных радиально относительно вала. Различаются роторные радиально-поршневые гидромашины, у которых поршни размещаются внутри вращающегося блока, и нероторные машины, у которых поршни находятся в неподвижном корпусе. Наибольшее распространение получили роторные радиально-поршневые насосы и низкооборотные (высокомоментные) радиально-поршневые гидромоторы.

Схематическое устройство радиально-поршневого насоса однократного действия показано на рис. 9.1. Этот насос имеет ротор 4, в расточках которого радиально расположены поршни 5 (на данной схеме их пять), постоянно прижимающиеся к круговой расточке внешнего статора 6. Прижим создается либо с помощью пружин, либо избыточным давлением в канале всасывания, либо за счет действия центробежных сил. Центры ротора O_1 и статора O_2 разнесены на эксцентриситет e . При вращении ротора относительно центра O_1 поршни совершают возвратно-поступательные движения. Для подвода и отвода жидкости служат осевые каналы 1 и 7, выполненные в распределительной втулке 3. Полости подвода и отвода разделены перегородкой 2, ширина которой близка к диаметрам отверстий, выполненных в днищах цилиндрических расточек. На этой же втулке установлены подшипники ротора 8. Вал насоса 9 выведен наружу через одну из боковых крышек (на рисунке не показана), в которой установлены подшипники вала 10. Передача вращения от вала к ротору осуществляется водилом 11, ведущие пальцы 12 которого заходят в специальные пазы на роторе.

При работе такой гидромашин в качестве насоса поршни 5, перемещаясь возвратно-поступательным образом в радиальном направлении, изменяют объем пространства внутри своих цилиндрических расточек. В результате за одну половину оборота вала жидкость поступает под поршень, а за другую половину оборота — вытесняется в напорную линию. Наличие перегородки 2 на распределительной втулке 3 обеспечивает однонаправленное движение жидкости. Заметим, что за один оборот ротора 4 каждый поршень совершает один полный цикл своего относительного движения.

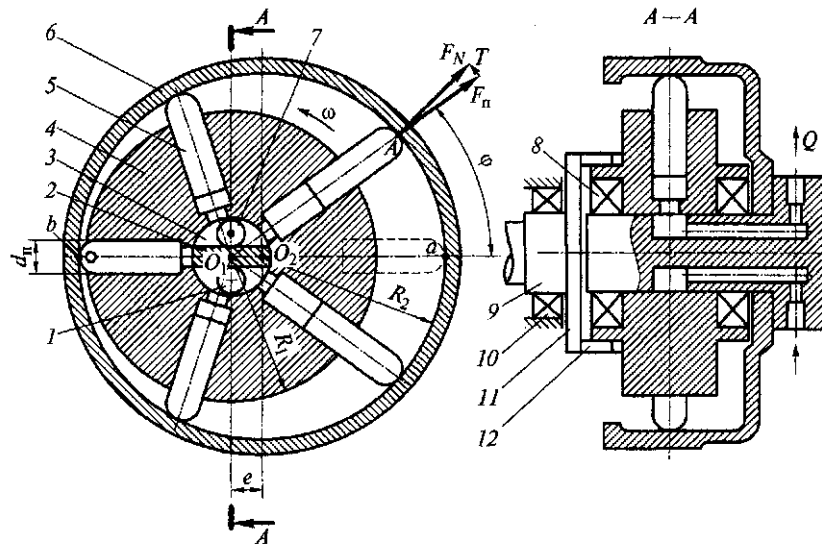


Рис. 9.1. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия:

1 — осевой канал для подвода жидкости; 2 — перемычка; 3 — распределительная втулка; 4 — ротор; 5 — поршни; 6 — внешний статор; 7 — осевой канал для отвода жидкости; 8 — подшипники ротора; 9 — вал; 10 — подшипники вала; 11 — водило; 12 — ведущие пальцы; φ — угловая координата поршня; ω — частота вращения ротора; e — эксцентриситет; a, b — наружная и внутренняя «мертвые» точки; $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня; R_1, R_2 — радиус ротора и статора соответственно; $F_{\text{п}}$ — сила давления жидкости на поршень; F_N, T — две составляющие реакции поршня на силу давления $F_{\text{п}}$

При наличии нескольких поршней, расположенных в роторе с равномерным угловым шагом $\alpha = 2\pi/z$, объем вытесняемой жидкости увеличивается пропорционально числу поршней, поэтому в насосах такого типа часто применяется двух-, трех- и четырехрядное расположение поршней при числе поршней в одном ряду от 7 до 17 и более.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{2} e z, \quad (9.1)$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня; $e = \overline{O_1 O_2}$ — эксцентриситет; z — общее число поршней в насосе.

9.2. Суммарная мгновенная подача и крутящий момент

Нетрудно убедиться в том, что при вращении ротора каждый поршень совершает возвратно-поступательное движение относи-

тельно блока цилиндров (см. рис. 9.1). Обозначим угловую координату поршня φ . При $\varphi = 0$ поршень останавливается в своем относительном движении в наружной «мертвой» точке (НМТ), затем при вращении увеличивает относительную скорость, а при $\varphi = \pi$ он останавливается во внутренней «мертвой» точке (ВМТ). Затем поршень вновь увеличивает свою скорость, но движется уже в обратном направлении. После достижения им НМТ весь процесс повторяется. Кинематический анализ такого поршневого механизма показывает, что зависимость относительной скорости движения поршня $U_{\text{п}}$ с некоторым приближением описывается гармоническим законом [4, 9]:

$$U_{\text{п}} = e\omega \sin \varphi.$$

График зависимости $U_{\text{п}} = f(\varphi)$ показан на рис. 9.2, а. Умножив скорость поршня на его площадь, получим мгновенный расход жидкости, вытесняемой одним поршнем:

$$Q_{\text{п}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} e\omega, \quad (9.2)$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня.

Но расход — это функция, непрерывная только в пределах угла $0 < \varphi < \pi$, так как при $\pi < \varphi < 2\pi$ в поршневой полости происходит всасывание. Поэтому график для мгновенного расхода жидкости, вытесняемой одним поршнем, имеет такой вид, как показано на рис. 9.2, б.

Обозначив максимальный расход $Q_{\text{max}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} e\omega$, вместо формулы (9.2) можно получить формулу для мгновенного расхода в более простом виде

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{max}} \sin \varphi.$$

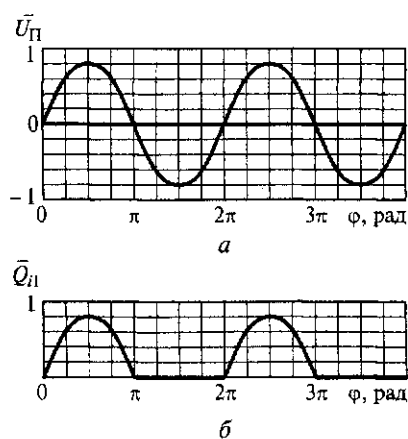


Рис. 9.2. Кинематические характеристики радиально-поршневого насоса: а — зависимость относительной скорости поршня $U_{\text{п}}$ от угловой координаты поршня φ ; б — зависимость мгновенного расхода жидкости $Q_{\text{п}}$, вытесняемой одним поршнем, от угловой координаты поршня φ

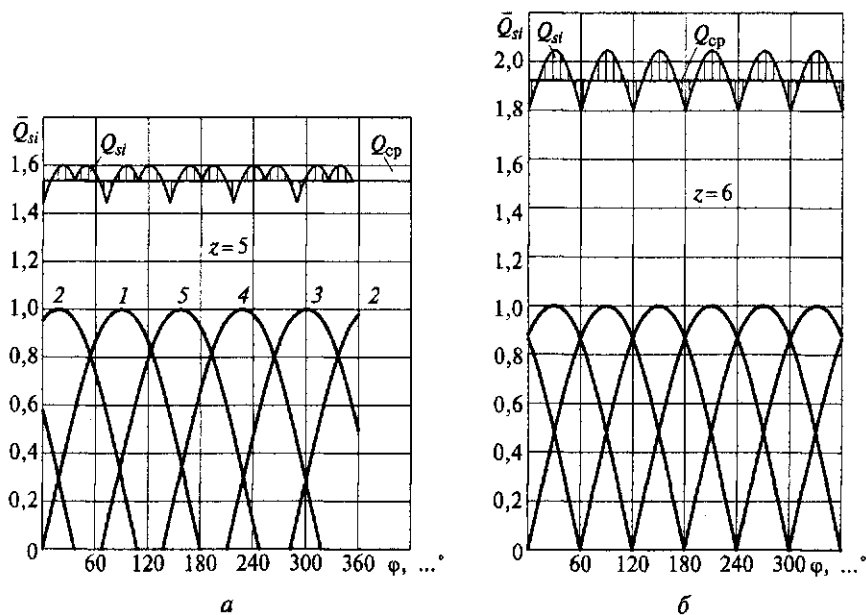


Рис. 9.3. Суммирование мгновенных расходов в поршневом насосе с нечетным (а) и четным (б) числом цилиндров:

1—5 — порядковый номер поршней, участвующих в нагнетании; Q_{st} — суммарный мгновенный расход; Q_{cp} — средний мгновенный расход; φ — угловая координата поршня; z — число поршней в насосе

При совместной работе всех поршней вытесняемый ими расход суммируется. При равномерном расположении поршней в блоке ротора угол между ними, называемый угловым шагом расположения цилиндров, будет $\alpha = 2\pi/z$. Каждый из поршней будет вытеснять мгновенный расход жидкости, график которого сдвигается по фазе на угол α относительно графика расхода предшествующего поршня. При четном числе поршней в нагнетании одновременно участвует половина всех поршней. При нечетном числе поршней в зоне нагнетания одновременно будет попеременно находиться либо $z_{\max} = (z + 1)/2$, либо $z_{\min} = (z - 1)/2$. Графики таких процессов показаны на рис. 9.3. Из них видно, что суммарный расход имеет неравномерный характер. Степень неравномерности характеризуется относительным коэффициентом:

$$\delta_Q = \frac{Q_{s\max} - Q_{s\min}}{Q_0},$$

где Q_{\max} и Q_{\min} — максимальный и минимальный суммарные мгновенные расходы соответственно; Q_0 — средний расход, $Q_0 = \frac{q\omega}{2\pi}$.

Давление рабочей жидкости на поршень создает силу $F_{\text{п}}$, которая передается по линии действия в точку контакта головки поршня со статором A (см. рис. 9.1):

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} p_{\text{п}}.$$

Приближенно можно считать, что эта точка A находится на оси поршня. Реакция этой силы $F_{\text{р}} = -F_{\text{п}}$ направлена к центру O , и ее можно разложить на две составляющие. Одна из них — сила T — направлена нормально к радиусу O_1A , проведенному из центра ротора в точку контакта A . Эта сила создает крутящий момент относительно центра O_1 . Вторая составляющая — сила F_N действует нормально к рабочей поверхности статора по линии O_1A , создавая контактные напряжения. С увеличением числа поршней неравномерность подачи уменьшается. Следует отметить, что при четном числе поршней это уменьшение происходит менее эффективно, поэтому в большинстве радиально-поршневых насосов однократного действия применяют нечетное число поршней в одном ряду.

Из разложения сил можно получить достаточно точно следующее выражение $T = F_{\text{р}} \lambda \sin \varphi$, где λ — относительный эксцентриситет ротора, $\lambda = e/R_2$. Приближенное выражение для мгновенного крутящего момента, создаваемого на валу одним поршнем, будет [4, 9]

$$M = F_{\text{р}} e \sin \varphi.$$

Из этой формулы видно, что этот крутящий момент пульсирует по такому же закону, что и мгновенный расход. Очевидно, что при нормальной работе этот момент будет иметь наибольшие значения в зоне нагнетания, в зоне всасывания этот момент значительно меньше.

Сумма крутящих моментов M создает общую нагрузку на валу насоса, которую должен преодолевать его приводной двигатель. Эта нагрузка зависит от давления, действующего на каждый поршень, и его угловой координаты φ . При этом, естественно, основные значения имеют поршни, находящиеся в зоне нагнетания. Суммарный крутящий момент изменяется при вращении ротора по тому же закону, по которому изменяется суммарный расход, и их коэффициенты неравномерности совпадают.

Если насос работает при самовсасывании, т. е. с разрежением (вакуумом) на всасывающей линии, момент, создаваемый поршнями в зоне всасывания, будет иметь такой же знак, как момент, создаваемый поршнями в зоне нагнетания. Во многих случаях для улучшения контакта поршней со статором рабочая жидкость поступает на всасывание от дополнительного (предвключенного) насоса, создающего подпор. Момент, создаваемый поршнями в цикле всасывания, будет тогда иметь отрицательный знак по отношению к моменту в цикле нагнетания.

9.3. Регулирование рабочего объема

Конструкция радиально-поршневого насоса с внешней направляющей допускает управление рабочим объемом при вращающемся роторе. Это свойство является очень ценным качеством гидромашин такого типа, во многом влияющим на их техническое применение. Возможность такого управления следует из формулы (9.1) для рабочего объема, которая показывает, что если конструкцию насоса исполнить так, чтобы она допускала изменение эксцентриситета, рабочий объем тоже будет изменяться, а следовательно, будет регулироваться подача насоса при неизменной частоте вращения вала. Графическая зависимость $q = f(e)$ или $Q = f(e)$, полученная в режиме холостого хода при $p_{рс} = 0$, называется регулировочной характеристикой насоса. В общем случае она представляет собой зависимость расхода (подачи) насоса от приведенного эксцентриситета, называемого *параметром регулирования* (рис. 9.4):

$$\Psi = \frac{e}{e_{\max}},$$

где e_{\max} — максимальный для данного насоса эксцентриситет, $e_{\max} = \text{const}$.

Характеристика идеального насоса имеет вид прямой 1. При нагрузке появляются объемные потери, и характеристика несколько изменяется, приобретая вид зависимости 2.

Одна из машин, обладающая такой регулировочной характеристикой, показана на рис. 9.5. Этот насос имеет подвижный внутренний корпус (статор) 1, который по направляющим 2 может перемещаться внутри внешнего корпуса 3. Во внутреннем корпусе размещается барабан статора и ротор с поршнями. В боковых крышках закреплена распределительная втулка 4 и подшипники приводного вала (на данном рисунке они не показаны).

Для управления эксцентриситетом в данной конструкции применяется винт управления подачей δ , вращение которого приводит к смещению внутреннего корпуса. Эксцентриситет здесь может изменяться в пределах от 0 до e_{\max} , т. е. насос является неререверсивным. В корпус

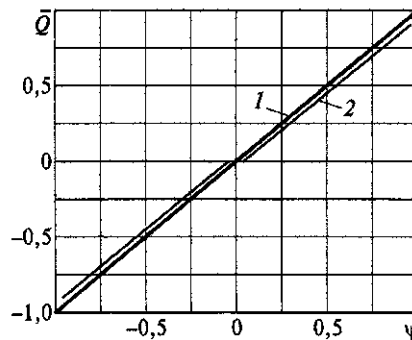


Рис. 9.4. Регулировочная характеристика идеального насоса (1) и реального насоса с учетом утечек при холостом ходе (2)

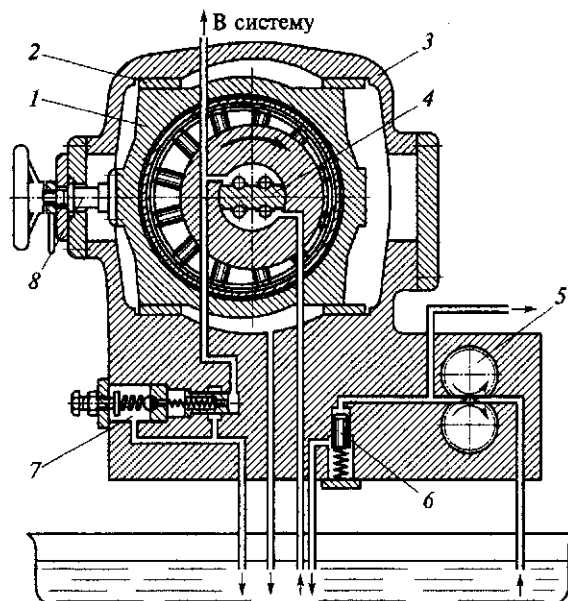


Рис. 9.5. Насосный агрегат серии НПР с ручным управлением подачи:
 1 — подвижный статор; 2 — направляющие; 3 — внешний корпус; 4 — распределительная втулка; 5 — вспомогательный шестеренный насос; 6 — переливной клапан шестеренного насоса; 7 — предохранительный клапан; 8 — винт управления подачи

также встроен предохранительный клапан 7 и предвключенный насос 5 шестеренного типа, который приводится в действие от общего вала через раздаточный редуктор. Клапан 6 служит для поддержания постоянного давления в линии нагнетания этого насоса.

Радиально-поршневые насосы, объемный КПД которых составляет до 96 %, общий КПД — 87...92 %, предназначены для работы при давлениях до 20...32 МПа, но имеются конструкции этих насосов для работы при давлении 100 МПа и выше. Недостатком таких гидромашин является повышенная металлоемкость, поэтому они редко применяются в приводах мобильных машин.

9.4. Высокомомментные радиально-поршневые гидромоторы

К данному виду объемных гидромашин относятся *гидромоторы*, предназначенные для прямого (без редуктора) привода низкооборотных механизмов. По сравнению с другими видами гидромоторов они способны развивать более высокие крутящие мо-

менты, отсюда их распространенное название — *высокомоментные*. Среди них имеются как нероторные, так и роторные конструкции, которые применяются исключительно в качестве гидромоторов.

Схематическое устройство одноходового нероторного гидромотора показано на рис. 9.6. Цилиндры 1 с поршнями 2 располагаются звездообразно в неподвижном корпусе 3 и совершают возвратно-поступательное движение посредством эксцентрика 4. Распределение рабочей жидкости осуществляется вращающимся втулочным распределителем, по существу представляющим собой инверсную схему распределителя радиально-поршневого насоса с внешней направляющей. Благодаря такой системе поршни в нужные моменты подключаются либо к напорному, либо к сливному каналам.

Серийно выпускаемые радиально-поршневые гидромоторы такого типа обычно имеют пять или семь поршней в одном ряду при одно- или двухрядном расположении. Эти гидромоторы достаточно широко применяются в строительно-дорожных машинах. Один из таких гидромоторов, выпускаемых заводом «Красный экскаватор» (Украина), использован в гидроприводе поворотной платформы экскаватора ЭО-4321-А (рис. 9.7).

У данного гидромотора имеется вал 6 с эксцентриком, крышка вала 5, пять цилиндров 4 с поршнями 3. Вращающийся втулочный распределитель 1 соединен с валом, при его вращении обеспечивается подвод рабочей жидкости к каждому из цилиндров через патрубки 2 от канала нагнетания и ее выпуск в сливной канал в соответствующие фазы рабочего процесса. Рабочий объем одноходовых гидромоторов определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d^2}{2} e z z_p,$$

где d — диаметр поршня; e — эксцентриситет; z — число поршней в одном ряду; z_p — число рядов.

В роторных многоходовых гидромоторах (рис. 9.8) внутри вращающегося вместе с валом ротора 3 располагаются поршни 2, кото-

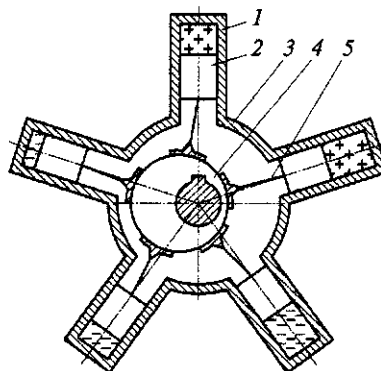


Рис. 9.6. Схематическое устройство высокомоментного гидромотора одноходового типа:

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — корпус; 4 — вал-эксцентрик; 5 — шарнирный шток-шатун

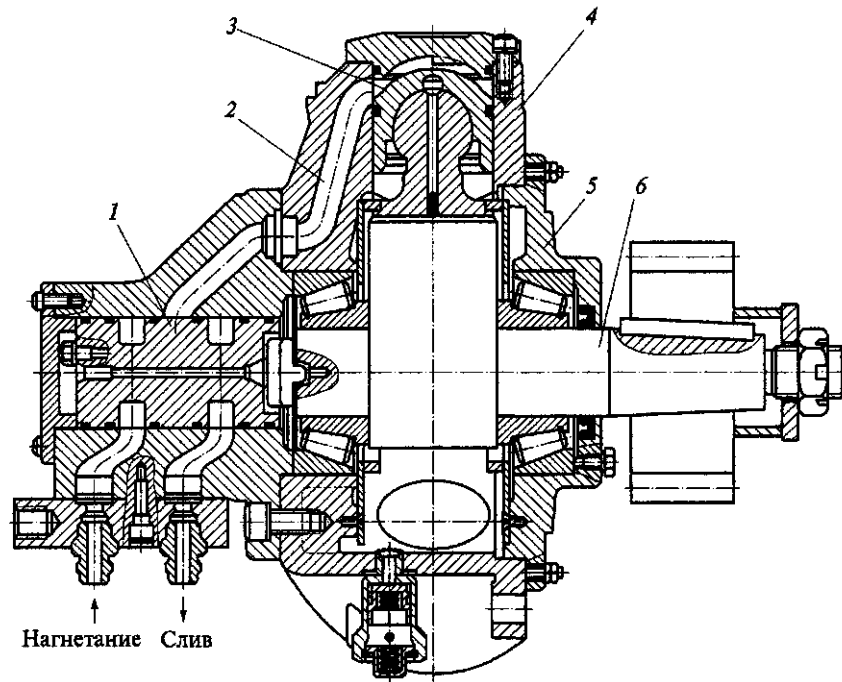


Рис. 9.7. Пятицилиндровый одноходовой гидромотор завода «Красный экскаватор»:

1 — вращающийся втулочный распределитель; 2 — подводный канал; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — крышка вала с подшипником; 6 — вал

рые через ролики 1 передают усилия от давления жидкости на статор 4. Вследствие особой формы направляющей поршни совершают многократные возвратно-поступательные движения в радиальном направлении. Распределение жидкости здесь осуществляется с помощью неподвижного многоканального втулочного распределителя 5.

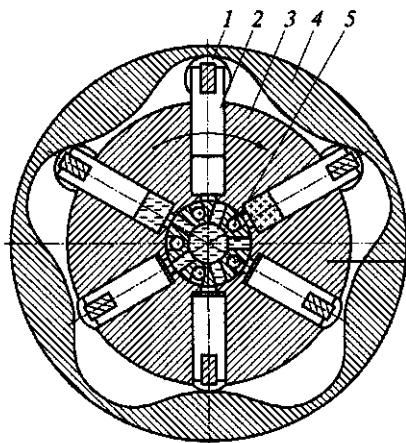


Рис. 9.8. Схематическое устройство пятиходового гидромотора с внешней направляющей:

1 — ролик поршневой группы; 2 — поршень; 3 — ротор; 4 — статор; 5 — втулочный распределитель

Непосредственно из приведенной схемы следует, что рабочие объемы этих машин определяются по формуле

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h z z_x,$$

где h — ход поршня; z_x — число ходов, совершаемых поршнем за один оборот вала.

Движение поршня в этих гидромоторах определяется геометрической формой того участка направляющей статора, на котором он находится в данный момент. Причем рабочий ход, создающий крутящий момент на валу, происходит тогда, когда ролик скатывается с выступа профиля в его впадину. Суммарный крутящий момент оказывается неравномерным. Эта неравномерность характеризуется коэффициентом:

$$\delta_M = \frac{M_{s \max} - M_{s \min}}{M_{cp}},$$

где $M_{s \max}$ и $M_{s \min}$ — максимальный и минимальный суммарные моменты соответственно; M_{cp} — средний суммарный момент.

Эффективными способами уменьшения коэффициента δ_M являются выбор оптимального соотношения между числом поршней и числом ходов и выбор наилучшей формы кривых, образующих статор.

В наиболее удачных конструкциях многоходовых гидромоторов на практике достигнут коэффициент — $\delta_M = 0$.

При прохождении поршневой группы по активному участку профиля соответствующий гидроцилиндр должен сообщаться с каналом нагнетания, а на сливном участке — со сливной гидролинией; при переходе поршня от одной фазы цикла к другой данные полости должны быть надежно разделены. Эти задачи в многоходовых гидромоторах реализуются, главным образом, посредством распределителей втулочного типа.

Распределительная втулка вмонтирована в крышку корпуса, которая имеет штуцера для соединения гидромотора с трубопроводами.

Современные высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы имеют высокие технические показатели: их рабочие давления достигают 20 МПа и более, общий КПД — 90...95 %. Частота вращения вала в зависимости от конкретного исполнения находится в пределах 75...350 об/мин. Специальные тихоходные гидромоторы имеют 10...12 об/мин.

Роторные высокомоментные гидромоторы применяются в строительном-дорожных машинах для различных целей: в ходовых трансмиссиях, в приводах фрезерных барабанов роторных экскаваторов и грунтосмесительных машин [5] и т. п.

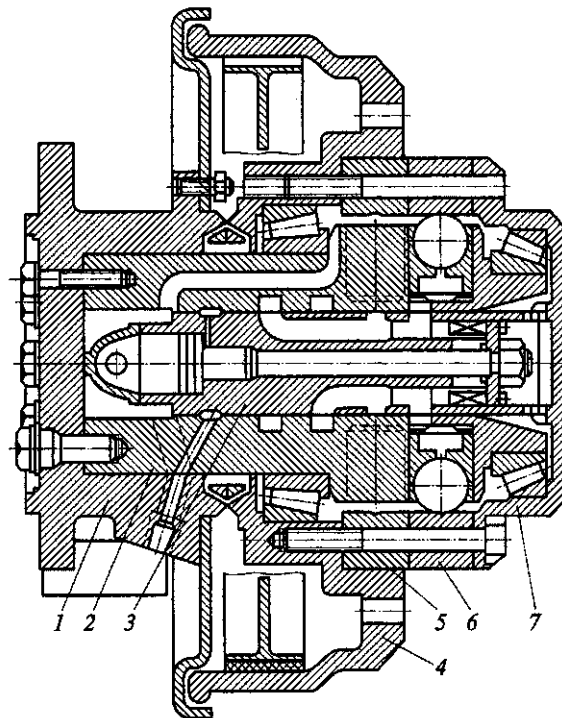


Рис. 9.9. Гидромотор фирмы NEL, встраиваемый в колесо транспортного средства:

1 — крышка; 2 — блок цилиндров с двухрядным расположением поршней; 3 — втулочный распределитель; 4 — ступица колеса с тормозными колодками; 5, 6 — вращающиеся направляющие с пятиходовым профилем; 7 — задняя крышка

На рис. 9.9 представлен гидромотор, разработанный фирмой NEL, который встроен в колесо транспортного средства. Здесь применена так называемая инверсная схема, при которой блок цилиндров 2 неподвижен и соединен с промежуточной деталью (крышкой) 1, непосредственно закрепленной на подвеске ходовой части транспортного средства.

Цилиндры в роторе расположены в два ряда и имеют поршни, в которые вложены опорные шарики, передающие давление жидкости на направляющие кольца 5 и 6, соединенные со ступицей колеса 4. Корпус связан с диском колеса и вращается вместе с задней крышкой 7.

Гидромотор имеет втулочный распределитель рабочей жидкости 3 и канал управления, который может объединять линии нагнетания и слива и создавать во внутренней полости избыточное давление, при этом поршни утапливаются в своих цилиндрах и

выходят из контакта с рабочим профилем. Таким образом, мотор переходит в режим свободного хода. Подобные гидромоторы можно встраивать в активные колеса прицепов для повышения проходимости автопоезда.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят характерные особенности устройства радиально-поршневого насоса однократного действия?
2. Как определяется рабочий объем радиально-поршневого насоса однократного действия и на чем основан принцип регулирования подачи этого насоса?
3. Чем вызвана неравномерность суммарной подачи насоса и в чем заключается основное средство ее выравнивания?
4. В чем особенность устройства радиально-поршневых гидромоторов однократного действия и радиально-поршневых гидромоторов многократного действия?

АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

10.1. Принцип действия и рабочий объем

Отличительной особенностью *аксиально-поршневых гидромашин* является устройство блока цилиндров: находящиеся в нем поршни совершают возвратно-поступательное движение параллельно валу. Наиболее распространены машины с вращающимся блоком цилиндров, которые подразделяют на два типа. В гидромашине одного типа применяется механизм с *наклонным диском*, в машинах другого — механизм с *наклонным блоком цилиндров*.

Схематическое устройство механизма вытеснения с наклонным диском представлено на рис. 10.1. Ротор, состоящий из блока цилиндров *1* с поршнями *2*, вращается вместе с валом *4*. Поршни постоянно прижимаются давлением жидкости или с помощью специальных пружин к плоскости упорного диска *3*, установленного в корпусе машины наклонно к линии вала. При вращении ротора поршни перемещаются в осевом направлении, поперемен-

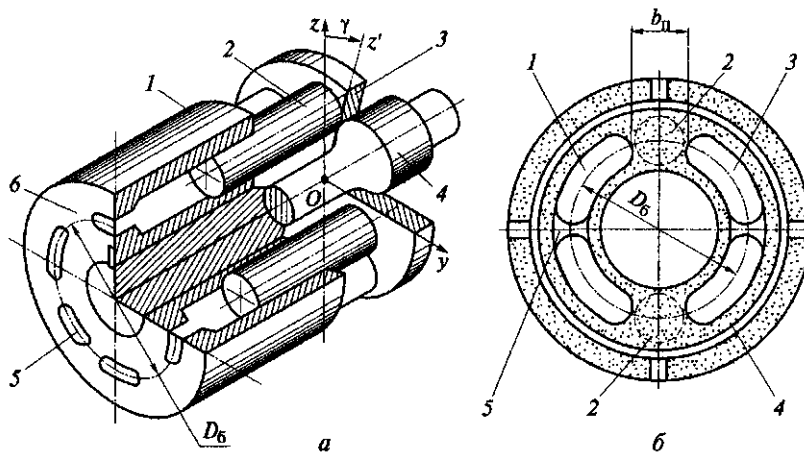


Рис. 10.1. Аксиально-поршневая гидромашина с наклонным диском:
a — общий вид механизма вытеснения: *1* — блок цилиндров; *2* — поршень; *3* — наклонный (упорный) диск; *4* — вал; *5* — впускные окна цилиндров; *6* — распределитель; γ — угол наклона диска; D_b — радиус делительной окружности; b — распределительный диск: *1* — распределительное окно (впускное); *2* — разделяющая перемычка; *3* — распределительное окно (выпускное); *4* — разгрузочная канавка; *5* — ребра жесткости; b_n — ширина перемычки

но вытесняя и всасывая рабочую жидкость через впускные окна 5. Непосредственно к зеркалу блока цилиндров примыкает распределитель рабочей жидкости 6 (рис. 10.1, а). На рисунке его положение условно повернуто на 90° .

Вид на распределитель со стороны зеркала блока цилиндров показан на рис. 10.1, б. Распределитель представляет собой диск с двумя С-образными окнами 1 и 3, разделенными перемычкой 2. Окна соединяются с подводящим и отводящим трубопроводами. Ширина перемычки b_n выполняется такой, чтобы при прохождении через нее впускного отверстия в днище цилиндра было бы обеспечено надежное разделение полостей нагнетания и всасывания. Внутренняя перемычка 5 выполняет вспомогательную роль — она служит ребром, увеличивающим жесткость диска. Канавка 4 выполняется для гидростатической разгрузки сил давления жидкости на основание блока цилиндров.

Схема этой гидромашины принципиально обратима, т. е. она применима как для насоса, так и для гидромотора.

Схематическое устройство аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров показано на рис. 10.2. Блок цилиндров 4 вращается относительно собственной оси OX' , пересекающейся с осью вращения вала 5 под углом γ . Поршни 3 имеют шатуны 2, заделанные в шаровых шарнирах в поршне и на упорном диске 1. Этот диск вращается как одно целое с валом. Блок цилиндров 4 и вал имеют свои собственные подшипники. Распределение жидкости обеспечивается дисковым распределителем такой же конструкции, как и в машинах с наклонным диском.

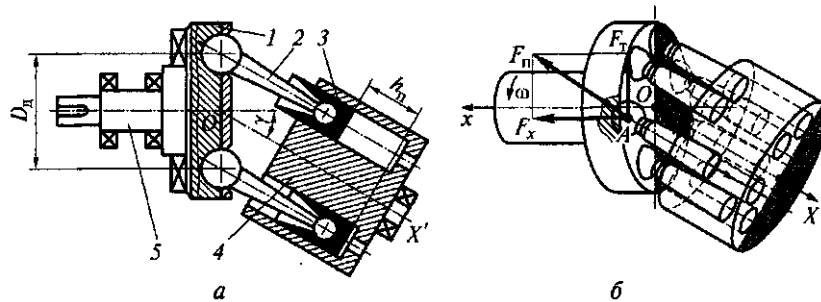


Рис. 10.2. Схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров:

а — механизм вытеснения: 1 — упорный диск; 2 — шатун; 3 — поршень; 4 — блок цилиндров; 5 — вал; h_n — ход поршня; D_n — диаметр делительной окружности упорного диска; б — действие сил на упорный диск: F_n — гидравлическая сила, действующая на поршень; F_x — осевая составляющая гидравлической силы; F_t — тангенциальная составляющая гидравлической силы; ω — частота вращения вала

Для определения рабочего объема гидромашины с наклонным диском представим себе, что поршень 2 (см. рис. 10.1, б) достиг НМТ. Когда блок цилиндров совершит поворот на 180° , этот поршень, находясь в постоянном контакте с наклонным диском 3, переместится в ВМТ.

Допустим, что точки контакта поршня с диском лежат на пересечении осей цилиндров с плоскостью этого диска (см. рис. 10.1, а). Пусть рабочая плоскость диска 3 пересекается с осью вала в точке O . Тогда непосредственно из приведенной схемы следует, что полное перемещение поршня, совершаемое за половину оборота, т. е. его ход h_n , будет

$$h_n = D_6 \operatorname{tg} \gamma,$$

где D_6 — диаметр делительной окружности, на которой в блоке расположены центры отверстий под цилиндры; γ — угол наклона упорного диска, отсчитываемый от плоскости, нормальной к оси вращения, до рабочей поверхности наклонного диска.

Отсюда объем жидкости, вытесняемый поршнем из цилиндра за одно полное перемещение

$$w_n = \frac{\pi d_n^2}{4} D_6 \operatorname{tg} \gamma.$$

Для гидромашины, ротор которой содержит z поршней, рабочий объем определяется формулой

$$q = A_n D_6 z \operatorname{tg} \gamma, \quad (10.1)$$

где A_n — площадь сечения поршня.

Для гидромашины с наклонным блоком цилиндров аналогичным образом можно получить формулу ее рабочего объема

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} D_d z_n \sin \gamma, \quad (10.2)$$

где D_d — диаметр делительной окружности на поверхности упорного диска, на которой располагаются центры шарниров штоков.

10.2. Основные кинематические зависимости и крутящий момент

Кинематические зависимости, связывающие перемещение, скорость и ускорение поршней с углом поворота вала устанавливаются на основе анализа геометрических свойств пространственных механизмов, которые лежат в основе конструкций этих гидромашин.

Относительная скорость движения поршня гидромашин с наклонным диском U_n определяется по формуле (приводится без вывода)

$$U_n = \omega R_6 \operatorname{tg} \gamma \sin \varphi,$$

где R_6 — радиус делительной окружности блока цилиндров.

Отсюда мгновенный расход, вытесняемый одним поршнем при $0 < \varphi < \pi$, будет

$$Q_{ni} = \frac{\pi d_n^2}{4} \omega R_6 \operatorname{tg} \gamma \sin \varphi,$$

где φ — угловая координата поршня.

Когда $\pi < \varphi \leq 2\pi$, расход вытеснения $Q_i = 0$, так как в насосном режиме на этом интервале происходит всасывание.

Суммарная мгновенная подача аксиально-поршневого насоса, имеющего z поршней в блоке, вычисляется, как и для радиально-поршневого насоса (см. подразд. 9.2). Из этого следует, что влияние числа поршней на неравномерность подачи у гидромашин данного типа будет характеризоваться такими же коэффициентами неравномерности.

Крутящий момент на валу от одного поршня

$$M_{в1} = F_n R_6 \operatorname{tg} \gamma \sin \varphi,$$

где F_n — сила давления жидкости на поршень.

Согласно принятому здесь правилу знаков этот момент считается положительным, когда он создается поршнем, совершающим цикл вытеснения жидкости в насосе. Знак момента для поршня, совершающего ход на всасывание, зависит от давления в цилиндре. Если оно будет больше внешнего (например, когда насос работает с подпором), знак момента будет отрицательным. Эти же формулы справедливы и для гидромоторов, но моменты имеют противоположные знаки.

В работе аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров имеются некоторые особенности. Основная особенность заключается в том, что привод блока цилиндров только в отдельных случаях обеспечивает его синхронное вращение с валом. В большинстве режимов имеет место угловая асинхронность вращения, проявляющаяся в том, что при постоянной скорости вращения вала ω_b угловая скорость вращения блока ω_6 оказывается периодически колеблющейся в некоторых малых пределах относительно среднего значения ω_b . В результате мгновенная скорость относительного движения поршня изменяется по закону

$$U_n = \omega R_n \sin \gamma \sin \varphi - \Delta U_n,$$

где ΔU_n — дополнительная скорость, возникающая вследствие кинематических особенностей приводного механизма, связывающего наклонный диск и блок цилиндров.

Путем соответствующего подбора диаметров диска и блока, длины шатунов и угла наклона блока удастся в отдельных частных случаях добиться того, что дополнительная скорость обращается в нуль и движение поршня становится чисто гармоническим. Эта особенность сказывается на суммарном расходе и крутящем моменте.

Другая особенность гидромашин этого типа заключается в том, что для улучшения фазового распределения рабочей жидкости распределительный диск в них сдвигается (корректируется) на некоторый угол по направлению вращения вала. В результате такие гидромашин могут иметь только одно стороннее вращение вала. На это необходимо обращать внимание при их эксплуатации.

10.3. Конструкции аксиально-поршневых гидромашин

Современные аксиально-поршневые гидромашин обладают высокими техническими показателями. В зависимости от конструкции и конкретных производителей они могут работать при давлениях до 25...35 МПа, а в отдельных случаях и до 50 МПа. Многие производители гарантируют общий КПД таких насосов до 93%. Насосы средней мощности общемашиностроительного применения имеют номинальные частоты вращения вала до 3 000 об/мин. Масса гидромоторов по сравнению с массой электродвигателей такой же мощности и частоты вращения примерно в 15—20 раз меньше. Кроме того, имеется много вариантов как насосов, так и гидромоторов, рабочие объемы которых регулируются. Благодаря

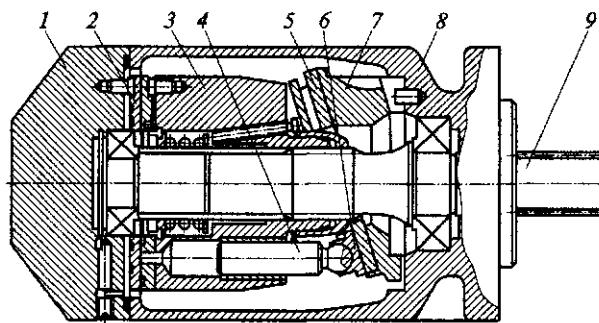


Рис. 10.3. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском:

1 — крышка с задним подшипником вала; 2 — распределительный диск; 3 — блок цилиндров; 4 — поршень; 5 — вращающаяся часть наклонного диска; 6 — плавающие шарнирные башмаки; 7 — неподвижная часть наклонного диска; 8 — корпус; 9 — вал

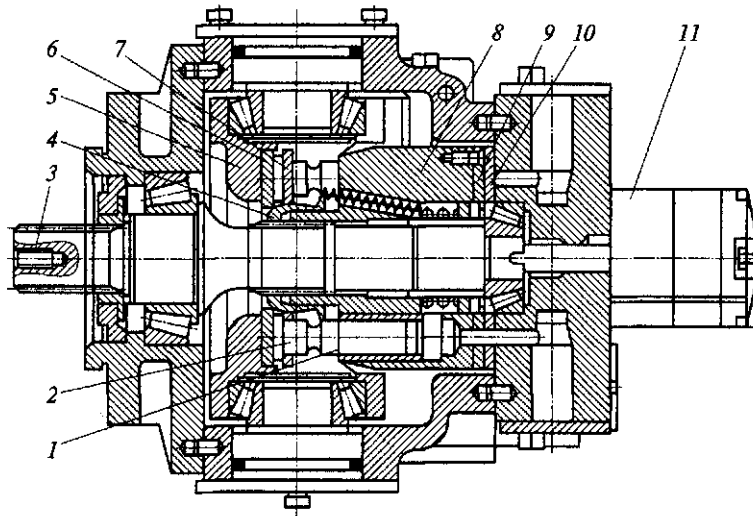


Рис. 10.4. Аксиально-поршневой регулируемый насос:

1 — поршень; 2 — опорный башмак; 3 — вал; 4 — сферический подпятник; 5 — корзина; 6 — наклонный диск с изменяемым углом наклона; 7 — обойма; 8 — блок цилиндров; 9, 10 — части распределительного диска; 11 — вспомогательный насос

таким показателям гидромашин аксиально-поршневого типа широко применяются в гидроприводах строительной-дорожной техники.

На рис. 10.3 показан гидромотор с наклонным диском. В его блоке цилиндров 3 размещается девять поршней 4, опирающихся на плавающие шарнирные башмаки 6 наклонного диска, блок которого состоит из вращающейся части 5 с упорными роликовыми подшипниками и неподвижной косо́й опоры 7. В цилиндры блока рабочая жидкость поступает через распределительный диск 2. Крутящий момент передается от блока цилиндров через вал 9, вращающийся в подшипниках корпуса 8 и задней крышки 1.

Насос регулируемой подачи с наклонным диском показан на рис. 10.4. Этот насос имеет качающий блок цилиндров 8 с поршнями 1, башмаками 2 и распределительным диском 9, 10 такой же конструкции, как у гидромотора, показанного на рис. 10.3. Но здесь наклонный диск 6 размещается в корзине 5, имеющей две цапфы с радиально-упорными подшипниками, относительно оси которых корзина может поворачиваться. Сферический подпятник 4 и обойма 7 служат для принудительного прижима башмаков к наклонному диску. Блок цилиндров шлицевым соединением закреплен на валу 3, от которого приводится в действие также вспомогательный насос 11 (обычно шестеренного или пластинчатого типа).

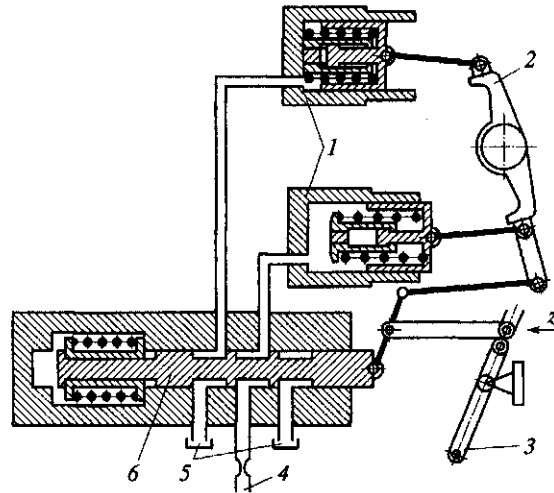


Рис. 10.5. Система управления подачей насоса:

1 — гидроцилиндры; 2 — рычаг обратной механической связи; 3 — звено управления; 4 — канал питания; 5 — сливные каналы; 6 — управляющий золотник

Вспомогательный насос предназначен для гидравлического поджима поршней, улучшения всасывающей способности насоса и питания системы управления подачей.

Система управления подачей этого насоса схематически показана на рис. 10.5. Система управления подачей состоит из двух управляющих гидроцилиндров 1, рычага 2, закрепленного на поворотной оси люльки наклонного диска, управляющего золотника 6 и звена управления 3.

В результате управляющего воздействия z на звено 3 золотник 6 перемещается, вследствие чего из линии питания 4 в полость нижнего гидроцилиндра 1 поступает управляющий расход. В результате рычаг 2 поворачивает наклонный диск насоса. Жидкость верхнего гидроцилиндра сливается. При обратном знаке управляющего воздействия жидкость через золотник поступает в полость верхнего гидроцилиндра, а из нижнего сливается. Система рычагов, соединяющих управляющее звено с золотником, обеспечивает обратную связь, необходимую для управления положением наклонного диска.

Российская промышленность специально для применения в приводах строительно-дорожных машин выпускает несколько типоразмеров аксиально-поршневых насосов и моторов, как в нерегулируемом, так и в регулируемом исполнении.

Регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным блоком цилиндров показан на рис. 10.6. Блок цилиндров 5 размещен в специальной корзине 6, которая имеет проушины 8 с каналами a и b для подвода рабочей жидкости к распределительному диску 7 и

цапфы с подшипниками 10. Благодаря этому корзина может поворачиваться вместе с блоком, изменяя его угол наклона. Вал 1, выполненный как одно целое с упорным диском 4, установлен в подшипниках 2, закрепленных в корпусе 3. Герметичные поворотные соединения (втулки) 9, установленные в цапфах, обеспечивают соединение насоса с трубопроводами гидросистемы.

На рис. 10.7 показан один из регулируемых аксиально-поршневых насосов с наклонным блоком цилиндров, выпускаемых российским предприятием ОАО «Пневмостроймашина» для гидросистем строительно-дорожных машин.

Вал 1 с упорным диском установлен в радиально-упорных подшипниках в корпусе 9, блок цилиндров 2 оснащен шатунным ведением. Особенностью его конструкции является механизм распределения рабочей жидкости с приводом, изменяющим угол наклона блока цилиндров 2.

Распределительный диск 3 соединен с цапфами с помощью проушин аналогично предыдущему варианту (см. рис. 10.6, на данной проекции эти детали не видны), а корзина как таковая отсутствует. Диск 3 имеет сферическую форму со стороны блока и цилиндрическую — с противоположной стороны. Центр цилиндрической поверхности находится в точке А. Благодаря этому цапфы корзины разгружаются от гидравлического усилия со стороны блока.

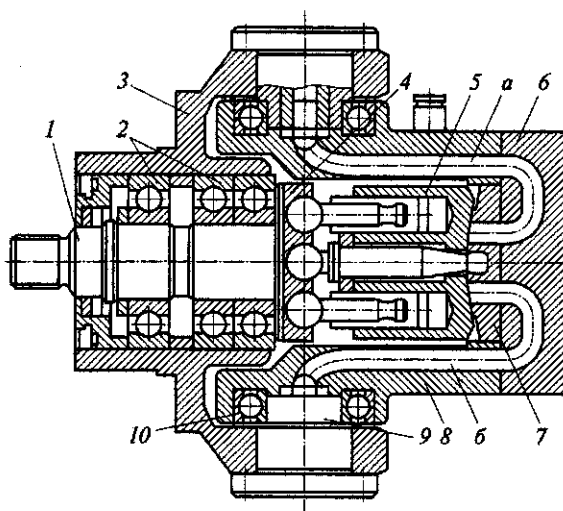


Рис. 10.6. Регулируемый аксиально-поршневой насос с шатунным приводом блока цилиндров:

1 — вал; 2 — радиально-упорные подшипники вала; 3 — корпус насоса; 4 — упорный диск; 5 — блок цилиндров; 6 — корзина; 7 — распределительный диск; 8 — проушины корзины; 9 — втулка; 10 — подшипники корзины; а, б — каналы для подвода рабочей жидкости к распределительному диску

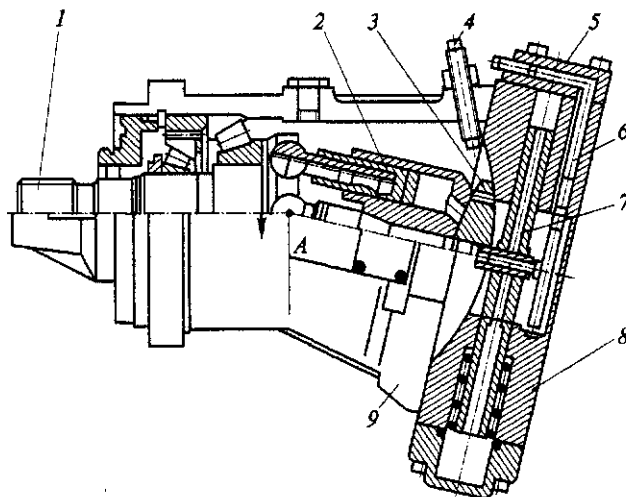


Рис. 10.7. Регулируемый аксиально-поршневой насос производства ОАО «Пневмостроймашина»:

1 — вал; 2 — блок цилиндров; 3 — распределительный диск с корзиной; 4 — ограничитель; 5 — крышка блока управления; 6 — канал гидропитания; 7 — гидроцилиндр дифференциального действия; 8 — корпус блока управления; 9 — корпус насоса

Управление углом поворота в пределах от 0° до γ_{\max} осуществляется гидравлическим регулятором, корпус которого 8 составляет единое целое с задней крышкой насоса.

Внутри корпуса находится гидроцилиндр дифференциального действия 7, соединенный с корзиной, гидравлическое управление которым осуществляется по каналу 6 посредством следящего золотника (на схеме не показан).

Такие насосы, а также нерегулируемые и регулируемые гидромоторы выпускаются согласно ТУ 22-1.020-100-95 и имеют специальную систему обозначений.

Например: насос 313.3.112.501.403, где 313 — насос регулируемый (гидромотор регулируемый — обозначается цифрами 303); 3 — модель с роликовыми коническими подшипниками; 112 — рабочий объем, см^3 ; 5 — с регулятором мощности; 0 — без ограничителя рабочего объема; 1 — с позитивной гидравлической настройкой управления (т. е. возрастающий управляющий сигнал увеличивает подачу); 4 — направление вращения вала — против часовой стрелки, исполнение вала — шлицевое; 0 — вторичное управление отсутствует; 3 — со встроенным клапаном подключения регулятора.

Аналогичные системы обозначений своей продукции применяют и другие производители как отечественные, так и зарубежные.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят особенности устройства аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском и как вычисляется их рабочий объем?
2. В чем заключаются особенности устройства аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров и как вычисляется их рабочий объем?
3. На каких принципах основано регулирование рабочего объема аксиально-поршневых гидромашин?

ГИДРОЦИЛИНДРЫ

11.1. Принцип действия и основные соотношения

Гидравлическими цилиндрами (гидроцилиндрами) называются гидродвигатели с возвратно-поступательным движением. Во многих случаях они являются незаменимыми устройствами для получения линейных перемещений исполнительных органов машин в практически неограниченном интервале нагрузок.

В строительно-дорожных машинах применяются гидроцилиндры одностороннего действия (рис. 11.1, а), двухстороннего действия (рис. 11.1, б), плунжерные гидроцилиндры (рис. 11.1, в) и телескопические гидроцилиндры (рис. 11.1, г). Основными частями первых двух видов гидроцилиндров являются поршень, цилиндр (труба), шток. Кроме того, гидроцилиндр двухстороннего действия имеет штоковую крышку 5 с герметичным уплотнением штока. Плунжерный гидроцилиндр имеет крышку 3 с уплотнением для штока 2 и не имеет поршня. Телескопический гидроцилиндр имеет две подвижные ступени 2 и 5, которые перемещаются внутри неподвижного цилиндра 4, когда в их полости подается рабочая жидкость.

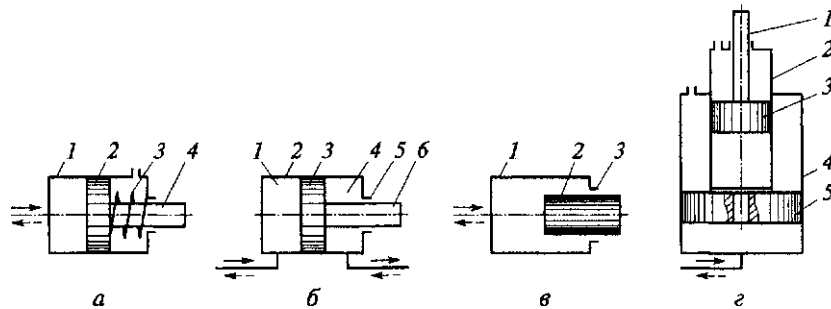


Рис. 11.1. Гидроцилиндры:

а — поршневого одностороннего действия: 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — возвратная пружина; 4 — шток; б — поршневого двухстороннего действия: 1 — поршневая полость; 2 — цилиндр; 3 — поршень; 4 — штоковая полость; 5 — штоковая крышка с уплотнением; в — плунжерный: 1 — цилиндр; 2 — плунжер; 3 — крышка с уплотнением; г — телескопический двухступенчатый гидроцилиндр: 1 — шток; 2 — цилиндр второй ступени; 3 — поршень второй ступени; 4 — главный цилиндр; 5 — поршень первой ступени

Гидроцилиндры общетехнического назначения изготавливаются в соответствии с ГОСТ 16514—96 «Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Общие технические требования», их главные размеры — диаметр поршня, диаметр штока и ход штока — должны соответствовать ГОСТ 6540—68 «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров». Номинальные давления гидроцилиндров должны соответствовать ГОСТ 12445—80 «Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные давления». Наиболее распространенным является номинальное давление 16 МПа. Для одноковшовых экскаваторов выпускаются гидроцилиндры на давление 32 МПа. Имеется четыре типа цилиндров: с проушиной и втулкой на подшипниках скольжения (тип I), проушиной с шарнирным подшипником (тип II), с креплением на цапфах (тип III) и с креплением на лапах (тип IV). В каждом из них возможны два исполнения: 1-е, в котором отношение площади поршня к площади штока равно 1,33, и 2-е исполнение с относительной площадью 1,65. Для гидроцилиндров применяется система обозначений, в которой шифруются особенности их конструкции. Например: гидроцилиндр 2.2-100×250, где первая цифра — тип II; исполнение 2-е — с относительной площадью поршня 1,64, третья цифра — внутренний диаметр цилиндра (100 мм); четвертая цифра — ход поршня 250.

На рис. 11.2 показан гидроцилиндр, рассчитанный на давление 16 МПа, для гидропривода экскаватора с обратной лопатой и ковшем емкостью до 0,65 м³. Для подвода рабочей жидкости в поршневую и штоковую полости служат патрубки *a* и *б*. Посредством

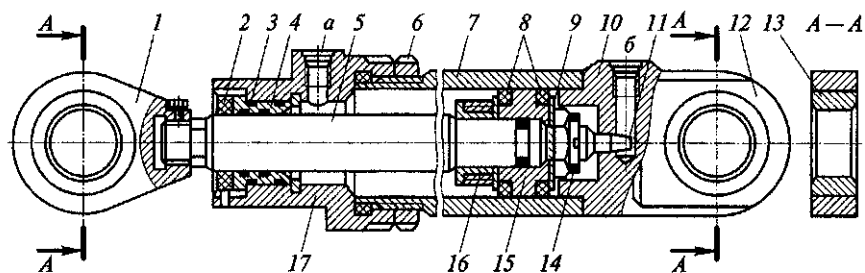


Рис. 11.2. Схема гидроцилиндра для гидропривода экскаватора с обратной лопатой:

1 — передняя проушина; 2 — грязесъемное кольцо; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — втулка штока; 5 — шток; 6 — контргайка; 7 — гильза; 8 — манжетное уплотнение поршня; 9 — манжетодержатель; 10 — задняя крышка; 11 — демпферный плунжер; 12 — задняя проушина; 13 — втулка; 14 — гайка крепления поршня; 15 — поршень; 16 — корпус демпфера; 17 — передняя крышка; *a*, *б* — патрубки для подвода рабочей жидкости в штоковую и поршневую области

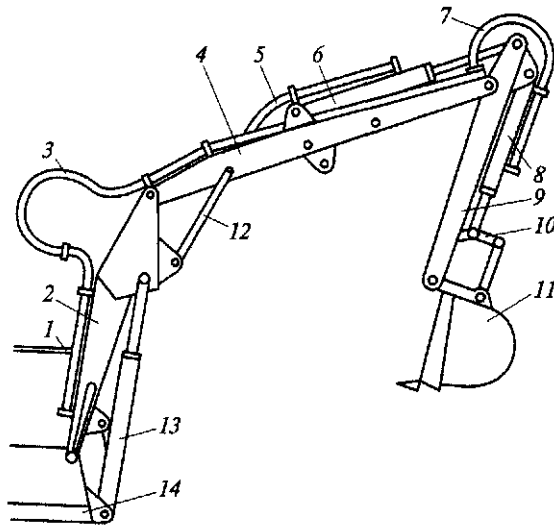


Рис. 11.3. Схема применения гидроцилиндров в приводе механизма копания экскаватора с обратной лопатой:

1 — кабина машиниста; 2 — стрела; 3 — сборка шлангов гидропитания; 4 — удлинитель стрелы; 5 — шланг гидроцилиндра рукояти; 6 — гидроцилиндр рукояти; 7 — шланги гидроцилиндра ковша; 8 — гидроцилиндр ковша; 9 — рукоять; 10 — рычаги ковша; 11 — ковш; 12 — тяга; 13 — гидроцилиндр стрелы; 14 — поворотная платформа

этих патрубков обе полости гидроцилиндра соединяются с гидросистемой. Особенностью конструкции является демпфер 11, представляющий собой плунжер, который входит с малым зазором в проходное отверстие канала *a* и запирает его, когда поршень совершил полный обратный ход. Аналогичное устройство имеется в штоковой крышке. Здесь канал *a* перекрывается корпусом демпфера 16, когда поршень совершит полный прямой ход.

Пример расположения гидроцилиндров для привода механизма копания гидравлического экскаватора с обратной лопатой показан на рис. 11.3. Управление гидроприводом здесь осуществляется сблокированными гидравлическими распределителями (см. рис. 12.7).

Нагрузка, приложенная к штоку, уравнивается разностью сил давления жидкости на поршень. Если эта нагрузка направлена в сторону поршня (т. е. вправо, см. рис. 11.2), то давление в поршневой полости окажется больше, чем давление в штоковой полости $p_{ш.п}$, тогда к штоку прикладывается усилие $F_{ш}$:

$$F_{ш} = \frac{\pi}{4} (D_{п.п}^2 p_{п.п} - d_{ш.п}^2 p_{ш.п})$$

или

$$F_{ш} = \frac{\pi D_{п}^2}{4} (p_{п.п} - \psi_{ш}^2 p_{ш.п}),$$

где $D_{п}$ — диаметр поршня; $p_{п.п}$ — давление в поршневой полости; $d_{ш}$ — диаметр штока; $\psi_{ш}$ — относительный диаметр штока, $\psi_{ш} = d_{ш}/D_{п}$; $p_{ш.п}$ — давление в штоковой полости.

Если сумма сил, приложенных к штоку в данный момент, окажется меньше, чем $F_{ш}$, поршень будет двигаться вправо. Скорость поршня будет определяться поступающим в поршневую полость расходом $Q_{п.п}$ в соответствии с уравнением неразрывности:

$$U_{п} = \frac{4Q_{п.п}}{\pi D_{п}^2}.$$

Рабочий ход поршня завершается, когда его смещение будет равно полной рабочей длине гидроцилиндра $L_{гн}$. Для обратного хода необходимо переключить подачу жидкости на штоковую полость, а поршневую полость переключить на сливную линию.

При движении в обратную сторону скорость поршня изменится, если расход остался прежним:

$$U_{п'} = \frac{4Q_{п.п}}{\pi D_{п}^2 (1 - \psi_{ш}^2)}.$$

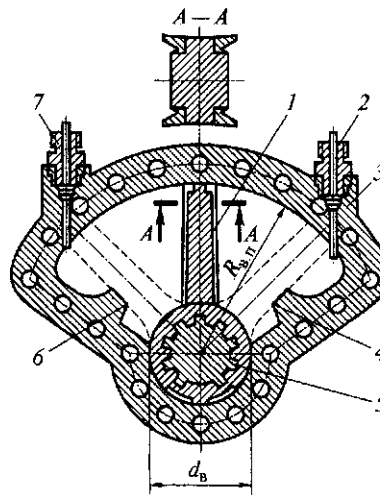
Для сохранения равенства прямой и обратной скоростей применяются гидроцилиндры с проходным штоком постоянного диаметра.

Длина гидроцилиндра определяется требуемым ходом поршня по условиям его применения, но его обычно не принимают более $10D_{п}$, так как иначе возникают проблемы с продольной устойчивостью гидроцилиндра.

Для привода технических устройств, совершающих вращательные движения в ограниченных

Рис. 11.4. Поворотный гидроцилиндр крыльчатого типа:

1 — крыло; 2, 7 — штуцера для подвода рабочей жидкости; 3 — корпус; 4 — ограничитель поворота крыла в правой полости; 5 — вал; 6 — ограничитель поворота крыла в левой полости; $R_{в.л}$ — радиус внутренней поверхности камеры; $d_{в}$ — наружный диаметр вала



пределах, находят применение исполнительные гидродвигатели поворотного действия.

Один из примеров таких устройств, называемых поворотными гидроцилиндрами крыльчатого типа, показан на рис. 11.4. В них поворотное движение вала 5 происходит под действием давления жидкости на поворотное крыло 1. Рабочий объем такого поворотного гидроцилиндра вычисляется по формуле [10]

$$q = \frac{\pi B}{2} \left(R_{в.п}^2 - \frac{d_b^2}{4} \right),$$

где B — ширина лопасти (осевой размер крыла); $R_{в.п}$ — радиус внутренней поверхности камеры; d_b — наружный диаметр вала в камере (см. рис. 11.4).

11.2. Элементы конструкций гидроцилиндров

Гильза цилиндра изготавливается из стальных труб и поковок, чугунного и стального литья, алюминиевых сплавов. Внутренняя поверхность гильзы обычно хонингуется или раскатывается роликами для получения высокой степени чистоты. Кроме того, внутренние поверхности хромируются. Для гильз из алюминиевых сплавов толщина хромового покрытия должна быть не менее 35 мкм. После нанесения покрытия поверхность полируется.

Толщина стенок гильзы $\delta_{ст}$ рассчитывается, исходя из условия прочности при заданном расчетном давлении p_p :

при $\delta_{ст}/D_n \leq 0,1$

$$\delta_{ст} = \frac{p_p D_n}{2[\sigma]},$$

при $\delta_{ст}/D_n \geq 0,3$

$$\delta_{ст} = \frac{D_n}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p_p(1 - 2\mu)}{[\sigma] - p_p(1 + 2\mu)}} - 1 \right),$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение при растяжении; μ — коэффициент Пуассона.

При $0,3 \leq \delta_{ст}/D_n \leq 0,1$ толщина стенки $\delta_{ст}$ подбирается так, чтобы удовлетворялось условие прочности:

$$\sigma_{экр} = 0,433 \frac{(D_n + 2\delta_{ст})^2}{(\delta_{ст} D_n + \delta_{ст}^2)} p_p \leq [\sigma].$$

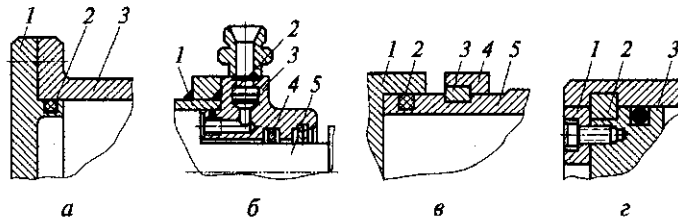


Рис. 11.5. Варианты соединения гильзы цилиндра с крышками:

a — соединение цельным фланцем на болтах: 1 — крышка; 2 — эластичное уплотнительное кольцо; 3 — гильза; *б* — соединение приварным фланцем на болтах: 1 — гильза; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — крышка; 4 — уплотнение штока; 5 — шток; *в* — соединение наружными разрезными полукольцами: 1 — крышка; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — разрезные закладные полукольца; 4 — накладной фланец; 5 — корпус; *г* — соединение внутренними разрезными полукольцами: 1 — закладной фланец; 2 — разрезные полукольца; 3 — крышка

В этих формулах расчетный диаметр гильзы принимается равным диаметру поршня — $D_r = D_{п}$, а расчетное давление p_p — равным максимальному давлению, которое может иметь место при нормальных эксплуатационных условиях. Кроме того, максимальное давление умножают на некоторый коэффициент запаса, выбираемый в пределах от 1,25 до 4,0 в зависимости от видов нагрузки.

Гильза цилиндра соединяется с крышками. Наиболее простыми являются соединения цельным фланцем на болтах (рис. 11.5, *a*), либо с помощью приварного фланца (рис. 11.5, *б*). Болты выбираются по условию прочности при действии осевой нагрузки на поршневую крышку. Число болтов назначается в пределах от 4 до 8.

В целях уменьшения радиальных размеров находят применение соединения крышек на закладных разрезных полукольцах, укладываемых в специальные канавки на гильзе, протачиваемые снаружи (рис. 11.5, *в*) либо изнутри (рис. 11.5, *г*).

Во всех неподвижных соединениях, кроме приварных, устанавливаются *уплотнения*. Наиболее распространенным видом уплотнений являются резиновые уплотнительные кольца, закладываемые в монтажную канавку. Кольца изготавливаются из специальных маслостойких сортов резины и имеют стандартные размеры внешнего или внутреннего диаметра и диаметра поперечного сечения шнура в соответствии с ГОСТ 9833—73 «Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения для гидравлических и пневматических устройств. Конструкция и размеры».

Поршни выполняются в виде цельной или разъемной детали, соединяемой со штоком. Ответственной частью конструкции поршня является его уплотнение со стенками гильзы, от которого требуется хорошая герметичность и по возможности малое трение.

Для этого применяются уплотнения из эластичных, а также из армированных, резиновых или полимерных материалов, уплотнения упругими металлическими кольцами и не уплотняемые конструкции. Действие манжетных уплотнений основано на эффекте самоуплотнения, при котором внутреннее давление распирает лепестки манжеты и прижимает их к поверхности гильзы. На манжеты уплотнительных устройств распространяется ГОСТ 14896—84 «Манжеты резиновые для гидравлических устройств».

Штоки имеют вид стержней постоянного диаметра, на одном из концов которых выполняется посадочное место под поршень и его крепление, а на другом конце — устройство для соединения штока с исполнительными механизмами. Штоки уплотняют по наружному диаметру, а их уплотнительные узлы размещают в крышках цилиндра.

Помимо уплотнения штока в крышке цилиндра устанавливается *грязеъемное кольцо*, предохраняющее материал уплотнений от абразивного износа. Если это допускают условия эксплуатации,

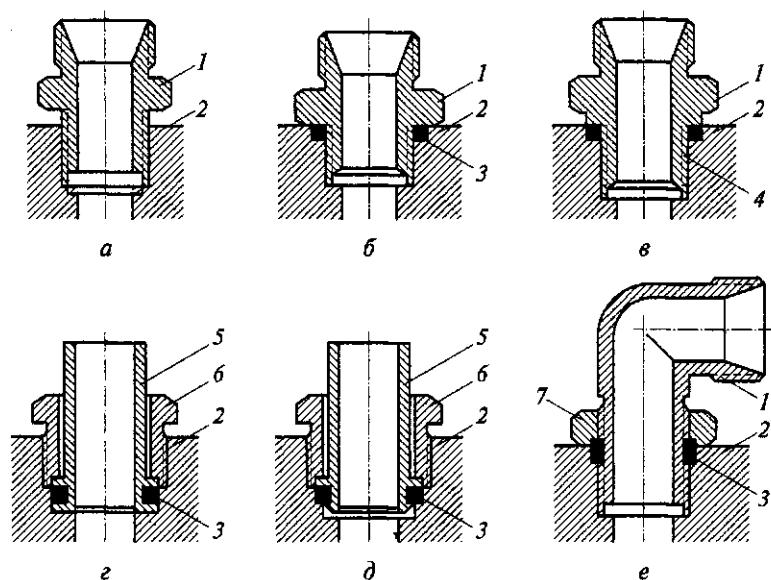


Рис. 11.6. Варианты штуцерных подсоединений:

a — на конической резьбе; *б* — на цилиндрической резьбе с уплотняющим кольцом; *в* — на цилиндрической резьбе с посадочным гнездом под штуцер; *г, д* — с ниппелем, уплотненным резиновым кольцом и натяжным штуцером; *е* — с уплотнительной прокладкой и контргайкой; 1 — подсоединение; 2 — крышка гидроцилиндра; 3 — уплотняющее кольцо; 4 — гнездо под штуцер; 5 — ниппель; 6 — штуцер; 7 — контргайка

выходы штоков могут защищать от внешних загрязнений гофрированными чехлами.

Подвод рабочей жидкости в полости гидроцилиндра осуществляется через *отверстия в крышках* или *специальных бобышках*, приваренных к гильзе. В отверстиях выполняется резьба для крепления штуцерных подсоединений, позволяющих присоединять к гидроцилиндру гидравлические трубопроводы в виде жестких металлических труб или гибких резиновых (обычно армированных) шлангов. Различные варианты таких подсоединений показаны на рис. 11.6. Основные виды подсоединений выпускаются серийно согласно стандартам или отраслевым нормам.

В необходимых случаях в гидроцилиндрах устанавливаются *демпферы*, обеспечивающие плавное торможение поршня в конце хода, *фиксаторы поршня* и *гидрозамки*. Действие гидравлических демпфирующих устройств основано на создании дополнительного гидравлического сопротивления вытесняемому потоку при сближении поршня с крышкой цилиндра (см. рис. 11.2).

Для защиты от утечек масла в случае потери герметичности подводящего трубопровода, например его разрыва, применяются гидрозамки.

Контрольные вопросы

1. Какие виды гидроцилиндров применяются в строительной-дорожной технике?
2. Как можно определить усилие на штоке гидроцилиндров одностороннего и двухстороннего действия, если известно их рабочее давление?
3. Как рассчитывается толщина стенок гильзы гидроцилиндра для заданного расчетного давления?
4. Для чего предназначаются демпфирующие устройства в гидроцилиндрах?

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ АППАРАТУРА

12.1. Предохранительные и переливные клапаны

Под термином «гидроаппаратура» понимают целый ряд разных гидравлических устройств, применяемых в гидравлических системах с целью обеспечения их работоспособности, удобства при эксплуатации и качественного исполнения их функций. К гидроаппаратуре относятся такие изделия, как предохранительные и переливные клапаны, обратные клапаны, гидравлические распределители потоков и др.

Гидравлические предохранительные и переливные клапаны представляют собой гидроаппаратуру, автоматически управляемую давлением, действующим в системе, и предназначенную для поддержания этого давления в установленных пределах.

Предохранительные клапаны предназначены для защиты гидросистемы от перегрузки давлением, они являются обязательной принадлежностью всех видов объемных гидроприводов и гидросистем и часто встраиваются в насосные агрегаты.

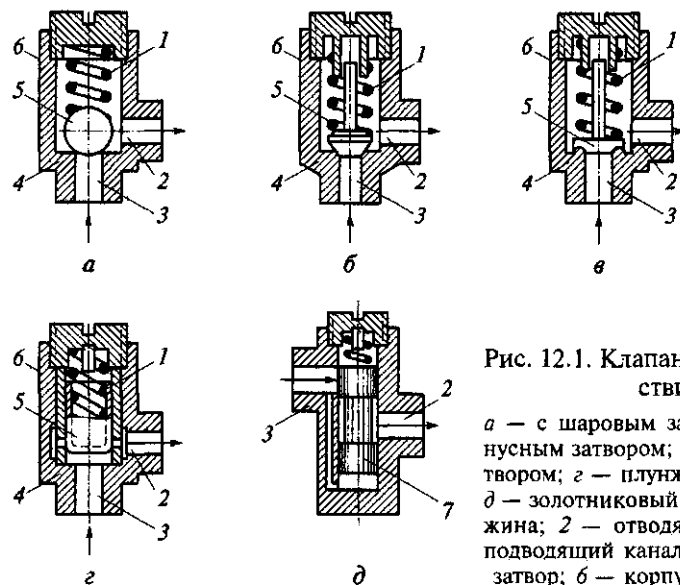


Рис. 12.1. Клапаны прямого действия:

a — с шаровым затвором; *б* — конусным затвором; *в* — дисковым затвором; *г* — плунжерным затвором; *д* — золотниковый клапан; 1 — пружина; 2 — отводящий канал; 3 — подводящий канал; 4 — седло; 5 — затвор; 6 — корпус; 7 — золотник

Переливные клапаны предназначены для поддержания постоянного давления в системах за счет перепуска части расхода. Во многих случаях переливные клапаны могут применяться также и в качестве предохранительных.

Все клапаны по принципу управления давлением делятся на две группы: клапаны прямого действия и клапаны с серводействием, или клапаны с управлением. В отличие от клапанов прямого действия, последние имеют дополнительное гидравлическое устройство для автоматического управления процессом срабатывания клапана и поддержания им заданного давления.

Основные виды *клапанов прямого действия* показаны на рис. 12.1. Запорный элемент 5 называется затвором, посадочное место 4 — седлом, оно часто выполняется в виде отдельной детали, запрессовываемой в корпус 6. Пружина 1 поджимает затвор, препятствуя открытию клапана. Седло может иметь острые кромки (рис. 12.1, а), конусные кромки (рис. 12.1, б) или кольцевые опорные кромки (рис. 12.1, в). По каналу 3 жидкость подводится к клапану, а по каналу 2 отводится в сливную линию.

Если давление жидкости на седло превышает усилие, создаваемое пружиной, клапан открывается и жидкость поступает на слив. В настраиваемых клапанах имеются регулировочные винты (на рис. 12.1 не показаны), с помощью которых можно устанавливать давление срабатывания клапана.

Специализированные предприятия в России и зарубежом изготавливают клапаны на основе национальных или отраслевых (фирменных) стандартов. Так, для применения в строительной технике ОАО «Пневмостроймашина» выпускает клапаны и другую аппаратуру на основе ТУ 22-1.020.102—95. Параметрами, на основании которых выбираются такие клапаны для гидросистем, являются:

- номинальное давление, которое должно соответствовать номинальному давлению в гидросистеме;
- максимальное и минимальное настраиваемые давления;
- номинальная пропускная способность клапана;
- тип присоединений и размер резьбы для соединения клапана с трубопроводом или гидроаппаратом.

Многие производители клапанов шифруют эти характеристики в буквенно-цифровом обозначении изделия.

По уровню номинальных давлений различаются клапаны низкого (до 2 МПа), среднего (до 6...10 МПа) и высокого (свыше 10 МПа) давлений. Такое разделение вызвано определенными различиями в их конструкциях.

По способу присоединения различаются клапаны резьбового и стыкового монтажа. Первый способ применяется, когда клапан подключается к трубопроводам, а второй — когда клапан монтируется на специально подготовленное посадочное место на насо-

се, гидроцилиндре или гидроаппарате. Применяются также встраиваемые клапаны, которые монтируются непосредственно в изделии.

На принципиальных гидравлических схемах гидравлические предохранительные и переливные клапаны принято показывать с помощью стандартных условных обозначений (см. Приложение 1).

Определенным недостатком клапанов прямого действия является склонность к самопроизвольным колебаниям, возникающим при малых давлениях (так называемые автоколебания клапанов). В наибольшей степени к автоколебаниям склонны шариковые и конические клапаны. В клапанах золотникового типа автоколебания возникают сравнительно редко.

Для борьбы с автоколебаниями разрабатывают специальные, более удачные формы проточной части, повышают демпфирующие свойства конструкции. Во всех случаях не рекомендуется применять клапаны при давлениях, меньше установленных в их паспортной характеристике.

Когда клапан закрыт (рис. 12.2, *a*), на его затвор действует сила давления жидкости в подводящем канале (точнее — разность сил давления в подводящей и сливной полостях). Обозначим ее проекцию на продольную ось через F_1 . Затем также действуют сила упру-

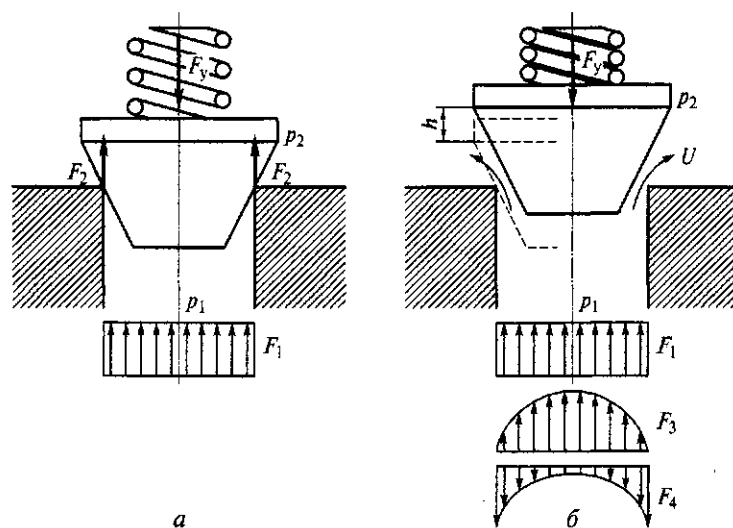


Рис. 12.2. Силы, действующие на закрытый (*a*) и открытый (*б*) затворы клапана:

F_1 — сила давления жидкости в подводящем канале; F_2 — реакция со стороны седла; F_3 — сила гидродинамического давления потока; F_4 — сила, вызванная снижением гидродинамического давления за седлом; F_y — сила упругости пружины; p_1 — давление в подводящем канале; p_2 — давление в отводящем канале

гости пружины F_y и распределенная по линии контакта реакция со стороны седла F_2 . Запишем уравнение статического равновесия сил для закрытого клапана в проекции на продольную ось в следующей форме, считая положительным направление вверх:

$$F_1 - F_y + F_2 = 0.$$

Если давление в подводящем канале повышается, реакция седла F_2 уменьшается. Критическому состоянию, непосредственно предшествующему открытию клапана, соответствует условие $F_2 = 0$, или

$$F_1 = F_y,$$

т. е. силы давления жидкости на затвор уравновешены силой упругости пружины. Считая кромки острыми, введем эффективную площадь действия силы давления жидкости $A_{ef} = \pi d_1^2/4$ и, обозначив коэффициент жесткости пружины клапана C_s , а ее начальное поджатие x_0 , условие статического равновесия сил представим в таком виде:

$$C_s x_0 = A_{ef}(p_1 - p_2),$$

где p_1 и p_2 — давление в напорной и сливной линиях соответственно.

Давление срабатывания клапана, или иначе давление его настройки определяется формулой $p_{max} = C_s x_0 / A_{ef}$. Если окажется, что перепад давлений в линии $(p_1 - p_2) > p_{max}$, клапан откроется и начнет пропускать жидкость через образовавшийся зазор между седлом и затвором. Для клапанов средних и высоких давлений обычно $p_2 \ll p_1$, поэтому условие настройки клапана часто определяют как $p_k = p_{1max}$, где p_k — давление на клапан; p_{1max} — максимально допустимое по условиям нормальной эксплуатации давление в напорной линии перед клапаном. Для предохранительных клапанов давление p_{1max} обычно принимается на 5...15% выше номинального давления в системе.

Когда затвор поднимается над седлом, через клапан протекает жидкость и картина действия сил на затвор изменяется. Сила F_2 исчезает, сила F_y увеличивается вследствие сжатия пружины и появляются еще две силы: F_3 — сила гидродинамического давления потока, пропорциональная $\rho U^2/2$, и сила F_4 , вызванная снижением гидродинамического давления за седлом. Схематически эти силы в проекции на вертикальную ось показаны на рис. 12.2, б. Условие равновесия открытого клапана теперь будет другим:

$$C_s(x_0 + h) = F_1 + F_3 - F_4.$$

Чем больший расход пропускает клапан, тем выше поднимается затвор над седлом и одновременно растет давление перед клапаном. Зависимость $p_1 = f(Q)$ называется гидравлической характе-

ристикой клапана. Если клапан рассчитан на пропуск максимального расхода Q_{\max} , то ему будет соответствовать повышение давления в напорной линии до уровня p_{\max} .

Для поддержания постоянных давлений при расходах, превышающих 50 л/мин, а также для защиты систем большой мощности от перегрузки более эффективным является применение клапанов с сервоуправлением, или клапанов непрямого действия. Особенность их устройства заключается в том, что они содержат не только основной гидроаппарат, пропускающий или перекрывающий рабочий расход, но и дополнительный клапан, управляющий этим гидроаппаратом. В качестве последнего применяются либо принудительно открываемые клапаны, либо золотники.

Один из управляемых клапанов показан на рис. 12.3, а. Клапан имеет корпус 10, внутри которого находится запорный золотник 8, шариковый сервоклапан 5 с напорной пружиной 4 и седлом 6. В закрытом положении на правый торец золотника действует давление жидкости из камеры в, которая соединена внутренними сверлениями (показаны пунктиром) с напорной полостью е, подключенной к подводящей напорной гидролинии. Левая часть золотника, которая имеет грибовидную форму, также нагружена давлением из камеры ж, соединенной сверлением с камерой е, и с противоположной стороны — давлением из полости з. В эту полость передается из полости в по внутреннему каналу б, просверленному в золотнике. Когда сервоклапан закрыт, давления в поло-

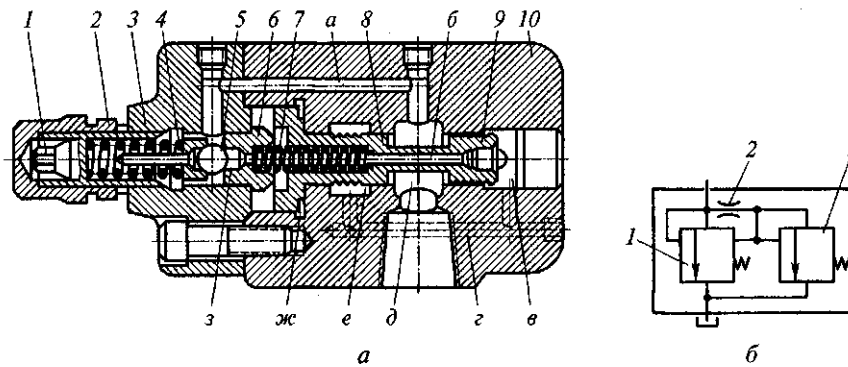


Рис. 12.3. Клапан с сервоуправлением:

а — схема клапана: 1 — регулирующий винт; 2 — контргайка; 3 — крышка; 4 — напорная пружина; 5 — шариковый сервоклапан; 6 — седло; 7 — удерживающая пружина; 8 — запорный золотник; 9 — постоянный дроссель; 10 — корпус; а — сливной канал; б — внутренний канал золотника; в — левая камера управления; г — внутренний напорный канал; д — сливная полость; е — напорная полость; ж — правая камера управления; з — камера сервоклапана; б — условное изображение на принципиальных схемах: 1 — управляемый клапан; 2 — дроссель; 3 — управляющий сервоклапан

стях *в*, *д*, *е*, *ж*, *з* одинаковы и золотник гидравлически уравновешен. В этот момент нажимная пружина 7 удерживает его в крайнем правом положении и сервоклапан закрывается.

Если в напорной гидролинии давление повышается, то возрастает и давление в камере *з* (жидкость подается туда по каналу *б* в золотнике). В результате, когда гидравлическая сила, приложенная к шариковому сервоклапану, превысит усилие настройки пружины 4, сервоклапан откроется. Жидкость, которая протекает через него, по сверлению *а* попадает в сливную полость *д*, соединенную со сливной гидролинией. Гидравлические потери, вызванные протоком жидкости по каналу *б*, приводят к тому, что давление в камере *з* станет меньше давлений в камерах *в* и *ж*. Равновесие гидравлических сил, действующих на торцы золотника, нарушится и золотник сместится влево. В результате напорная полость *е* соединится со сливной полостью *д*.

После того как клапан с сервоуправлением откроется, он поддерживает давление в напорной линии на практически постоянном уровне, независимо от протекающего через него расхода. Благодаря этому свойству такие клапаны часто применяются в качестве переливных клапанов в гидросистемах с постоянным давлением в напорной линии.

12.2. Редукционные и обратные клапаны

Редукционные клапаны предназначаются для поддержания (в определенных пределах) постоянно пониженного давления в части гидросистемы независимо от давления, действующего в основной гидролинии. Эти клапаны применяются для регулирования питания гидравлических устройств с пониженным давлением или для регулирования питания от одной гидролинии нескольких устройств, работающих при различных давлениях. Принцип действия редукционных клапанов основан на дросселировании давления основного трубопровода (см. подразд. 12.4).

На рис. 12.4, *а* показано схематическое устройство редукционного клапана с дифференциальным золотником, который способен работать при больших перепадах давлений. Вытекающая из канала 4 в камеру 6 с гидростатическим давлением p_1 , жидкость дросселируется на нижней кромке золотника 5, в результате чего понижается давление p_2 в выпускном канале 3. Это же давление по каналу 8 передается в камеру 9 и действует на торец большего диаметра золотника 5. Совместное действие этого давления и пружины 10 обеспечивают удержание золотника при определенном открытии. Если давление в канале 3 снизилось, то снижается и давление в верхнем торце золотника. В результате равновесие сил нарушается и под действием давления в канале 4 золотник приподнимается,

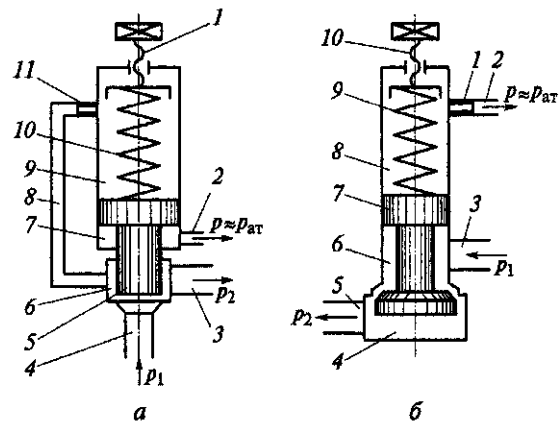


Рис. 12.4. Схематическое устройство редуционных клапанов:

а — с дифференциальным золотником: 1 — регулировочный винт; 2 — дренажный канал; 3 — выпускной канал; 4 — подводящий канал; 5 — золотник; 6 — входная камера; 7 — дренажная полость; 8 — канал управления; 9 — верхняя камера; 10 — пружина; 11 — дроссель; *б* — с коническим дросселирующим элементом: 1 — дроссель; 2 — дренажный канал; 3 — подводящий канал; 4 — сливная полость; 5 — сливной канал; 6 — напорная полость; 7 — золотник; 8 — дренажная камера; 9 — пружина; 10 — регулировочный винт

что увеличивает площадь открытия, уменьшает потери на дросселирование и восстанавливает прежнее равновесие сил. Винт 1 служит для настройки редуцированного давления, а дроссель 11 — для демпфирования автоколебаний. Утечки собираются в камере 7, а затем отводятся в дренажный канал 2 под давлением $p \approx p_{ат}$.

Принцип действия редуционного клапана с коническим запорным элементом (рис. 12.4, б) также основан на принципе дросселирования потока. Здесь высокое давление p_1 подводится к каналу 3, а пониженное давление p_2 отводится из канала 5. Дросселирующим элементом является конический поясок золотника 7 и кромка сливной полости 4. Пружина 9 и регулировочный винт 10 служат для настройки редуцированного давления. Утечки отводятся из дренажной камеры 8 через дроссель 1 в канал 2 с пониженным давлением $p \approx p_{ат}$.

Обратные клапаны служат для пропуски жидкости в одном направлении. Когда направление течения в трубопроводе по какой-либо причине изменяется, этот клапан запирает канал.

Обратный клапан прямого действия имеет затвор в виде шарика, конуса или золотника (рис. 12.5). При проходе жидкости из гидролинии 1 в гидролинию 2 затвор поднимается над седлом и пропускает жидкость. При обратном направлении потока затвор под действием пружины садится на седло и прижимается к нему давлением из гидролинии 2. В отличие от предохранительного кла-

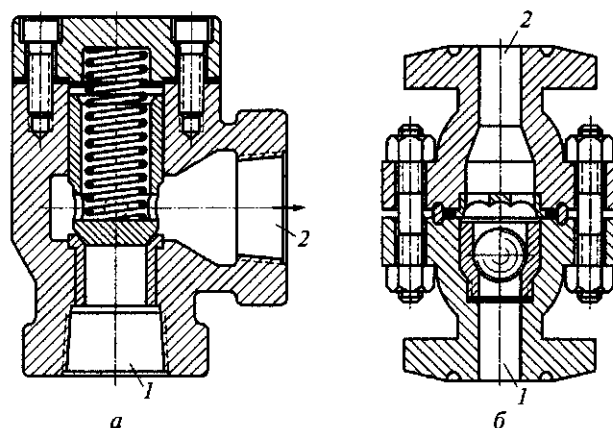


Рис. 12.5. Обратные клапаны прямого действия:

a — с коническим затвором; *б* — с шаровым затвором; 1, 2 — гидрролинии

пана пружина обратного клапана имеет малую жесткость, а прочная часть выполняется так, чтобы гидравлические потери в ней были бы минимальными. Обычно при протекании номинального расхода они составляют 0,01 ... 0,05 МПа.

12.3. Гидравлические распределители потока

Гидравлическими распределителями потока называются гидроаппараты, предназначенные для переключения потоков рабочей жидкости в гидросистеме. В гидроприводах применяется три вида таких распределителей: золотниковые, клапанные и с поворотной втулкой. Распределители потока применяются для управления потоками рабочей жидкости, подводимой к исполнительным гидродвигателям — гидромоторам и гидроцилиндрам.

Для обозначения распределителей потока на принципиальных схемах применяется знак, составленный из квадратов по числу рабочих позиций золотника. Внутри каждого из этих квадратов изображаются стрелки, показывающие течение жидкости и его направление. Примеры таких изображений приведены в Приложении 1.

Наибольшее распространение получили *распределители золотникового типа*. Устройство одного из них показано на рис. 12.6, *a*, а схемы его управления гидроцилиндрами — на рис. 12.6, *б* и *в*. Распределитель имеет подвижную деталь 1 цилиндрической формы с тремя поясками — золотник, который располагается внутри корпуса 2. В корпусе находится один входной канал 3, два выпускных канала 4, сообщающихся между собой, и два канала 5 и 6, которые служат для подключения распределителя к элементу си-

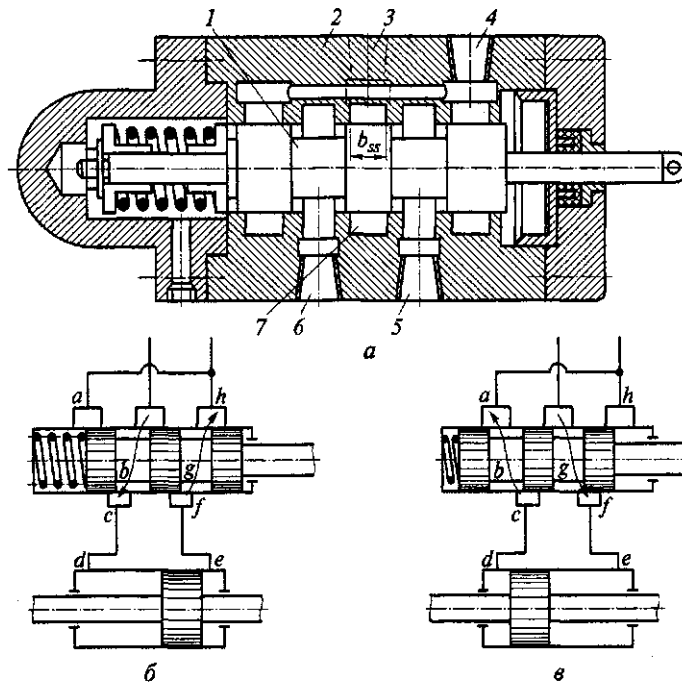


Рис. 12.6. Гидравлический золотниковый распределитель потока:
a — схематическое устройство распределителя: 1 — золотник; 2 — корпус; 3 — входной канал; 4 — выпускной канал; 5, 6 — каналы для подвода жидкости к гидродвигателю; 7 — напорное окно; *б* — схема потоков при смещении золотника влево; *в* — схема потоков при смещении золотника вправо; *a—d, e—h* — маршруты движения жидкости

стемы, например к гидроцилиндру или гидромотору. Каждый из этих каналов соединяется с соответствующим окном. Ширина проточки золотника b_{ss} должна быть такой, чтобы при расположении среднего пояска золотника строго против впускного окна корпуса все окна оказались бы перекрытыми. Таким образом, распределитель устанавливается в закрытое положение, и жидкость через него не течет.

Если золотник смещается, например вправо (см. рис. 12.6, *б*), и впускное и одно из выпускных окон оказываются полностью открытым, для жидкости открывается проход по маршруту $a—b—c—d$ в систему и по маршруту $e—f—g—h$ в сливную линию. При смещении золотника на такое же расстояние влево (см. рис. 12.6, *в*) направление течения жидкости в систему и на слив изменится на обратное, т. е. жидкость движется по маршруту $h—g—f—e$ из сливной линии, а затем по маршруту $d—c—b—a$ в систему. Для распределителей такого типа характерна работа в режиме дис-

кратного изменения открытия окна от нуля до полного открытия. Данный распределитель является трехпозиционным. Заметим, что крайние позиции в данном случае должны удерживаться принудительно.

Находят применение также двухпозиционные распределители и распределители, у которых в среднем положении каналы не перекрываются, а сообщаются друг с другом особым образом. Такую позицию часто называют «открытой нейтралью».

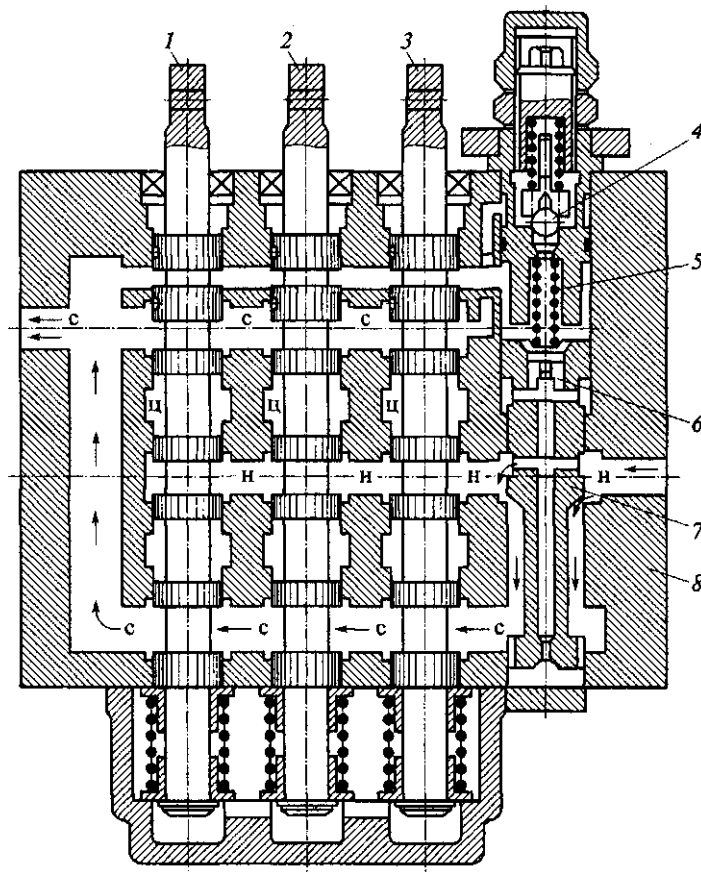


Рис. 12.7. Трехзолотниковый распределитель для гидропривода экскаватора:

1, 2, 3 — золотниковые распределители; 4 — предохранительный клапан; 5 — пружина перепускного клапана; 6 — демпфирующий дроссель; 7 — золотниковый перепускной клапан; 8 — корпус; с—с — маршрут сливной линии; н—н — маршрут напорной линии; ц—ц — полости, подключаемые к гидроцилиндрам

Для управления двумя и более совместно работающими гидроцилиндрами применяются *блочные конструкции гидравлических распределителей*. На рис. 12.7 показано схематическое устройство блока из трех золотниковых распределителей, применяемого в гидросистеме экскаватора ЭО-2621В. Каждый из трех распределителей 1, 2 и 3 подключается к своему гидроцилиндру через окна ц. Помимо золотников в корпусе находится предохранительный клапан 4 и золотниковый перепускной клапан 7, удерживаемый пружиной 5. Для установления автоколебаний предназначен дроссельный демпфер 6. Жидкость подводится по напорным каналам н — н. Канал с — с соединяется со сливной линией.

Управление золотником в гидравлических распределителях потока осуществляется одним из четырех способов: вручную, посредством электромагнитных устройств, гидравлическим и пневматическим способом.

Ручное управление с прямым воздействием часто применяется в системах управления гидроприводом экскаваторов, погрузчиков и других машин с низким уровнем автоматизации.

С увеличением номинальной пропускной способности габариты распределителя и усилие для перестановки золотника возрастают. В таких случаях обычно применяется *двухкаскадное управление*, при котором основной распределитель управляется *гидравлическим способом*.

В системах, использующих энергию сжатого воздуха, может оказаться эффективным применение распределителей, управляемых *пневматическим способом*. Принцип такого управления аналогичен гидравлическому, но в камеры управления подается под давлением воздух.

12.4. Гидравлические дроссели

Гидравлическим дросселем называется гидравлический аппарат, предназначенный для создания контролируемых гидравлических сопротивлений в линии. В гидросистемах и гидроаппаратах находят применение два вида дросселей: нерегулируемые, или постоянные, и управляемые.

Одним из распространенных видов постоянных дросселей является так называемая *дроссельная шайба*, которая представляет собой диск с отверстием малого диаметра в центре, встроенный в корпус с резьбовыми подсоединениями. Отверстие может иметь острые кромки. Такие дроссельные шайбы часто встраиваются в присоединительные штуцеры манометров для демпфирования пульсаций измеряемого давления.

Чем меньше диаметр отверстия в дроссельной шайбе d_0 , тем большие потери давления она создает при заданном расходе. Од-

нако при этом увеличивается опасность ее засорения и возрастают требования к тонкости фильтрации жидкости. Поэтому диаметр отверстия в дроссельной шайбе обычно принимается не менее 0,2 мм. Если перепад давлений на одной шайбе оказывается недостаточным, применяется несколько шайб, соединенных последовательно в одном корпусе. Такая сборка называется *пакетом шайб*.

Регулируемые дроссели позволяют изменять площадь пропускного отверстия $A_{др}$ в определенных пределах. Имеется несколько разновидностей регулируемых дросселей, отличающихся способом перекрытия дросселирующего окна. На рис. 12.8 показано схематическое устройство игольчатого дросселя, применяемого в системах низкого давления. Дроссель состоит из корпуса *б*, конусной иглы *5*, втулки *4* с калиброванным отверстием и регулировочного микрометрического винта *1*. Линия высокого давления подключается к каналу *2*, канал *3* является отводящим. Зависимость протекающего через такой дроссель расхода $Q_{др}$ от площади пропускного отверстия $A_{др}$ нетрудно определить с помощью формулы (4.10), которая в данном случае будет выглядеть так:

$$Q_{др} = \mu_{др} A_{др}(x) \sqrt{\frac{2\Delta p_{др}}{\rho}},$$

где $\mu_{др}$ — коэффициент расхода дросселя; $\Delta p_{др}$ — перепад давлений на дросселе (т.е. потери давления, которые создаются в пропускном отверстии дросселя как местном сопротивлении); $A_{др}(x)$ — площадь открытия как функция перемещения регулировочного винта.

Это уравнение дает возможность построить график $Q_{др} = f(x)$ при $\Delta p_{др} = \text{const}$, который называется *регулирующей характеристикой дросселя*. Поскольку зависимость $A_{др}(x)$ нелинейная, то и характеристика оказывается нелинейной.

Регулируемые дроссели применяются для понижения давления в потоках жидкости, управления скоростью движения исполнительных двигателей; кроме того, дросселирующие элементы

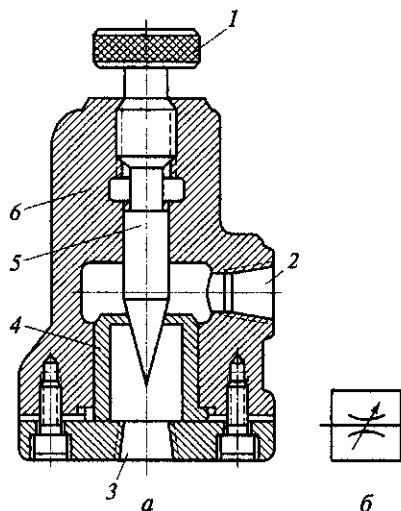


Рис. 12.8. Схема (а) и условное обозначение (б) игольчатого регулируемого дросселя:

1 — регулировочный микрометрический винт; *2* — подводящий канал; *3* — отводящий канал; *4* — втулка; *5* — конусная игла; *6* — корпус

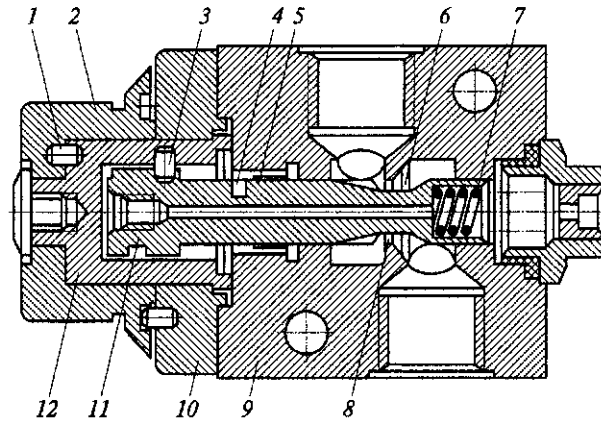


Рис. 12.9. Схема щелевого диафрагменного дросселя типа ДР с линейной регулировочной характеристикой:

1, 4 — штифты золотника; 2 — лимб; 3 — ведущий штифт втулки; 5 — дроссельный золотник; 6 — диафрагма; 7 — пружина; 8 — канавки треугольного профиля; 9 — корпус; 10 — шайба; 11 — винтовой паз золотника; 12 — втулка

входят составной частью в конструкции гидроклапанов, делителей расхода.

В гидроприводах строительных машин применяется щелевой диафрагменный дроссель тонкой настройки типа ДР с линейной характеристикой (рис. 12.9). В его корпусе 9 находится дроссельный золотник 5, на поверхности которого выполнены продольные канавки треугольного профиля 8. При продольном перемещении золотника происходит перекрытие пропускного окна, образованного этими канавками и стенкой диафрагмы 6. Перемещение золотника осуществляется поворотом лимба 2, который через штифт 1 поворачивает втулку 12. Ведущий штифт 3 этой втулки входит в винтовой паз золотника 11. Штифт 4 удерживает его от поворота. Поворот лимба на 300° соответствует изменению площади от нуля до полного открытия. Пружина 7 компенсирует осевые зазоры. В зависимости от типоразмера дроссели типа ДР имеют номинальную пропускную способность от 16 до 160 л/мин и номинальное давление 32 МПа.

12.5. Дросселирующие гидравлические распределители

Дросселирующими гидравлическими распределителями потока называются гидроаппараты, в которых совмещены функции распределителя потока и дросселя. Эти аппараты применяются для уп-

равления скоростью и направлением движения исполнительных гидродвигателей в управляемом гидроприводе.

Наибольшее распространение получили дроселирующие гидравлические распределители золотникового типа. Схематическое устройство одного из них показано на рис. 12.10. Этот распределитель состоит из корпуса 1, в котором находится золотник 3, имеющий три пояска. Средний из них перекрывает впускное окно, к которому подводится расход питания от насосной станции. Давление в этом канале поддерживается постоянным клапаном КП1, который перепускает через себя часть расхода, поступающего от насоса. Клапан КП1 называется *переливным*. К двум крайним каналам подключаются сливные линии, отводящие рабочую жидкость в бак. Еще два канала *a* и *б* служат для подключения исполнительного гидродвигателя. Выпускные окна обычно соединяются вместе в корпусе самого распределителя, поэтому говорят, что распределитель имеет «четыре хода».

Если золотник под управляющим воздействием сместится, например вправо, поток из впускного окна поступает в канал *a*. Так как при этом открывается правое выпускное окно, то в канал *б* из гидродвигателя жидкость поступает на слив. При смещении золотника влево происходит реверс потока и направления движения исполнительного гидродвигателя. Таким образом, при работе распределителя используются четыре дроселирующие кромки.

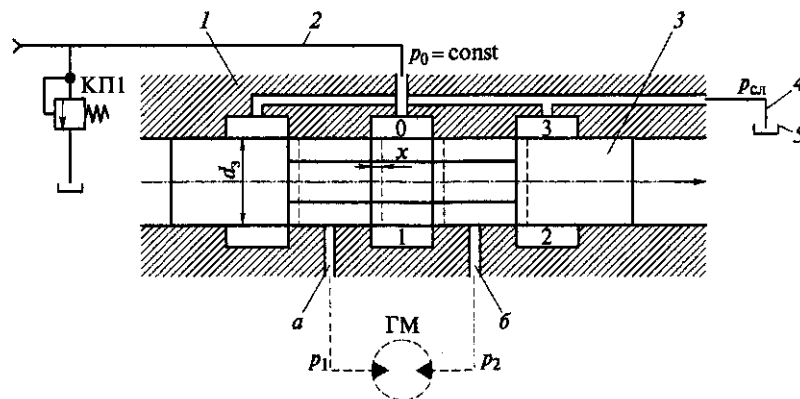


Рис. 12.10. Дроселирующий гидравлический распределитель с гидравлическим управлением:

1 — корпус; 2 — линия питания (нагнетания) от насосной станции; 3 — золотник; 4 — линия слива; 5 — бак; КП1 — переливной клапан; ГМ — гидромотор; *a*, *б* — каналы, подключаемые к гидродвигателю; p_0 — давление в питающей гидролинии; p_1 , p_2 — давления в каналах гидродвигателя *a* и *б* соответственно; $p_{сл}$ — давление слива; x — смещение золотника; d_z — диаметр золотника; 0—1 — впускное окно; 2—3 — выпускное окно

Основные технические свойства дросселирующих распределителей описываются *статическими характеристиками*. Получим уравнение для их построения. Для этого рассмотрим схему течения рабочей жидкости в распределителе (см. рис. 12.10), подключенном к гидромотору. Примем следующие допущения: перекрытие считается нулевым; гидравлическими потерями в каналах, кроме собственно дросселирующего зазора можно пренебречь; давление p_0 в линии питания, подведенной к среднему окну, поддерживается постоянным с помощью переливного клапана КП1; давление в сливной линии 4 ($p_{сл}$) также поддерживается постоянным. Диаметр золотника обозначим через d_3 , за начальное положение примем его позицию, когда кромки поясков совпадают с кромками перекрывааемых ими окон. Допустим, что в результате внешнего управляющего воздействия золотник получил некоторое смещение x из начального положения вправо, которое будем считать положительным. Тогда из впускного окна 0—1 через дросселирующий зазор, площадь которого $A_3 = \pi d_3 x$ (см. рис. 12.10), в гидромотор станет поступать рабочая жидкость с расходом Q_3 , создавая потери давления Δp_{12} . Применяя известные формулы гидравлики, запишем: $\Delta p_{01} = \zeta_3 \frac{\rho Q_3^2}{2A_3^2}$, где ζ_3 — коэффициент гидравлического сопротивления дросселирующего зазора, образованного смещением золотника x .

Тогда, имея в виду, что на основании известного соотношения $1/\sqrt{\zeta_3} = \mu_3$ можно ввести коэффициент расхода, будем иметь

$$Q_3 = \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{01}}. \quad (12.1)$$

Введем обозначение для рабочего давления: $p_{рб} = p_1 - p_2$.

Тогда $\Delta p_{01} = p_0 - p_1 = p_0 - p_{рб} - p_2$, но $p_2 = \Delta p_{23} + p_{сл}$, где Δp_{23} — потери давления на кромке выпускного окна 2—3. Следовательно

$$\Delta p_{01} = p_0 - p_{рб} - p_{сл} - \Delta p_{23}.$$

Допустим, что дросселирующие кромки распределителя гидравлически симметричны и потери на кромке впускного окна равны потерям на кромке выпускного окна, т. е. $\Delta p_{01} = \Delta p_{23}$. Тогда

$$\Delta p_{01} = \frac{1}{2}(p_0 - p_{рб} - p_{сл}).$$

Подставив полученный результат в формулу (12.1), получим

$$Q_3 = \mu_3 \pi d_3 x_3 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_0 - p_{рб} - p_{сл})}. \quad (12.2)$$

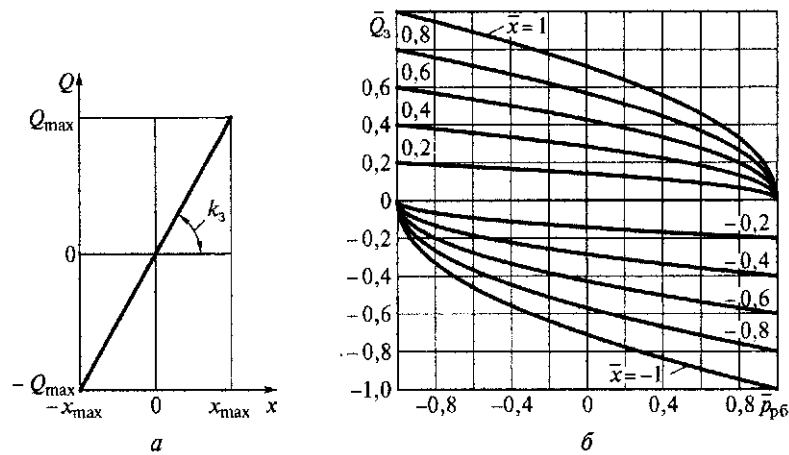


Рис. 12.11. Статические характеристики дросселирующего гидрораспределителя:

a — регулировочная характеристика (зависимость расхода через золотник Q_3 от открытия золотника x): Q_{\max} , x_{\max} — максимальный расход и максимальное открытие соответственно; k_3 — коэффициент усиления; b — внешняя характеристика в приведенной форме (зависимость приведенного расхода через золотник \bar{Q}_3 от приведенного рабочего давления $\bar{p}_{р6}$): \bar{x} — приведенное открытие золотника

Теперь заметим, что, во-первых, при определенных условиях давление p_{23} может оказаться больше, чем давление p_2 , например в динамике при достаточно большой кинетической энергии к этому может привести торможение поршня. Поэтому знак величины $p_{р6}$ следует понимать в алгебраическом смысле.

Во-вторых, смещению x влево от нейтральной позиции по определению соответствует знак « \leftarrow ».

Теперь на основании уравнения (12.2) построим две статические характеристики. Для построения первой из них допустим, что нагрузка на распределитель отсутствует и $p_{р6} = 0$. Тогда зависимость расхода через золотник от смещения золотника $Q_3 = f(x)$ при $\mu_3 = \text{const}$ (рис. 12.11, a) приобретает вид прямой, проходящей через начало координат. Эта зависимость называется регулировочной характеристикой идеального дросселирующего распределителя.

Для построения второй характеристики, которая называется внешней и представляет собой зависимость расхода через золотник от рабочего давления в гидродвигателе $Q_3 = f(p_{р6})$, примем $x = \text{const}$. Тогда получим для положительных и отрицательных рабочих давлений в области положительных и отрицательных открытий семейство парабол (рис. 12.11, b).

В отличие от распределителей потока, которые управляются дискретно, дросселирующие распределители требуют пропорцио-

нального аналогового управления. Для этого применяется в основном три вида управления:

- ручное управление с помощью микрометрических винтов, эксцентриков и других механизмов, обеспечивающих преобразование внешнего управляющего воздействия в малое смещение золотника;

- управление с помощью пропорциональных электромагнитных преобразователей, обеспечивающих смещение золотника пропорционально току, подаваемому на катушку управления;

- гидравлическое управление, при котором смещение золотника пропорционально разности давлений, подводимых к торцам золотника.

Дросселирующие распределители с электромагнитным управлением часто называются *однокаскадными электрогидравлическими усилителями мощности*.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены предохранительные и переливные клапаны? Как они настраиваются на заданное давление?

2. В чем выражается условие равновесного состояния закрытого клапана?

3. В чем состоит принцип действия клапана с сервоуправлением?

4. Для чего предназначены редуцирующие клапаны?

5. Для чего предназначены обратные клапаны?

6. Каким образом следует подключить распределитель потока к гидроцилиндру двухстороннего действия, чтобы управлять направлением движения его штока?

7. Какими способами осуществляется управление распределителями золотникового типа?

8. Каково устройство постоянных дросселей?

9. Как устроен гидравлический дроссель золотникового типа и на чем основан принцип регулирования протекающего через него расхода?

10. В чем состоят особенности схематического устройства дросселирующего трехпозиционного золотникового распределителя?

11. По какому уравнению и при каких допущениях можно построить статическую регулировочную и внешнюю характеристики дросселирующего распределителя?

ФИЛЬТРАЦИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

13.1. Источники загрязнения рабочих жидкостей в гидросистемах

Рабочая жидкость, заполняющая гидросистему, может содержать посторонние включения, обычно называемые *загрязнениями*. В основном они состоят из мелких частиц металла, стружки, пыли, определенную долю составляют также волокна растительного и животного происхождения.

Источниками загрязнения являются атмосферный воздух, который содержит разнообразные пылевые частицы; продукты износа элементов гидросистемы; последствия сборки, монтажа или ремонта гидропривода; посторонние включения в рабочую жидкость, содержащиеся в ней при ее поставке и попавшие в гидросистему при заполнении.

Загрязнения из атмосферного воздуха попадают в жидкость через свободную поверхность в баках и других емкостях. В наибольшей степени им подвержены системы открытого, негерметичного типа; гидроприводы строительно-дорожных машин, практически всегда работающие в запыленной среде. По среднестатистическим данным пылевые фракции такого воздуха состоят (по массе) на 70 % из кварцевого песка и частиц оксидов железа (3...5 %), алюминия (15...17 %), кальция (2...4 %) и др.

Твердость таких частиц может превышать твердость поверхностей подвижных пар в гидромашинах, поэтому загрязнения рабочих жидкостей вызывают их *ускоренный абразивный износ*. Общий срок службы при этом может сокращаться десятикратно.

Степень загрязнения жидкости оценивается числом частиц, содержащихся в 1 см³ пробы. Находят практическое применение специальные анализаторы чистоты, которые автоматически определяют степень загрязнения на работающем гидроприводе, например прибор фирмы Vickers. Наибольшее влияние на работу гидропривода оказывают загрязнения частицами определенного размера, сопоставимого с величинами зазоров основных пар трения. Так, если радиальный зазор в плунжерной паре роторно-поршневого насоса составляет обычно от 8 до 60 мкм, то можно считать, что частицы меньшего размера будут проходить через зазор, не причиняя существенного вреда; частицы, значительно превышающие по размеру этот зазор, будут «соскабливаться» острыми кромками поршня; частицы близких к зазору размеров будут входить и застревать на микронеровностях, вызывая абразивный износ и увели-

Таблица 13.1

Требования к чистоте масла для различных узлов гидропривода

| Узлы гидропривода | Тонкость фильтрации, мкм | Класс чистоты по ГОСТ 17216—2001 |
|--|--------------------------|----------------------------------|
| Шестеренные насосы, рассчитанные на давление до 2,5 МПа | 40 | 12—13 |
| Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы, регулируемые и нерегулируемые, рассчитанные на давление до 16 МПа, и распределительная гидроаппаратура, рассчитанная на давления до 20 МПа | 25 | 11—12 |
| Дросселирующие гидравлические распределители и электрогидравлические усилители | 5...10 | 10—12 |

чивая силы трения. Аналогичная картина наблюдается и при работе золотниковых пар в распределителях и клапанах.

Российскими и международными стандартами установлены классы чистоты для жидкостей. Каждый класс определяет максимально допустимое для него число частиц с размерами в установленном интервале на стандартный объем пробы. ГОСТ 17216—2001 «Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей» устанавливает 12 классов чистоты. Самый высокий уровень чистоты имеет класс 0.

В мировой практике применяется стандарт чистоты рабочих жидкостей ISO 4406. Каждый класс в этом стандарте характеризуется дробью: в числителе код интервала, в который попадают загрязняющие частицы размером свыше 5 мкм в расчете на 1 см³ пробы, а в знаменателе — код интервала, в который попадают частицы из той же пробы размером свыше 15 мкм. Для интервалов размеров загрязняющих частиц установлено 25 кодов. Например, классу ISO 4406, обозначенному 17/14, соответствует класс 12 чистоты по ГОСТ 17216—71. Соответствие стандартов и характеристики классов чистоты можно найти в справочной литературе.

Степень максимально допустимого загрязнения зависит от наиболее чувствительного узла гидропривода и обычно находится в интервале 5—14 классов. Требования к чистоте масла для некоторых видов оборудования приведены в табл. 13.1.

13.2. Способы очистки от загрязнений и конструкции фильтров

Основным и наиболее эффективным способом поддержания требуемой чистоты рабочей жидкости является ее *фильтрация*. Для

этого применяются устройства для очистки, встраиваемые в гидросистемы или непосредственно в гидравлическое оборудование. Устройства, применяемые в гидросистемах для очистки рабочих жидкостей, называются *гидравлическими фильтрами*. Различаются четыре группы таких фильтров: фильтры поверхностной очистки, фильтры глубинной очистки, комбинированные фильтры и фильтры силовой очистки.

Одним из распространенных видов фильтров, относящихся к первой группе, являются *сетчатые фильтры*. В них жидкость пропускается через сетку, имеющую определенный размер ячеек. Загрязнения, превышающие этот размер, удерживаются на поверхности сетки. Чаще всего применяются металлические сетки штапельного переплетения из стальной или бронзовой проволоки. Сетка монтируется либо на перфорированном цилиндрическом каркасе (рис. 13.1, *а*), либо на перфорированных чашках, вставляемых в корпус пакетом (рис. 13.1, *б*).

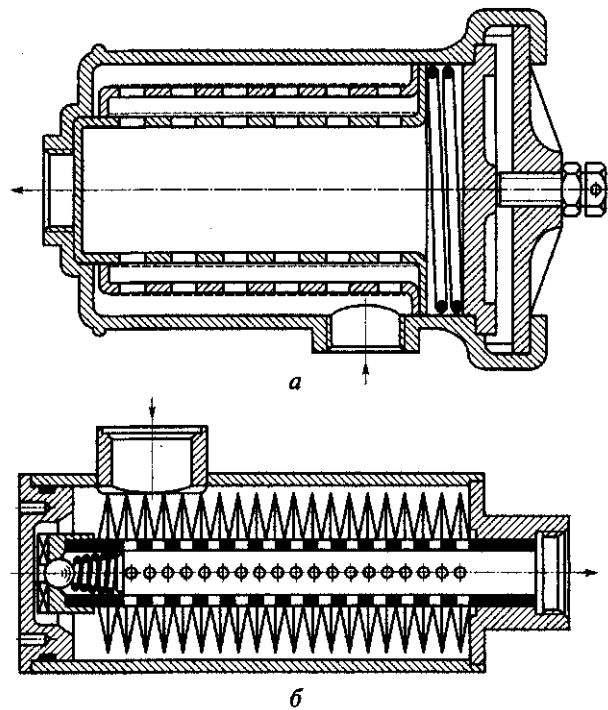


Рис. 13.1. Сетчатые фильтры:

а — с двухрядными сетками на перфорированных каркасах; *б* — с набором сеток на перфорированных дисках

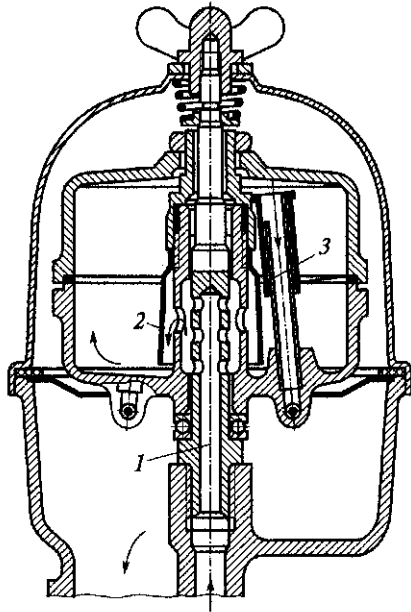


Рис. 13.2. Центробежный фильтр:
1 — входной канал; 2 — стакан; 3 —
подводящая трубка с сопловым отвер-
стием

Фильтры силовой очистки выполняют свои функции посредством воздействия на загрязнения силовых полей механической, магнитной или электростатической природы. В гидросистемах строительного-дорожных машин применяются фильтры центробежной очистки (рис. 13.2). Большим достоинством этих фильтров является высокая пропускная способность при малых гидравлических сопротивлениях. Однако они не всегда могут обеспечить высокую тонкость фильтрации.

Продукты износа деталей гидропривода содержат до 75 % ферромагнитных материалов. Для их очистки применяются фильтры, в корпус которых встроены сильные постоянные магниты. Рекомендуется использовать такие фильтры последовательно с фильтрами поверхностной или глубинной очистки, потому что при этом увеличивается срок их службы и улучшается качество очистки. По этой причине промышленностью выпускаются двойные магнитосетчатые фильтры в однокорпусном исполнении.

Серийно выпускаемые фильтры отечественного и зарубежного производства имеют маркировку, устанавливаемую стандартом или отраслевыми (фирменными) нормативами, в которых зашифрованы по определенной схеме параметры изделия. Расшифровку таких обозначений следует искать в документах производителей.

Помимо проволочных сеток широко применяются тканевые капроновые фильтры и фильтры из фильтровальной бумаги и картона, изготавливаемые по специальной технологии.

Перепад давлений на чистом фильтре обычно принимается 0,1...0,3 МПа. По мере службы фильтр засоряется и перепад давлений на нем возрастает. Конструкция фильтра должна обеспечивать прочность фильтрующей поверхности при максимально допустимом перепаде давлений.

Фильтрующие элементы фильтров глубинной очистки имеют пористую структуру и удерживают загрязнения в толще своего материала. Такие элементы изготавливаются из синтетических тонковолокнистых материалов, технического фетра, пористых керамических элементов и из металлокерамики.

13.3. Монтаж фильтров в гидросистеме

Фильтры являются важными компонентами гидросистемы. В результате их правильного выбора, установки в нужное место гидропривода и соблюдения регламента обслуживания при эксплуатации повышается срок безаварийной работы машин, увеличивается долговечность комплектующего оборудования и снижаются эксплуатационные расходы.

Места подключения фильтров в систему, их технические характеристики и принципы очистки должны обеспечивать максимально быстрое удаление загрязнений, попавших в жидкость извне или появившихся в ней как продукт износа. Эти задачи наиболее эффективно решаются, когда фильтры устанавливаются на линиях наибольших потоков.

Всегда следует применять готовые фильтры известных производителей, выбирая их по каталогам готовой продукции. Основными параметрами для такого выбора являются пропускная способность фильтра (номинальный расход) Q , номинальное давление p и тонкость фильтрации.

Варианты возможного монтажа фильтров в гидросистему показаны на рис. 13.3. Включение фильтра во всасывающую линию насоса (рис. 13.3, *a*) малоэффективно, так как по такой схеме можно применять только фильтры грубой очистки с относительно небольшими гидравлическими сопротивлениями. Очистку всей жидкости, поступающей в систему, кроме той, которая поступает в насос из бака, обеспечивает подключение фильтра в напорную линию

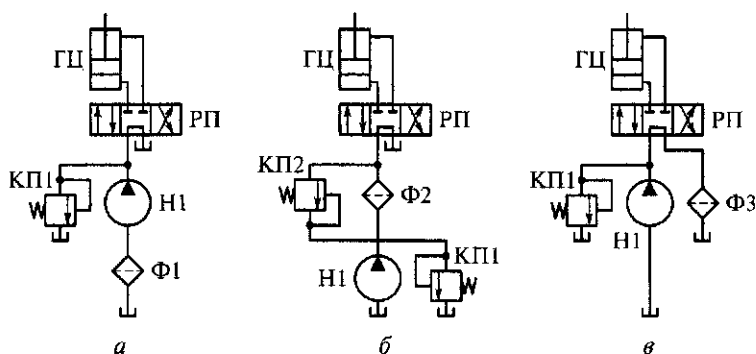


Рис. 13.3. Варианты подключения фильтров в гидросистему:

a — фильтр грубой очистки $\Phi 1$ во всасывающей линии насоса; *б* — фильтр тонкой очистки $\Phi 2$ с шунтирующим клапаном в напорной линии насоса; *в* — фильтр низкого давления $\Phi 3$ в сливной линии гидроцилиндра; ГЦ — гидроцилиндр; РП — распределитель потока; КП1 — предохранительный клапан; КП2 — шунтирующий клапан фильтра; Н1 — насос

насоса (рис. 13.3, б). Но для такой схемы требуются полнопоточные фильтры, специально предназначенные для работы под высоким давлением. В сливных линиях применяют фильтры низкого давления, которые дешевле высоконапорных (рис. 13.3, в).

Чтобы сократить габаритные размеры фильтров, часто применяется частичная очистка, при которой через фильтр пропускается только часть общего расхода гидросистемы. Например, такой способ очистки используется для замкнутых систем, в которых фильтруется только расход системы подпитки.

По мере эксплуатации сопротивление фильтра вследствие его засорения возрастает. Это может отрицательно сказываться на общей работоспособности системы, особенно когда применяются полнопоточные схемы. Поэтому рекомендуется подключать параллельно фильтру (в «байпас») перепускной клапан, настроенный на определенное давление (см. рис. 13.3, б). При засорении фильтра клапан открывается, и весь расход перетекает через него. При этом жидкость не очищается, но сохраняется работоспособность системы. Естественно, что допустимая длительность работы при открытом перепускном клапане должна быть ограниченной, а для систем, чувствительных к загрязнениям жидкости, подобные решения неприемлемы. Промышленностью выпускаются специальные фильтры, в которые встроены перепускные клапаны с индикацией засорения.

Контрольные вопросы

1. Какие последствия вызывает загрязнение рабочей жидкости в системе гидропривода?
2. Сколько классов устанавливает ГОСТ 17216—2001 для чистоты рабочих жидкостей и что характеризует каждый класс этого стандарта?
3. Какие способы очистки жидкостей применяются в гидросистемах строительно-дорожных машин?
4. Каковы особенности монтажа фильтров в гидросистеме?

ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДОВ

14.1. Гидравлические линии

Понятием *гидравлические линии (гидролинии)* объединяются все виды соединений между элементами гидросистемы, предназначенные для прохода жидкости. Различаются *рабочие гидролинии*, предназначенные для пропускания расходов рабочей жидкости, и *дренажные гидролинии*, предназначенные для пропускания расходов утечек. Рабочие гидролинии бывают *напорными, всасывающими и сливными*. По конструктивному исполнению гидролинии подразделяют на три основных вида:

- трубопроводы, выполняемые из жестких, обычно металлических труб;
- гибкие шланги и металлические рукава;
- каналы внутри корпусных деталей и элементов.

В качестве трубопроводов гидросистем строительно-дорожных машин применяются в основном стальные бесшовные цилиндрические трубы из сталей 10 и 20. Трубопроводы диаметром до 6 мм в некоторых случаях могут изготавливаться из алюминиевых сплавов. Находят также применение трубы из коррозионно-стойких сталей обычно марки 1Х18Н9Т.

Трубопроводы должны удовлетворять некоторым специальным требованиям. Прежде всего, они должны обладать необходимой прочностью при работе под давлением во всех диапазонах возможных нагрузок. Проходное сечение трубопроводов должно выбираться с учетом допустимых гидравлических потерь. Материал трубопроводов должен обладать хорошей пластичностью, так как при монтаже трубы обычно изгибаются согласно контуру трассы. Расчетная формула прочности для тонкостенных труб, у которых отношение диаметра D_t к толщине стенки δ соответствует условию $D_t/\delta \geq 10$, выводится при допущении того, что напряжения в стенках трубы являются только растягивающими и распределены равномерно.

Отсюда условие прочности имеет вид

$$\sigma_t = \frac{pD_t}{2\delta} < [\sigma],$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение, обычно принимается $(0,3 \dots 0,35)\sigma_b$, где σ_b — временное сопротивление разрыву того же материала. Для коррозионно-стойкой стали $\sigma_b = 560$ МПа, для стали 20 $\sigma_b = 410$ МПа, для стали марки 30ХГСА $\sigma_b = 1\,200$ МПа.

При расчетах на прочность в качестве гидростатического давления p в формулу подставляется расчетное давление, которое принимается равным максимальному действующему в трубопроводе давлению, умноженному на обоснованный коэффициент запаса. С учетом того что при эксплуатации возможно резкое повышение давления, коэффициент запаса нередко принимается равным 2,5...3.

Диаметр трубопровода D_T обычно выбирается по условию допустимых скоростей течения жидкости в нем:

$$D_T = \sqrt{\frac{4Q}{\pi U_{\text{доп}}}}$$

Допускаемую скорость $U_{\text{доп}}$ в напорной гидролинии можно принимать в соответствии с номинальным давлением в системе:

| | | | | | | |
|---|-----|-----|-----|----|----|-----|
| Номинальное давление, МПа, не более | 1,0 | 2,5 | 6,3 | 16 | 32 | 63 |
| Допускаемая скорость течения жидкости, м/с | 1,6 | 2,0 | 3,2 | 4 | 5 | 6,3 |

В процессе изготовления и монтажа гидросистем трубопроводы соединяются между собой и подключают к гидрооборудованию. При неразборном соединении части трубопроводов соединяются между собой сваркой или пайкой твердыми припоями. При этом учитывается, что место соединения не должно снижать прочности гидролинии.

Разборные соединения труб, а также подсоединение труб к гидроаппаратуре осуществляется с помощью фланцевых либо штуцерных присоединений. Большинство видов таких присоединений, характеристики которых регламентированы отечественными и международными стандартами, серийно выпускаются промышленностью.

Фланцевые присоединения в наиболее простом варианте состоят из двух круглых либо квадратных фланцев 1 и 2, которые привариваются к торцам труб (рис. 14.1, а). В проточке одного из них монтируется резиновое уплотнительное кольцо 4. Фланцы стягиваются болтами 3, размер и число которых зависят от рабочего давления в системе. Плоские уплотнительные прокладки с фланцевыми присоединениями в системах гидропривода не применяются.

Более удобными для монтажа являются присоединения с накладными фланцами, устройство которых показано на рис. 14.1, б. Эти конструкции состоят из штуцеров 1 и 4, которые привариваются к трубам. Предварительно на них надеваются фланцы 3, стягиваемые при монтаже болтами 2. Герметичность соединения обеспечивается уплотнительным кольцом 5, которое закладывается в канавку одного из штуцеров. В качестве уплотнительных колец применяются изделия стандартных размеров, выполненные из маслостойкой резины.

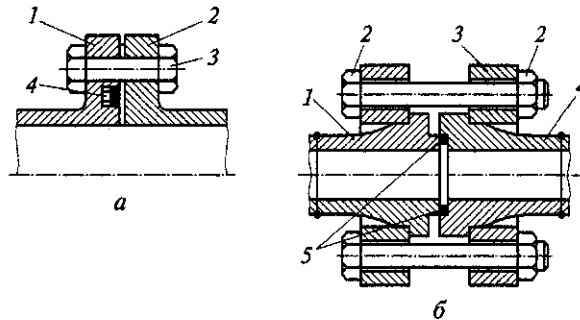


Рис. 14.1. Фланцевые присоединения труб:

a — приварные фланцы: 1 — фланец с канавкой для уплотнения; 2 — гладкий фланец; 3 — болт с гайкой; 4 — эластичное уплотнительное кольцо; *б* — накидные фланцы: 1 — труба с кольцевым выступом; 2 — болты; 3 — накидные фланцы; 4 — труба с канавкой для уплотнения; 5 — уплотнительное кольцо

Фланцевые присоединения применяются и для соединения трубопроводов с гидроаппаратурой или гидромашинами. В этом случае на корпусе выполняется посадочное место, а фланец крепится с помощью болтов либо один из фланцевых штуцеров приваривается к корпусу.

Фланцевые присоединения надежно работают при давлениях до 30...40 МПа, допускают многократную разборку и сборку. Однако при этом необходимо каждый раз устанавливать новые уплотнительные резиновые кольца.

Недостатками фланцевых присоединений являются довольно большие размеры, сложность монтажа при соединении болтами, чувствительность к осевым перекосам труб.

Штуцерные резьбовые присоединения состоят из трех деталей: штуцера, ниппеля и накидной гайки. В зависимости от конструкции различается несколько видов таких присоединений.

Одним из наиболее простых для сборки является штуцерное присоединение по наружному конусу (рис. 14.2, *a*). К конической части штуцера 1 подсоединяется трубопровод 4 с развальцованным под углом 68° концом и предварительно надетыми на него ниппелем 3 и накидной гайкой 2. Герметичность присоединения обеспечивается пластическими деформациями материала трубопровода, которые происходят в результате затягивания гайки. Такое присоединение применяется при давлениях до 10 МПа.

В современных гидросистемах широкое распространение получили *штуцерные присоединения с шаровым ниппелем*. Одна из этих конструкций показана на рис. 14.2, *б*, которая состоит из штуцера 1 с внутренним конусом, ниппеля 3, который приваривается к трубопроводу 4, и накидной гайки 2. Ниппель имеет сферическую головку, которая при затягивании гайки ложится на коническую

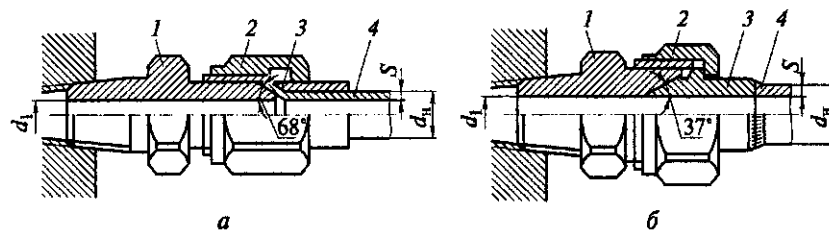


Рис. 14.2. Разборные штуцерные присоединения:

a — с внешним конусом и развальцовкой: 1 — штуцер; 2 — накидная гайка; 3 — ниппель; 4 — трубопровод с развальцовкой; *b* — с внутренним конусом и шаровым ниппелем: 1 — штуцер; 2 — накидная гайка; 3 — приварной ниппель; 4 — трубопровод; d_1 — диаметр конусной части; d_n — диаметр ниппеля; S — толщина трубопровода

поверхность. Герметичность обеспечивается за счет пластических деформаций материала в области контакта. Такое присоединение отличается удобством монтажа и надежной работой при давлениях до 50 МПа.

Во многих видах строительно-дорожных машин имеются элементы гидропривода, перемещающиеся относительно корпусных деталей или других конструкций. В качестве гидролиний, соединяющих такие элементы, применяются *гибкие шланги*. Каждый такой шланг состоит из гибкого рукава и двух концевых присоединений. Внутренняя часть рукава выполняется из резиновой или синтетической гибкой трубки. Снаружи она покрывается оплеткой из тканевых или металлических нитей, защищенной от повреждений наружной оболочкой. Оплетка воспринимает гидростатическое давление, действующее изнутри на стенки трубки, поэтому выполняется из высокопрочных материалов. Резинометаллические рукава с оплеткой из стальной проволоки отечественного производства подразделяют на три группы: I группа — рукава низкого давления с однослойной оплеткой; II группа — рукава среднего давления с двухслойной оплеткой; III группа — рукава высокого давления с трехслойной оплеткой. С увеличением числа слоев оплетки увеличивается допустимое давление, но одновременно уменьшается гибкость шланга.

Пример обозначения резинового рукава по ГОСТ 6286—73 «Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплетками неармированные. Технические условия»: ЛЛ-12-135/80-У, где I — тип рукава (I — с одной, II — двумя, III — тремя металлическими оплетками); Л — исполнение оплетки по виду проволоки (Л — латунированная проволока, если буква отсутствует — светлая проволока); 12 — внутренний диаметр, мм; 135 — максимальное рабочее статическое давление, кгс/см²; 80 — рабочее динамическое давление, кгс/см²; У — климатическое исполнение (Т — тропическое, У — для умеренного климата, С — для севера).

Концевые присоединения монтируются на рукавах по специальным технологиям и выполняются на предприятиях, изготавливающих шланги. Такое присоединение (рис. 14.3) состоит из внутренней обоймы 3 с головкой под тот или иной вид штуцерного соединения 1, промежуточной гильзы и внешней обоймы 2. Посредством опрессовки обоймы надежно соединяются с рукавом. От качества такого присоединения зависит прочность шланга в целом и его работоспособность в заданных условиях эксплуатации. Для каждой из групп шлангов технические условия устанавливают предельно допустимые рабочие давления в зависимости от диаметра рукава.

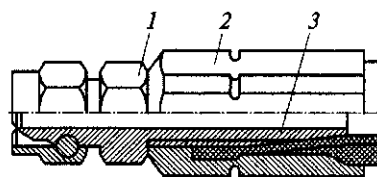


Рис. 14.3. Заделка шланга в штуцерное шаровое присоединение: 1 — штуцер с накидной гайкой; 2 — внешняя обойма; 3 — внутренняя обойма

В последние годы значительное распространение получают *гибкие шланги из полупрозрачных синтетических материалов*, армированных стекловолокном, которые обладают меньшими наружными диаметрами и гидравлическими соединениями по сравнению с резиноталлическими шлангами, работающими при таких же допустимых рабочих давлениях.

Для гидросистем, работающих в условиях низких или, наоборот, высоких температур, рекомендуется применять *гибкие металлические рукава*, которые изготавливают из профилированных стальных лент, свернутых в спираль и соединенных пайкой или сваркой. Рукав имеет гофрированную форму и обладает гибкостью, не уступающей резиновому шлангу.

При эксплуатации трубопроводы и шланги подвергаются действию гидравлических давлений, которые в большинстве случаев имеют пульсирующий или знакопеременный характер. Такие нагрузки могут являться причинами снижения прочности вследствие усталостных процессов как в самих материалах гидролиний, так и в местах их присоединения к ниппелям и фланцам. Эти процессы могут усилиться за счет собственных вибраций трубопроводов и шлангов.

Прокладка труб и шлангов на объекте должна производиться так, чтобы была исключена возможность их повреждения в процессе эксплуатации. При этом трубопроводы следует крепить к элементам конструкции на опорах с помощью установочных хомутов и стоек.

Гидроагрегаты, крупногабаритная аппаратура и баки гидросистем должны иметь собственные крепления к корпусу машины. При этом целесообразно применять виброизолирующие опоры или прокладки.

Присоединения труб и шлангов к объектам должны обеспечивать возможность их демонтажа наиболее удобным и простым способом. Поэтому, например, не допускается прямолинейное соединение труб и шлангов, так как оно вызывает дополнительные растягивающие напряжения и делает невозможным их демонтаж без демонтажа, по крайней мере, одного из объектов.

14.2. Баки для гидроприводов

Баки гидросистем предназначены для содержания запаса рабочей жидкости в количестве, необходимом для обеспечения нормальной работоспособности гидропривода. Помимо основной функции они выполняют ряд дополнительных функций, которые должны предусматриваться их конструкцией. Обычно баки выполняются в форме параллелепипеда с отношением длины, высоты и ширины — 2:2:1, так как при этом обеспечиваются наилучшие условия теплообмена нагретого масла с окружающей средой. *Полезная вместимость бака* для гидросистем с замкнутой циркулирующей рабочей жидкости должна определяться из условия

$$V_{06} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4,$$

где V_1 — объем масла в гидросистеме; V_2 — максимальный объем масла, сливаемого из гидроцилиндров за один ход поршня или

при изменении рабочего объема при регулировании насоса (гидромотора); V_3 — объем, компенсирующий температурные расширения жидкости; V_4 — резервный объем.

Общий объем бака должен превышать объем V_{06} на 15...20 %.

Конструкция крышки бака должна обеспечивать герметичность внутреннего пространства, чтобы не допускать попадания в жидкость загрязнений из окружающей среды. На крышке устанавливаются наливная горловина с фильтром предварительной очистки масла и воздушный фильтр (сапун) для очистки воздуха, поступающего в бак при колебаниях объема жидкости. Чтобы уменьшить аэрацию масла, внутреннее пространство

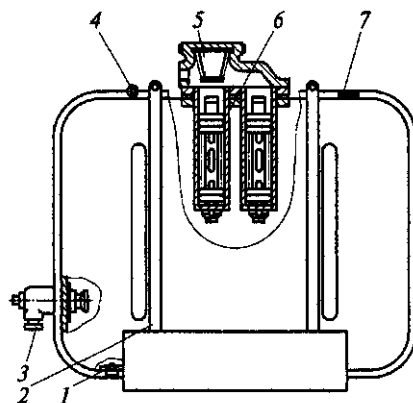


Рис. 14.4. Навесной масляный бак гидропривода экскаватора:

1 — сливная трубка; 2 — бак со стяжками; 3 — запорный вентиль; 4 — уровеньная линейка; 5 — наливная горловина с фильтром грубой очистки; 6 — блок фильтров; 7 — сапун

бака разделяется на два и более отсеков перфорированными перегородками или сетками с достаточно крупными ячейками.

Всасывающие патрубки насосов и сливные трубопроводы обязательно должны заканчиваться под уровнем масла и не доходить до дна бака на 30... 60 мм. Бак должен иметь устройства для контроля за уровнем масла и сливную пробку для опорожнения бака при замене рабочей жидкости.

Конструкция масляного бака, применяемого в гидросистемах строительно-дорожных машин, показана на рис. 14.4. В верхней части бака 2 находится наливная горловина 5 с фильтром грубой очистки, линейка (щуп) для измерения уровня масла 4, сапун 7. В нижней части находятся сливная трубка 1 для опорожнения бака и запорный вентиль 3. Масло из системы поступает через блок фильтров 6 тонкой очистки.

На баке может устанавливаться гидравлическое оборудование: насосы, клапаны, гидравлические распределители потока и т. п. В таких случаях их конструкции должны выдерживать возникающие при этом нагрузки. Готовые емкости перед монтажом испытывают избыточным давлением 0,05 МПа.

14.3. Гидравлические аккумуляторы давления

Гидравлическим аккумулятором давления называется емкость, предназначенная для аккумулирования механической энергии рабочей жидкости в гидроприводе. Аккумуляторы давления применяются для поддержания давления в системе при выключенном насосе, подпитки дополнительным расходом, сглаживания пульсирующих давлений и выполнения некоторых других функций. Наибольшее распространение получили аккумуляторы, в которых энергия запасается в результате сжатия газовой среды. Такие аккумуляторы называются *газогидравлическими аккумуляторами*. В качестве газовой среды в них применяется, главным образом, азот, так как он плохо растворяется в масле, не вызывает коррозию металлических деталей, дешев и взрывобезопасен. Иногда применяется инертный газ, обычно аргон. Применение воздуха запрещено ввиду опасности взрыва паров масла (однако в технической литературе употребляется также не совсем правильный термин — гидропневматический аккумулятор).

В системах строительно-дорожных машин применяются два вида таких аккумуляторов: газогидравлические аккумуляторы с поршневым разделителем сред, или поршневые газогидравлические аккумуляторы, и газогидравлические аккумуляторы с эластичным разделителем.

Газогидравлический аккумулятор с поршневым разделителем сред (рис. 14.5, а) состоит из корпуса (цилиндра) 5, внутри кото-

рого находится поршень *б*, уплотненный резиновыми кольцами. Нижняя крышка *7* имеет резьбовое отверстие, к которому подсоединяется штуцер, служащий для подключения аккумулятора к гидрелинии. Верхняя крышка *1* имеет зарядный узел *3* с клапаном и штуцером *2*. Обе крышки также уплотнены резиновыми кольцами и соединены с цилиндром при помощи разрезных металлических колец *4*.

Верхняя полость *А* заряжается техническим азотом до начального давления. Если давление в системе превышает начальное давление азота, нижняя полость *Б* заполняется рабочей жидкостью. При этом объем газа уменьшается, а давление в газовой полости возрастает.

Гидравлический аккумулятор с эластичным разделителем сред (рис. 14.5, *б*) состоит из корпуса *2*, внутри которого находится оболочка *3* из эластичного материала (пербунана или специальной резины). В нижней части корпуса находится клапан *4* и штуцер *5* для подключения аккумулятора к гидравлической линии. В верхней части имеется зарядный узел *1*.

Оболочка заряжается газом под начальным давлением. Если давление в системе оказывается выше, чем начальное давление газа, пространство корпуса вне этой оболочки заполняется рабочей жидкостью. Клапан *4* предназначен для запираания внутренней полости аккумулятора при его полном опорожнении (см. рис. 14.5, *б*).

Заряженный аккумулятор всегда хранит определенный запас энергии в виде сжатой газовой среды под давлением. Поэтому его эксплуатация должна проводиться при строгом выполнении правил, установленных для работы с сосудами высокого давления. Важнейшим требованием при их обслуживании является контроль за давлением зарядки, для чего блок аккумулятора должен иметь манометр и располагаться на объекте в доступном месте. На аккумуля-

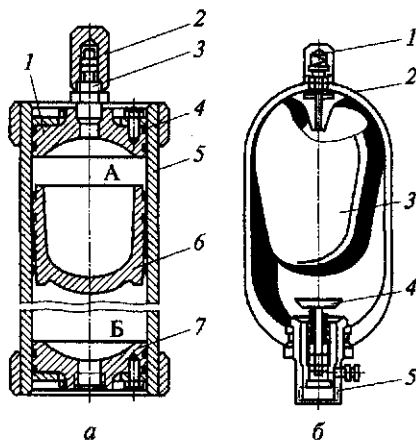


Рис. 14.5. Газогидравлические аккумуляторы:

а — поршневой аккумулятор: *1* — верхняя крышка; *2* — клапан; *3* — зарядный узел; *4* — разрезные кольца; *5* — корпус; *6* — поршень-разделитель сред; *7* — нижняя крышка; *А, Б* — полости; *б* — аккумулятор с эластичным разделителем сред: *1* — зарядный узел; *2* — корпус; *3* — эластичный мешок; *4* — клапан; *5* — штуцер

муляторе запрещается выполнять сварочные работы, сверление отверстий и другие действия, нарушающие целостность корпуса. Крепление аккумулятора к объекту должно осуществляться бандажами с виброизолирующими прокладками с помощью способов, исключающих дополнительные механические нагрузки на корпус.

Ремонт аккумуляторов должен производиться только специализированными предприятиями, имеющими лицензию на работу с сосудами высокого давления.

Контрольные вопросы

1. Какие виды гидрولينий применяются в гидроприводах строитель-но-дорожных машин?
2. Каковы конструктивные особенности элементов, применяемых для соединения трубопроводов гидросистем?
3. В каких случаях в гидрелиниях привода применяются гибкие резино-вые шланги?
4. Какие функции выполняют баки гидросистем?
5. С какой целью могут применяться гидропневматические аккумуля-торы?

СИСТЕМЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

15.1. Нерегулируемый гидропривод

Объемные гидроприводы подразделяются на пять видов, отличающихся способом управления исполнительными гидродвигателями:

- нерегулируемый гидропривод;
- гидропривод дроссельного управления;
- гидропривод объемного (машинного) управления;
- электрогидропривод дроссельного управления (как правило, следящего типа);
- электрогидропривод смешанного объемного и дроссельного управления (как правило, следящего типа).

В конструкциях строительно-дорожных машин в основном применяются первые три вида гидропривода.

Особенностью *нерегулируемого гидропривода* является отсутствие в его системе гидравлических устройств управления скоростью исполнительного гидродвигателя. Если в качестве такого гидродвигателя применяется гидроцилиндр, то он работает, совершая прямые и возвратные ходы. У гидромотора возможен неревверсивный режим, когда вал вращается только в одном направлении, и реверсивный режим, когда вал меняет направление вращения.

Схемы нерегулируемых гидроприводов показаны на рис. 15.1. В первой из них (рис. 15.1, а) насос 4 через распределитель потока 5 (в данном случае трехпозиционный) подключен к гидроцилиндру 6. В зависимости от позиции золотника шток либо изменяет направление движения, либо останавливается. Жидкость от распределителя по сливному трубопроводу через фильтр 1 сливается в бак 2. Предохранительный клапан 3 служит для защиты гидросистемы от перегрузки давлением. Насос забирает рабочую жидкость из открытого бака, где ее свободная поверхность сообщается с атмосферой. Такая система называется *гидроприводом с разомкнутой циркулирующей рабочей жидкостью*.

Принципиальная схема гидропривода, имеющего *замкнутую циркулирующую рабочую жидкость*, показана на рис. 15.1, б. Отличительная особенность схемы заключается в том, что сливная линия от распределителя 7 непосредственно переходит во всасывающую линию главного насоса 6. При работе гидроцилиндра 8 общий объем жидкости в гидравлической системе изменяется, поэтому для компенсации этих изменений здесь применяется специальный дополнительный насос 4 с переливным клапаном 2. Когда рабочая жид-

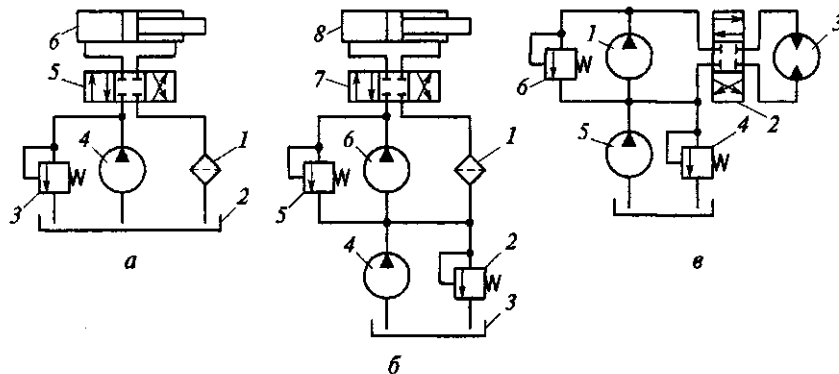


Рис. 15.1. Схемы нерегулируемых гидроприводов:

a — с разомкнутой циркуляцией: 1 — фильтр; 2 — бак; 3 — клапан; 4 — насос; 5 — распределитель потока; 6 — гидроцилиндр; *б* — с замкнутой циркуляцией: 1 — фильтр; 2, 5 — клапаны; 3 — бак; 4 — дополнительный насос; 6 — главный насос; 7 — распределитель потока; 8 — гидроцилиндр; *в* — с реверсивным гидромотором: 1 — главный насос; 2 — распределитель потока; 3 — гидромотор; 4 — переливной клапан; 5 — дополнительный насос; 6 — предохранительный клапан

кость от насоса *б* поступает в поршневую полость, насос *4* подпитывает всасывающую линию дополнительным расходом, а когда расход поступает в штоковую полость, излишек расхода из поршневой полости сливается через клапан *2* в бак *3*. Система, состоящая из насоса *4* и клапана *2*, называется *системой подпитки*. Переливной клапан *2* постоянно пропускает через себя расход жидкости и поддерживает, таким образом, давление на всасывании насоса постоянным. Предохранительный клапан *5* служит для защиты системы от перегрузки и для слива расхода насоса, когда распределитель установлен в нейтральную позицию. Фильтр *1* пропускает через себя весь расход, сливаемый из гидроцилиндра.

Принципиальные схемы нерегулируемых гидроприводов с гидромоторами имеют похожую структуру (рис. 15.1, *в*). Нерегулируемый гидропривод с гидромотором имеет замкнутую циркуляцию рабочей жидкости. Распределитель потока *2* обеспечивает реверс гидромотора *3* при нереверсивном главном насосе *1*. Когда распределитель установлен в нейтральную позицию, расход главного насоса сливается через предохранительный клапан *6*. Насос *5* и переливной клапан *4* обеспечивают подпитку системы.

Гидросистемы с замкнутой циркуляцией имеют определенные преимущества перед системами с разомкнутой циркуляцией, особенно когда они применяются на транспортных машинах и подвижных установках. Масляные баки таких систем обычно бывают закрытого типа, чтобы их внутренний объем был защищен от непосредственного попадания атмосферного воздуха.

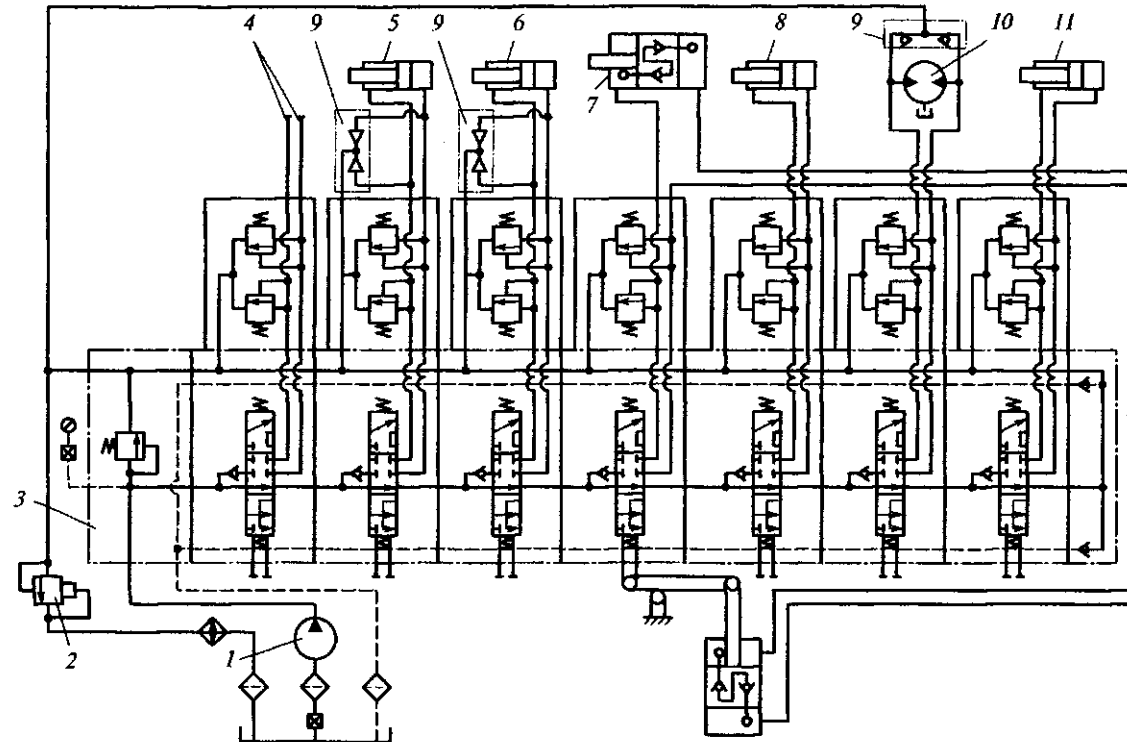


Рис. 15.2. Принципиальная схема нерегулируемого гидропривода экскаватора с последовательным однопоточным питанием:
 1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — блок распределителей и клапанов управления; 4 — отводы для подключения внешних гидравлических механизмов; 5—8, 11 — гидроцилиндры стрелы, рукояти рулевого управления, ковша, выносных опор; 9 — вентили;
 10 — гидромотор

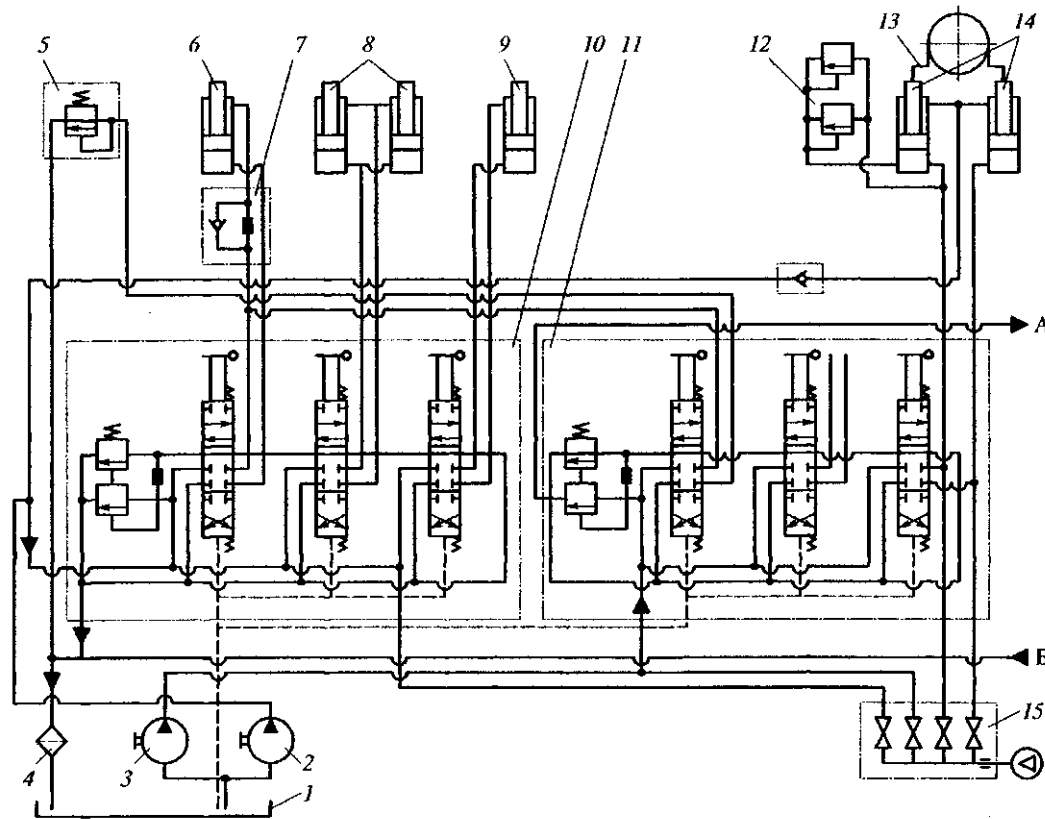


Рис. 15.3. Фрагмент принципиальной гидравлической схемы гидропривода экскаватора ЭО-2621В с двухпоточным параллельным питанием:

1 — бак; 2, 3 — насосы; 4 — фильтр; 5 — предохранительный клапан; 6, 8, 9, 14 — гидроцилиндры стрелы, рукояти, ковша, механизма поворота колонны; 7 — гидродроссель; 10, 11 — блоки гидравлических распределителей управления; 12 — цепь механизма поворота колонны; 13 — крановые распределители манометра; 15 — краны; А, Б — каналы питания и слива блока привода бульдозерного ножа

В гидроприводах строительно-дорожных машин к одному насосу могут подключаться два и более гидроцилиндров или гидромоторов. Для этого применяются схемы с параллельным, последовательным и параллельно-последовательным соединением. В первой из них допускается одновременная работа нескольких (двух и более) исполнительных гидродвигателей от одного насоса; во второй — каждый из гидродвигателей подключается к отдельному насосу; в третьей применяется комбинация первых двух соединений.

Принципиальная схема гидропривода с последовательным подключением, применяемого в некоторых типах экскаваторов, показана на рис. 15.2. В ней от одного насоса 1 запитываются гидромотор поворота платформы 10, гидропривод руля 7 и четыре гидроцилиндра: стрелы 5, рукояти 6, ковша 8 и выносных опор 11. Последовательность управления обеспечивается семью распределителями потока. Недостатком схемы является взаимное влияние работающих механизмов друг на друга при совмещении операций.

Для синхронизации движения двух гидроцилиндров в таких гидроприводах применяются *дресселирующие делители расхода*, но они снижают КПД гидропривода.

На рис. 15.3 показан фрагмент принципиальной схемы гидропривода экскаватора ЭО-2621В с последовательно-параллельной системой, которая обеспечивается двумя нерегулируемыми насосами 2 и 3 с приводом от вала отбора мощности трактора, на котором смонтировано данное экскаваторное оборудование. Два блока секционных распределителей 10 и 11 управляют соответственно гидроцилиндрами механизма копания 6, 8, 9 и гидроцилиндрами 14 поворота колонны. По каналу А поток подается в гидропривод бульдозерного ножа и выносных опор (на схеме не показан).

15.2. Гидропривод с объемным регулированием

Объемное (машинное) регулирование объемным гидроприводом основано на принципе регулирования рабочего объема гидромашин. В состав такого гидропривода могут входить одна или несколько регулируемых объемных гидромашин. Имеются три исходных схемы приводов с объемным регулированием: с регулируемым насосом (рис. 15.4, а), регулируемым гидромотором (рис. 15.4, б) и с двухмашинным регулированием (рис. 15.4, в).

На мобильных машинах обычно применяются приводы с регулируемыми насосами. Типичная принципиальная схема одного из них приведена на рис. 15.5. Этот привод имеет замкнутый контур циркуляции рабочей жидкости и состоит из насоса регулируемой подачи 8, исполнительного гидромотора 10, блока предохранительных клапанов 9. При работе общий объем рабочей жидкости в контуре гидросистемы может изменяться. Для компенсации этих

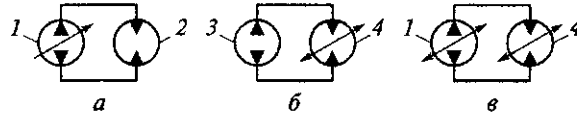


Рис. 15.4. Основные схемы объемного управления гидроприводом:

a — с регулируемым насосом; *б* — с регулируемым гидромотором; *в* — с регулируемым насосом и гидромотором; 1 — регулируемый насос; 2 — нерегулируемый гидромотор; 3 — нерегулируемый насос; 4 — регулируемый гидромотор

изменений в гидроприводе предусмотрена система подпитки, состоящая из подпиточного насоса 2 с обратным клапаном 7. Переливной клапан 3 служит для поддержания постоянного давления в сливной линии. Перепускной клапан 4 шунтирует фильтр 5 на случай его засорения. Бак 1 хранит запас рабочей жидкости.

Для описания механических свойств регулируемых гидроприводов используются их механические характеристики. Получим для них общее уравнение. Примем следующие допущения: механическая характеристика первичного двигателя насоса является абсолютно жесткой, и следовательно, насос работает с постоянной частотой вращения вала независимо от нагрузки; рабочая жидкость является несжимаемой; гидравлические потери в трубопроводах отсутствуют; переливной клапан 3 (см. рис. 15.5) настроен на давление $p_{кл}$; давление в сливной линии постоянно.

Составим уравнение баланса расходов:

$$\Delta Q_{0н} = Q_{0м} + \Delta Q_{н} = + \Delta Q_{м}, \quad (15.1)$$

где $Q_{0н}$ — геометрическая подача насоса; $Q_{0м}$ — геометрический расход гидромотора; $\Delta Q_{н}$ и $\Delta Q_{м}$ — суммарная утечка в насосе и гидромоторе соответственно (внешними утечками пренебрегаем).

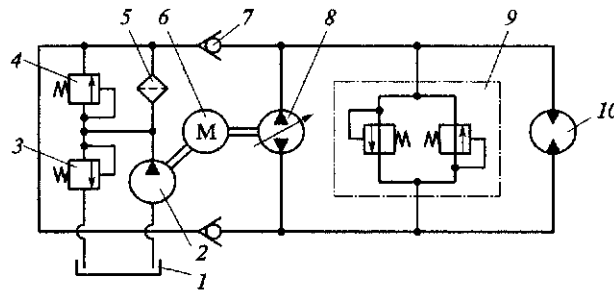


Рис. 15.5. Принципиальная схема гидропривода с регулируемым насосом и замкнутой циркуляцией рабочей жидкости:

1 — масляный бак; 2 — дополнительный (подпиточный) насос; 3 — переливной клапан системы подпитки; 4 — перепускной клапан фильтра; 5 — фильтр; 6 — приводной двигатель главного насоса; 7 — обратный клапан; 8 — главный насос регулируемой подачи; 9 — блок предохранительных клапанов; 10 — гидромотор

Выразим утечки через суммарный коэффициент утечек:

$$\Delta Q_H + \Delta Q_M = r_{Q_0} p_{p6}, \quad (15.2)$$

где r_{Q_0} — суммарный коэффициент утечек.

Используя известные соотношения, подставим формулу (15.2) в уравнение (15.1) и, выразив геометрический расход гидромотора через произведение его рабочего объема q_M и угловой частоты вращения вала ω_M , получим

$$\omega_M = \frac{2\pi}{q_M} [Q_{0H} - r_{Q_0} p_{p6}]. \quad (15.3)$$

Подачу регулируемого насоса представим так:

$$Q_{0H} = \frac{\omega_H q_{H \max}}{2\pi} \psi_H, \quad (15.4)$$

где ω_H — частота вращения вала насоса; $q_{H \max}$ — максимальный рабочий объем насоса; ψ_H — параметр регулирования для аксиально-поршневого насоса с наклонным диском $\psi_H = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}} \approx \frac{\gamma}{\gamma_{\max}}$,

для насоса с наклонным блоком $\psi_H = \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma_{\max}} \approx \frac{\gamma}{\gamma_{\max}}$, для радиально-поршневого насоса $\psi_H = \frac{e}{e_{\max}}$.

Подставив (15.4) в уравнение (15.3), получим

$$\omega_M = \frac{\omega_H q_{H \max}}{q_M} \psi_H - \frac{2\pi r_{Q_0}}{q_M} p_{p6}. \quad (15.5)$$

Заметим, что в полученном уравнении множитель перед параметром регулирования представляет собой частоту вращения гидромотора при нагрузке, равной нулю и $\psi_H = 1$. Назовем его максимальной скоростью холостого хода:

$$\omega_{x \max} = \frac{\omega_H q_{H \max}}{q_M}.$$

Тогда уравнение (15.5) можно переписать так:

$$\omega_M = \omega_{x \max} \psi_H - \frac{2\pi r_{Q_0}}{q_M} p_{p6}. \quad (15.6)$$

Регулировочная и внешняя характеристики гидропривода с объемным управлением, построенные по этому уравнению, показаны на рис. 15.6. При реверсе параметр регулирования насоса ψ_H и рабочее давление p_{p6} меняют знаки. Характеристика $\omega_M = f(p_{p6})$ справа ограничена давлением настройки предохранительного клапана, который открывается при $p_k = p_{p6 \max}$.

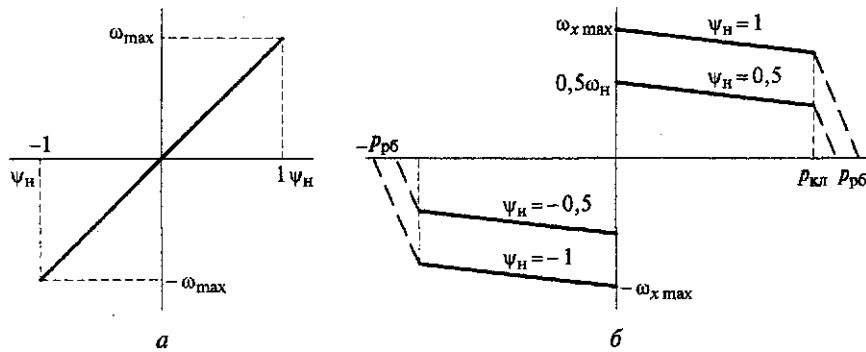


Рис. 15.6. Статические регулировочная (а) и внешняя (б) характеристики реверсивного гидропривода с регулируемым насосом

Регулируемые насосы применяются и в гидроприводах с гидроцилиндрами, особенно когда требуется управлять механизмами большой мощности.

Для регулируемого гидромотора уравнение статической характеристики приобретает такой вид:

$$\omega_m = \frac{q_n \omega_n}{q_{m \max} \psi_m} - \frac{2\pi r Q_s}{q_{m \max} \psi_m} p_{p6}, \quad (15.7)$$

где ψ_m — параметр регулирования гидромотора.

Графический вид этой характеристики показан на рис. 15.7, а. При двухмашинном регулировании регулировочная характеристика состоит из двух частей (рис. 15.7, б): ветви а, получаемой из уравнения (15.6) при $\psi_m = \text{const}$; ветви б, получаемой из уравнения (15.7) при $\psi_n = \text{const}$.

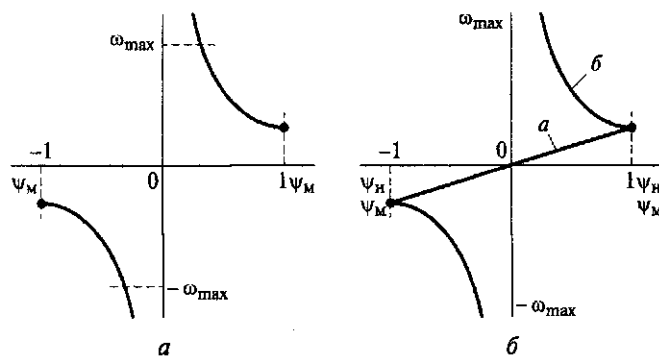


Рис. 15.7. Регулировочные характеристики гидропривода с регулируемым гидромотором (а) и двухмашинным регулированием (б)

Гидропривод объемного управления имеет высокий КПД, он способен работать при больших мощностях и удобно совмещается с первичными двигателями. В приводах строительно-дорожных машин гидроприводы применяются как в трансмиссиях колесных и гусеничных движителей, так и в механизмах. Для мощных гидроприводов строительно-дорожной техники ОАО «Пневмостроймашина» выпускает насосные агрегаты типа 3-3 на давление 20 МПа с двумя аксиально-поршневыми регулируемыми насосами в одном блоке.

15.3. Гидропривод с дроссельным регулированием

Управление скоростью исполнительных гидромоторов и гидроцилиндров в гидроприводах с дроссельным регулированием осуществляется с помощью дросселирующих гидроаппаратов: *регулируемых дросселей* и *дросселирующих гидрораспределителей*. Различаются два основных вида таких гидроприводов: гидроприводы с *постоянным давлением питания* и с *переменным давлением питания*. Принципиальные схемы таких приводов показаны на рис. 15.8 и 15.10.

Наиболее простой вид имеет схема такого гидропривода, когда в нем применяется нереверсивный гидромотор, а система циркуляции является разомкнутой (рис. 15.8, а).

Регулируемый дроссель 2 включен в напорную линию насоса 1 последовательно с гидромотором. Принципиальной особенностью схемы является наличие переливного клапана 4, настроенного на определенное давление и поддерживающего его на постоянном уровне, поэтому он постоянно пропускает через себя часть расхода насоса.

Уравнение баланса расходов для такой схемы имеет следующий вид:

$$Q_n = Q_k + Q_{др}$$

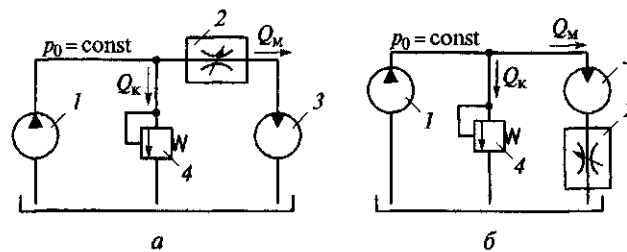


Рис. 15.8. Регулирование скорости гидромоторов в гидроприводах с постоянным давлением питания (последовательно-дроссельное управление) с подключением регулируемого дросселя на входе (а) и на выходе (б):

1 — насос; 2 — дроссель; 3 — гидромотор; 4 — переливной клапан; Q_k — расход гидромотора; $Q_{др}$ — расход через переливной клапан; p_0 — давление в линии нагнетания

Из него следует, что если расход через дроссель будет изменяться, то будет изменяться и расход, поступающий в гидромотор. Излишек расхода будет сливаться через переливной клапан. Часть расхода, выходящего из дросселя, будет теряться вследствие объемных потерь в гидромоторе, которые можно выразить через коэффициент перетечек r_{Q_m} : $\Delta Q_m = r_{Q_m} p_{рб}$. Поэтому исходя из формул (12.2) и (7.2), напомним:

$$\omega_m = \frac{2\pi}{q_m} \left(\mu_{др} A_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_{рб} - p_{сл})} - r_{Q_m} p_{рб} \right),$$

где ω_m — угловая частота вращения вала гидромотора; q_m — рабочий объем гидромотора; $\mu_{др}$ — коэффициент расхода (дросселя); $A_{др}$ — площадь дросселирования; ρ — плотность рабочей жидкости; p_0 — давление нагнетания; $p_{рб}$, $p_{сл}$ — рабочее и сливное давления соответственно.

Площадь дросселирования удобнее выразить через элемент, управляющий ею, например, через смещение регулирующего винта, осевого смещения зазора дросселирования и т. п. Для дросселя золотникового типа $A_{др} = \pi d_3 x$, поэтому

$$\omega_m = \frac{2\pi}{q_m} \left(\mu_{др} \pi d_3 x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_{рб} - p_{сл})} - r_{Q_m} p_{рб} \right), \quad (15.8)$$

где d_3 — диаметр золотника.

Суммарный крутящий момент M_s , действующий на валу гидромотора, входит в это уравнение не явно, а через рабочее давление гидромотора (см. формулу (7.10)).

Уравнение (15.8) позволяет построить статические характеристики гидропривода с дросселем. Зависимость $\omega_m = f(x)$ при давлении в регулируемом гидромоторе $p_{рб} = 0$ называется *регулирующей характеристикой привода*, а зависимость $\omega_m = f(M_s)$ при $x = \text{const}$ называется *внешней характеристикой*. При различных открытиях дросселя можно построить семейство парабол для каждого открытия. Такие характеристики показаны на рис. 15.9. Из внешней характеристики, в частности, видно, что утечки приводят к оставке гидромотора раньше, чем давление нагрузки сравняется с давлением питания p_0 .

Для гидроприводов с реверсивным гидромотором или с гидроцилиндром необходимо после дросселя подключать двух- или трехпозиционный гидравлический распределитель потока.

Возможен другой вариант подключения дросселя — на выходе из гидромотора (рис. 15.8, б). Перепад давлений на дросселе здесь будет таким: $\Delta p_{др} = p_{вых} - p_{сл}$. Но $p_{вых} = p_{нг} - p_{рб}$, поэтому уравнение для скорости гидромотора полностью совпадает с формулой (15.8).

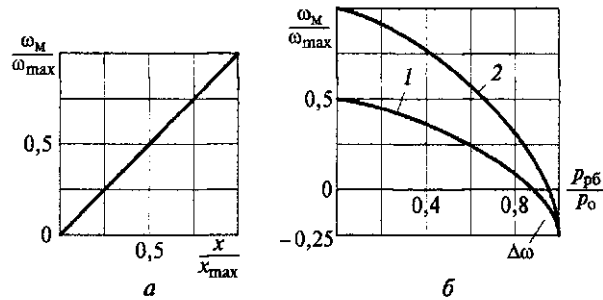


Рис. 15.9. Регулировочная (а) и внешняя (б) характеристики гидропривода с регулируемым дросселем при постоянном давлении питания:
1 — при 50%-ном открытии; 2 — при полном открытии дросселя

Подключение дросселя на выходе имеет только одну особенность — давление на выходе гидромотора $p_{\text{вых}}$ при таком способе будет выше сливного давления $p_{\text{сл}}$ на величину потерь на дросселе. Этот факт может быть полезным, когда используются поршневые гидромоторы со свободной кинематикой поршневых групп, требующие подпора в сливных линиях.

При параллельно-дроссельном управлении перепад давлений на дросселе равен рабочему давлению гидромотора (рис. 15.10) и поэтому

$$\omega_m = \frac{2\pi}{q_m} \left(Q_n - \mu_{др} \pi d_{др} x \sqrt{\frac{2p_{р6}}{\rho}} - r_{Qm} p_{р6} \right).$$

В гидроприводах с дросселирующими распределителями функции регулятора и распределителя потока объединены в одном гидроаппарате (рис. 15.11). Если в качестве исполнительного гидродвигателя применяется гидроцилиндр, то на основании формулы (12.2), разделив в ней расход на площадь поршня можно легко получить скорость поршня:

$$v_{п} = \frac{\mu_3 \pi d_3 x}{A_{п}} \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - p_{р6} - p_{сл})}.$$

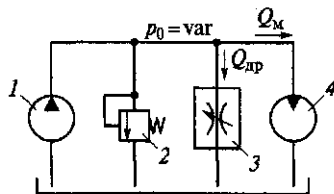
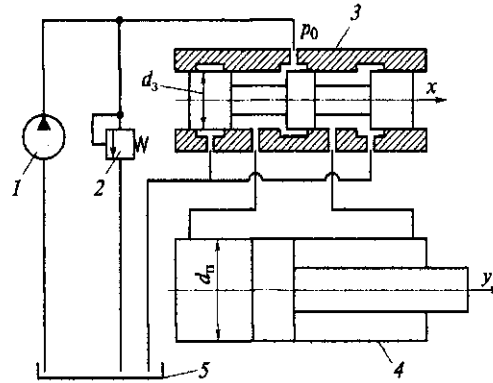


Рис. 15.10. Управление скоростью гидромотора в гидроприводе с переменным давлением питания (параллельно-дроссельное управление):

1 — насос; 2 — переливной клапан; 3 — дроссель; 4 — гидромотор

Рис. 15.11. Гидропривод с дросселирующим распределителем:

1 — насос; 2 — переливной клапан для поддержания постоянного давления питания; 3 — дросселирующий распределитель; 4 — гидроцилиндр; 5 — бак; p_0 — давление в линии нагнетания; d_3 — диаметр золотника; d_n — диаметр поршня; x — смещение золотника; y — смещение поршня



Расходом перетечек при этом обычно пренебрегают, так как в гидроцилиндрах они малы.

Это уравнение позволяет построить статические характеристики для такого гидропривода (рис. 15.12, а). В идеальном приводе

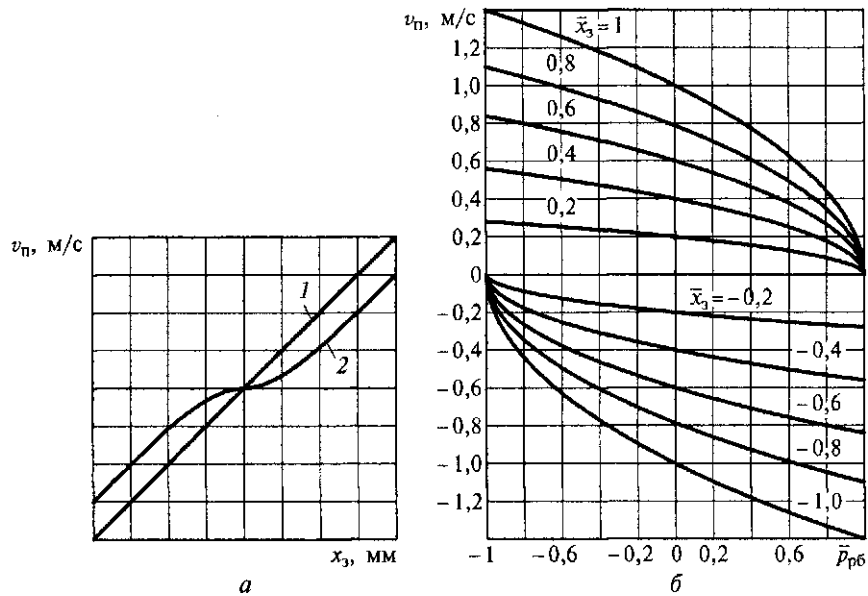


Рис. 15.12. Статические характеристики привода дроссельного управления с дросселирующим распределителем:

а — регулировочная характеристика: 1 — с идеальным распределителем; 2 — с реальным распределителем; v_n — скорость поршня; x_3 — смещение золотника; б — внешняя характеристика: v_n — приведенная скорость поршня; $p_{pв}$ — рабочее давление в гидроцилиндре

коэффициент расхода $\mu_3 = \text{const}$, а золотник распределителя не имеет радиальных зазоров. Поэтому регулировочная характеристика имеет вид прямой линии 1, проходящей через начало координат под постоянным наклоном. Зависимость коэффициента μ_3 от числа Рейнольдса и наличие утечек через зазоры в реальном распределителе приводит к тому, что на начальном участке имеется малый наклон, который увеличивается при $x_3 > (3 \dots 5)\delta$, где δ — радиальный зазор (график 2).

Внешняя характеристика (рис. 15.12, б) имеет вид семейства парабол при $x_3 = \text{const}$ и в первой четверти системы координат соответствует положительным открытиям при нагрузке, которая принимается положительной, когда она направлена против направления движения поршня ($p_{рб} > 0$). Утечки в гидроцилиндре малы и ими можно пренебречь. Во второй четверти $x_3 > 0$, но нагрузка направлена по направлению смещения поршня ($p_{рб} < 0$). Это может наблюдаться, например, в результате действия сил инерции, когда открытие распределителя начинает уменьшаться после разгона поршня. Такой режим является *тормозным*. Слева эта характеристика ограничена координатами: $p_{рб} = -p_{нт}$, $v_{п} = v_{х,х} \sqrt{2}$, где $v_{х,х}$ — скорость поршня в режиме холостого хода, при $p_{рб} = 0$:

$$v_{х,х} = \frac{\mu_3 \pi d_3 x}{A_{п}} \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - p_{сл})}.$$

Нижняя полуплоскость внешней характеристики соответствует открытию распределителя в противоположную сторону, когда принимается, что $x_3 < 0$.

Основным преимуществом гидроприводов с дроссельным управлением является высокая точность отработки управляющего воздействия и высокое быстродействие. Однако они имеют невысокий КПД, его максимальное значение приходится на давление $p_{рб} = 2/(3p_{нт})$ и достигает $\eta_{\text{max}} = 0,384$. По этим причинам дроссельное управление практически не применяется в силовых гидроприводах и в основном предназначается для систем управления. Например, дроссели используются для управления механизмами регулирования подачи в аксиально- и радиально-поршневых насосах.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят основные особенности принципиальных схем нерегулируемого гидропривода?
2. В чем состоят особенности принципиальных схем гидропривода последовательного подключения?
3. В чем состоят особенности принципиальных схем гидропривода параллельного подключения?

4. Какие виды объемных гидромашин применяются в системах гидропривода объемного (машинного) регулирования и какой вид имеют его регулировочные и внешние характеристики?

5. В чем состоит основная особенность принципиальной схемы гидропривода с последовательно дроссельным управлением и какой вид имеют его статические характеристики?

6. В чем состоит основная особенность принципиальной схемы гидропривода с параллельно-дроссельным управлением и какой вид имеют его статические характеристики?

7. В чем состоят особенности гидропривода с дросселирующим распределителем и постоянным давлением питания? Какой вид имеют его статические характеристики?

ПНЕВМОПРИВОД

Глава 16

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМОПРИВОДЕ

16.1. Структура и основные особенности пневмопривода

Пневмопривод представляет собой совокупность машин и аппаратуры, использующих энергию газовой среды под давлением для передачи потока мощности исполнительному устройству. Источником энергии газовой рабочей среды обычно служит *компрессор*. В пневмоприводах кратковременного действия или в системах поддержания давления при малом потреблении рабочей среды применяются *ресиверы* — герметичные емкости. Исполнительными элементами силовых пневмоприводов являются *пневматические двигатели* (пневмодвигатели) объемного типа (иногда — пневматические турбины). В качестве рабочей среды в пневмоприводах обычно используется *атмосферный воздух*, в некоторых системах применяется азот. Пневмосистемы всегда имеют в своем составе различные виды распределительной, предохранительной, регулирующей и другой пневмоаппаратуры, а также измерительные приборы. Общая схема компрессорного пневмопривода показана на рис. 16.1.

Пневматические системы используются в различных механизмах и устройствах строительной-дорожной техники, например для дистанционного управления гидроприводами, в пневматической подвеске и системах тормозов, в широко распространенном ручном пневматическом инструменте.



Рис. 16.1. Структурная схема пневмопривода

На рис. 16.2 показана принципиальная схема пневматической системы гидравлического экскаватора ЭО-3322Д. Компрессор 9 поршневого типа с регулятором давления 7 работает на два ресивера 5, которые имеют краны отбора воздуха и выпуска конденсата 3. Предельное давление в верхнем ресивере поддерживается настройкой предохранительного клапана 4. К этому ресиверу подключены привод стеклоочистителя 23 с краном 25 и сигнал отмашки поворота 24 с кнопкой 2. Кроме того, от ресивера 5 через поворотный коллектор 11 с перекидной трубкой 16 и второго ресивера 5 питаются система мембранных цилиндров тормозов колес 13, автоматика переключения коробки передач и включения переднего моста 18 с краном быстрого выпуска воздуха 17 и мембранный цилиндр ручного тормоза 12. Эти приводы могут отклю-

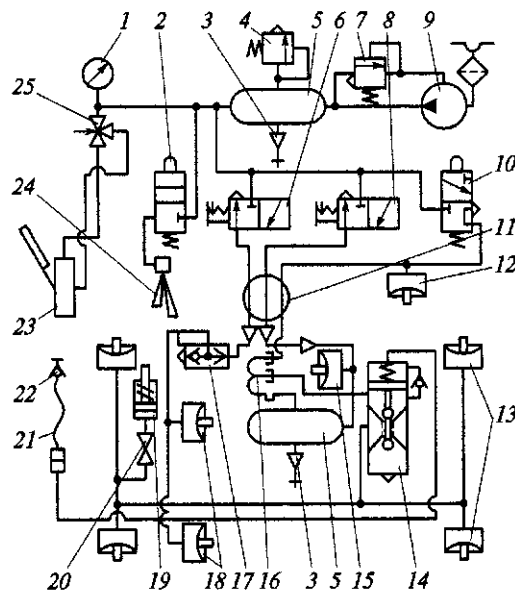


Рис. 16.2. Принципиальная схема пневмопривода экскаватора:

1 — манометр; 2 — пневматическая кнопка; 3 — кран отбора воздуха и выпуска конденсата; 4 — предохранительный клапан; 5 — ресивер; 6 — кран мембранного пневмотолкателя привода переднего моста; 7 — регулятор давления; 8 — пневмоаппарат отключения стояночного тормоза; 9 — компрессор; 10 — аппарат регулирования давления воздуха второго ресивера; 11 — центральный коллектор; 12 — мембранный цилиндр; 13 — мембранные пневмотолкатели тормозов колес; 14 — пневмоаппарат подключения тормозов прицепа; 15 — мембранный цилиндр ручного тормоза; 16 — перекидная трубка; 17 — кран быстрого выпуска воздуха; 18 — пневмоцилиндры автоматического переключения коробки передач и включения переднего моста; 19 — пневмогидравлический клапан; 20 — кран; 21 — шланг прицепа; 22 — соединительная головка; 23 — стеклоочиститель; 24 — сигнал; 25 — кран

чатся с помощью пневмоаппаратов 6 и 8. Благодаря запасу воздуха в ресиверах пневмосистема может поддерживать рабочее давление воздуха при выключенном ДВС.

Для исключения качания переднего моста экскаватор имеет пневмогидравлическую систему поперечной устойчивости с пневмогидравлическим клапаном 19 и краном 20.

Пневмосистемой предусмотрено подключение пневмотормозов прицепа через пневмоаппарат 14 и шланг 21 с соединительной головкой 22.

Пневмопривод имеет достаточно много преимуществ перед другими типами приводов, которыми являются:

- дешевизна и общедоступность рабочей среды;
- однолинейная схема подвода энергии, при которой отработанный воздух выпускается в атмосферу;
- пожарная безопасность;
- возможность получения высоких скоростей перемещения рабочих органов (вплоть до 5...7 м/с);
- возможность эффективной работы в условиях высокой температуры окружающей среды, причем при правильном подборе пар трения и зазоров между трущимися поверхностями ограничения по температуре практически отсутствуют;
- экологическая чистота рабочего процесса.

Из недостатков, свойственных пневмоприводу, необходимо отметить следующие:







- при той же металлоемкости пневмопривод способен передавать мощность, значительно меньшую, чем все остальные виды приводов;
- по причине большой сжимаемости газовой среды в пневмоприводе трудно получать промежуточное фиксированное положение движущегося элемента, поэтому пневмоцилиндры пневмоприводов, как правило, работают от упора до упора, а пневмомоторы — в режиме непрерывного вращения;
- по той же причине в пневмоприводе более вероятно возникновение колебательных процессов, устранения которых сложнее добиться;
- работа пневмопривода сопровождается большим шумом, создаваемым расширением отработавшего газа при выходе в атмосферу;
- пневмодвигатели, в отличие от гидродвигателей, нуждаются в смазке, которая производится либо централизованно, либо путем распыления масла при входе воздуха в пневмодвигатель;
- при работе с высокими давлениями пневмопривод создает повышенную опасность для окружающего персонала из-за серьезных последствий в случае аварии. Это является одной из причин, почему в пневмоприводе приходится работать с давлениями, на порядок ниже, чем в гидроприводе.

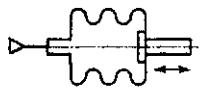


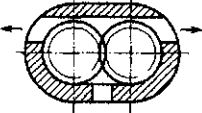
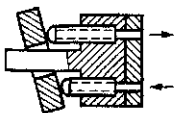
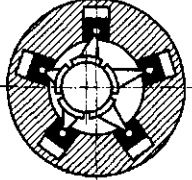
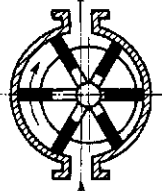
16.2. Основные виды пневмодвигателей

В пневмодвигателе осуществляется преобразование энергии сжатого газа в механическую энергию движения выходного звена. Пневмодвигатели отличаются разнообразием конструкций и конкретных видов исполнения. Поэтому их целесообразно классифицировать по виду движения выходного звена и функциональному

Таблица 16.1

Виды пневмодвигателей и области их применения

| Тип | Схема | Рабочие параметры, область применения |
|--|---|---|
| I. Пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена | | |
| <i>Поршневые пневмоцилиндры</i> | | |
| Одностороннего действия |  | Механизмы с возвратом внешними силами F , возврат под собственным весом в подъемниках и т. п. |
| |  | С возвратом встроенными пружинами |
| Двухстороннего действия: | | |
| | с односторонним штоком |  |
| с двухсторонним штоком |  | Используются при требовании равенства развиваемых усилий |
| Телескопические (одно- или двухстороннего действия) |  | Рабочий ход — свыше $10D$ при сокращенных осевых размерах, где D — диаметр пневмоцилиндра |
| <i>Мембранные пневмоцилиндры</i> | | |
| Мембранные (одно- или двухстороннего действия) |  | Устройства зажимные, фиксирующие и другие с ограниченной величиной перемещения до $0,1D$, например тормозные механизмы. Величина усилий до 30 кН |

| Тип | Схема | Рабочие параметры, область применения |
|---------------------------------------|---|---|
| <i>Сильфонные пневмоцилиндры</i> | | |
| Сильфонные |  | Используются в датчиках и специальных устройствах с небольшой величиной хода и усилий |
| II. Поворотные пневмодвигатели | | |
| Поршневые |  | Угол поворота до 360°, крутящий момент до 20 кН·м |
| Шиберные |  | Угол поворота до 300°, крутящий момент до 500 Н·м |
| III. Пневмомоторы | | |
| Шестеренные |  | Приводы транспортеров, лебедок, сверлильных машин |
| Аксиально-поршневые |  | Приводы ручного инструмента, рулевых механизмов и других устройств |
| Радиально-поршневые |  | Приводы лебедок, конвейеров и других устройств с относительно высоким крутящим моментом |
| Пластинчатые |  | Ручной инструмент, гайковерты и другие устройства |

назначению. Различают пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена, ограниченным поворотом выходного звена (поворотные пневмодвигатели) и с неограниченным вращательным движением выходного звена (пневмомоторы). Схемы основных конструкций пневмодвигателей представлены в табл. 16.1.

Пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена (см. табл. 16.1) подразделяют на поршневые, мембранные и сильфонные.

Основное отличие конструкции поршневого пневмоцилиндра от гидроцилиндра является меньший относительный диаметр штока, так как в данном случае для получения такого же усилия требуется значительно больший диаметр поршня.

Поворотные пневмодвигатели подразделяют на поршневые и шиберные.

Пневмомоторы по своим кинематическим особенностям аналогичны соответствующим видам объемных гидромоторов.

16.3. Пневмоаппаратура

Управление подводом воздуха к исполнительным элементам пневмосистемы, их пуск и останов выполняются с помощью *пневмораспределителей*, имеющих устройство во многом сходное с распределителями гидросистем. Наряду с распределительными устройствами золотникового типа в пневмоприводах строительно-дорожных машин часто применяются пневмораспределители втулочного (кранового типа), которые могут иметь многопозиционное устройство, позволяющее поворотом рукоятки управления последовательно подключать несколько потребителей.

Один из таких пневмораспределителей показан на рис. 16.3.

Корпус 11 закрыт крышками 3 и 4. В выточке крышки 4 находится латунный плоский золотник 6, поджатый притертой верхней поверхностью с помощью плоской пружины 5 к торцу корпуса. Зазор уплотняет прокладка 7.

При повороте рукоятки управления 2, скрепленной с валом 8 винтом 1, эта шайба поворачивается и занимает одну из трех позиций, фиксируемых шариком 10. Верхняя пружина 9 и шайба 12 обеспечивают прижим верхней крышки к корпусу (рис. 16.3, а).

Канал А распределителя постоянно подключен к ресиверу. В положении I (рис. 16.3, б) канал А перекрыт, а каналы Б и Г, соединенные с исполнительными механизмами, сообщаются с каналом В, открытым в атмосферу. Оба механизма выключены. В позиции II воздух из канала А поступает в механизм, подключенный к каналу Б, а канал Г остается соединенным с атмосферой. В позиции III к ресиверу подключается канал Г, а канал Б сообщается с атмосферой.

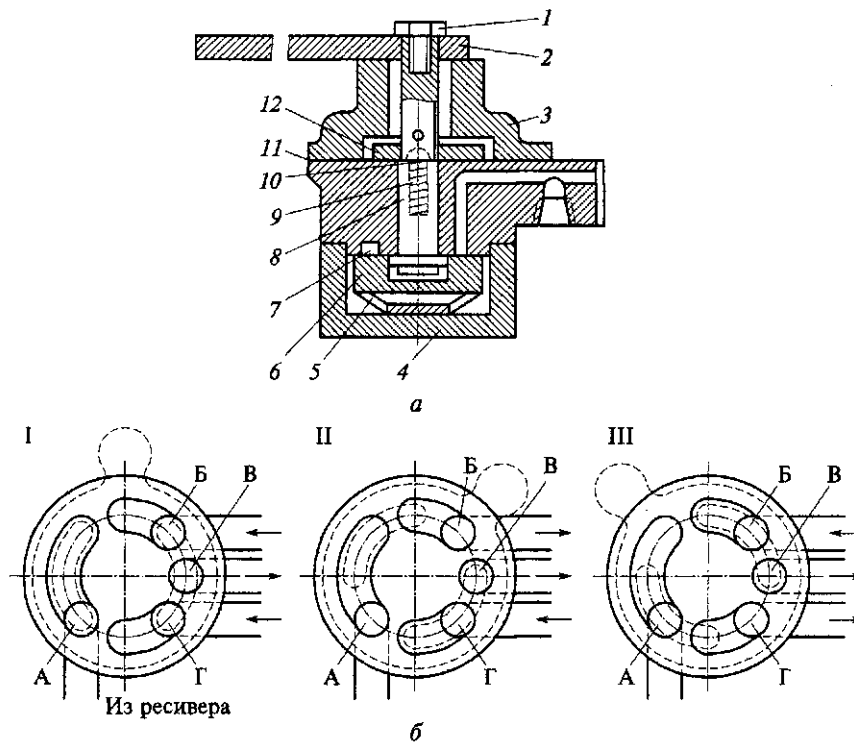


Рис. 16.3. Пневматический трехпозиционный распределитель кранового типа:

a — схема: 1 — винт; 2 — рукоятка; 3, 4 — крышки корпуса; 5 — нажимная пружина; 6 — плоский золотник; 7 — прокладка; 8 — вал; 9 — пружина; 10 — шарик; 11 — корпус; 12 — шайба; *б* — схемы перекрытия каналов: I — нейтральное положение; II — воздух из ресивера поступает в канал Б, канал Г сообщается с атмосферой; III — воздух из ресивера поступает в канал Г, канал Б сообщается с атмосферой

Для защиты систем от превышения давлений применяются *предохранительные клапаны*, которые служат для пропускания воздуха в одном направлении и запираются — в обратном направлении. Для уменьшения давления в пневмолинии применяются *редукционные клапаны*.

Отличительной особенностью пневмосистем является наличие *устройств воздухоподготовки*, их назначение заключается в очистке воздуха от загрязнений, примесей масла и воды, охлаждении рабочей среды на выходе из компрессора. С этой целью применяются фильтры, воздухоохладители (радиаторы) и маслоотделители. В последних обычно используется центробежный эффект для отделения нежелательных фракций.

Контрольные вопросы

1. В чем состоит принцип действия компрессорного пневмопривода, и в каких случаях он находит преимущественное применение в конструкциях строительного-дорожных машин?
2. В чем состоят основные достоинства и недостатки пневмоприводов?
3. Каковы особенности схематического устройства наиболее распространенных видов пневмодвигателей?
4. Какие технические функции выполняет пневмоаппаратура?

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ПНЕВМОСИСТЕМАХ

17.1. Физические свойства газовых рабочих сред

Физические свойства газовых сред принципиально отличаются от физических свойств жидкостей. Плотность воздуха при нормальном атмосферном давлении 101,3 кПа (760 мм рт. ст.) и температуре 0 °С равна 1,29 кг/м³, а плотность азота при тех же условиях 1,25 кг/м³. При атмосферном давлении 101,3 кПа и температуре 20 °С динамическая вязкость воздуха $\mu = 0,0182$ мПа·с. При повышении температуры вязкость воздуха увеличивается.

К воздуху, применяемому в пневмосистемах, устанавливаются довольно высокие технические требования, которые регламентируются ГОСТ 11882—73 «Воздух для питания пневматических приборов и средств автоматизации Государственной системы приборов и средств автоматизации. Технические требования и методы испытаний». Воздух не должен содержать механических загрязнений, масла и влаги сверх допустимых пределов. Согласно ГОСТ 17433—80 «Промышленная чистота. Сжатый воздух. Классы загрязненности» установлено 15 классов чистоты сжатого воздуха. Рекомендации по выбору допустимого класса устанавливаются техническими условиями для конкретного вида пневмосистем.

При изменении давления и температуры физические свойства воздуха, как и любого другого газа, существенно изменяются. Эти зависимости подчиняются закону, который описывается *уравнением состояния*, называемом также уравнением Клапейрона:

$$pV = mRT, \quad (17.1)$$

где p — абсолютное давление газа, Па; V — объем газа, м³; m — масса газа, кг; T — температура газа в градусах Кельвина; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Значение газовой постоянной зависит от вида газа, для атмосферного воздуха $R = 287,1$ Дж/(кг·К), для азота $R = 297$ Дж/(кг·К).

Из уравнения Клапейрона следует, что температура газа находится в жесткой зависимости от давления и объема, занимаемого газом, и может изменяться без подвода или отвода теплоты извне. Этим газы существенным образом отличаются от жидкостей.

Зависимость (17.1) имеет трехпараметрический вид и поэтому с ее помощью нельзя определить состояние газа, если происходит изменение только одного из параметров. Например, если изменить объем

газа, то остается неясным, как изменятся его температура и давление. Для частных случаев уравнения состояния применяются двухпараметрические зависимости, существенно упрощающие расчеты.

Так, если процесс происходит без теплообмена с окружающей средой, то зависимость между давлением и объемом имеет следующий вид:

$$pV^k = \text{const.} \quad (17.2)$$

Процесс, подчиняющийся этой зависимости, называется адиабатическим, а показатель степени k — *показателем адиабаты*. Показатель адиабаты зависит от природы газа. Для воздуха, представляющего смесь нескольких газов, $k = 1,4$.

Наличие двухпараметрической зависимости адиабатического процесса настолько упрощает все расчеты, что формулой (17.2) часто пользуются, даже если теплообмен с окружающей средой не исключен. Возникающую при этом погрешность стараются компенсировать изменением показателя степени. Тогда зависимость (17.2) принимает вид

$$pV^n = \text{const.} \quad (17.3)$$

Такой процесс называется *политропическим*, а коэффициент n — *показателем политропы* ($n \neq k$).

Политропический процесс с постоянным показателем политропы $n = \text{const}$ может иметь место только при строго определенной закономерности теплообмена с окружающей средой, существующей во всем диапазоне изменения состояния газа.

Процесс называется *изобарическим*, когда он протекает при $p = \text{const}$. Тогда, исходя из уравнения (17.1), уравнение состояния получает такой вид:

$$V/T = \text{const.}$$

И, наконец, для *изотермического процесса*, протекающего при $T = \text{const}$, зависимость (17.1) получает следующий вид:

$$pV = \text{const.} \quad (17.4)$$

Такая же зависимость для изотермического процесса следует из соотношения (17.3), если принять в нем $n = 1$, что справедливо только для так называемого идеального газа. Соотношение (17.4) называется *законом Бойля— Мариотта*.

В отличие от жидкости газ, заключенный в замкнутый объем, может совершать механическую работу, увеличивая этот объем за счет собственного запаса энергии. При этом уменьшается как тепловая (за счет падения температуры), так и потенциальная (за счет уменьшения давления) энергия газа. Именно так совершается полезная работа в объемном пневмоприводе.

Можно увеличить производимую механическую работу, повышая давление за счет нагрева газа, т.е. подводя к нему внешнюю тепловую энергию. Из этого следует, что газ обладает способностью преобразовывать тепловую энергию в механическую работу. За счет тепловой энергии газа совершается полезная работа в тепловых двигателях: паровых и газовых турбинах, ДВС и т.п.

17.2. Рабочий цикл компрессора

Компрессоры по способу воздействия на газовую среду подразделяют на два класса: лопастные и объемные.

Принцип действия *лопастных (лопаточных) компрессоров* основан на взаимодействии газа с лопастями вращающегося рабочего колеса. Эти компрессоры подразделяют на две группы: центробежные и осевые. Отдельную группу составляют вентиляторы.

Принцип действия *объемных компрессоров* основан на сжатии газа с последующим его вытеснением в магистральный трубопровод. Объемные компрессоры по виду механизма вытеснения подразделяют на поршневые, ротационные (пластинчатые и шестеренные) и винтовые, они могут создавать в зависимости от конкретного исполнения давления вплоть до 100 МПа при относительно малых расходах.

В пневмопроводах строительно-дорожных машин практически всегда источником энергии сжатого газа является объемный компрессор поршневого типа, исполненный по одно- или двухступенчатой схеме.

Привод компрессора осуществляется от собственного ДВС или же от вала отбора мощности основного двигателя. Обычно компрессор работает на ресивер (емкость, в которой аккумулируется запас сжатого газа), поэтому его работа мало зависит от режима работы пневмодвигателей. При отсутствии расхода или недостаточном расходе газа системой его излишек стравливается из ресивера в атмосферу через предохранительный клапан или перепускается внутри самого компрессора.

Рассмотрим ход рабочего процесса в одноступенчатом компрессоре, схема которого показана на рис. 17.1. В цилиндре компрессора 4 размещены поршень 5 со штоком 3. В крышке поршневой полости размещены всасывающий 1 и нагнетательный 2 клапаны. При движении поршня изменяется объем рабочей полости и давление заключенного в ней воздуха. Ход этого процесса можно описать графиком, который называется *индикаторной диаграммой компрессора*. График строят в координатах $V-p$, где V — объем газа; p — давление газа в рабочей полости.

Процесс происходит следующим образом. При движении поршня от его ВМТ вправо в цилиндре создается разрежение, откры-

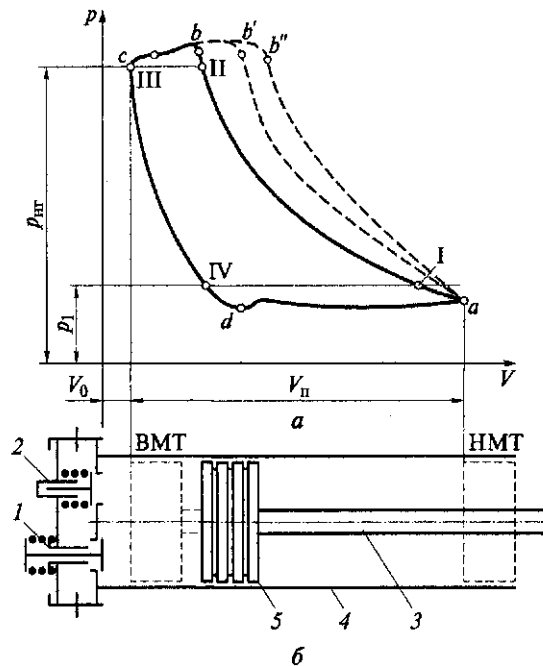


Рис. 17.1. Индикаторная диаграмма (а) и схема (б) однопоршневого компрессора:

1 — всасывающий клапан; 2 — нагнетательный клапан; 3 — шток; 4 — цилиндр; 5 — поршень; V_0 — объем мертвого пространства цилиндра; V_n — объем рабочей полости; p_{nr} — давление нагнетания; p_1 — давление расширяющегося газа; I—IV — стадии рабочего процесса

вается всасывающий клапан 1 и в полость засасывается воздух из атмосферы. Этому соответствует участок IV—d индикаторной диаграммы. Отработав полный ход и достигнув НМТ, поршень начинает обратное движение. При этом всасывающий клапан закрывается и происходит процесс сжатия газа по линии a—b.

Сжатие газа может происходить по разным термодинамическим зависимостям: по адиабатическому закону (формула (17.2)), если подвод и отвод теплоты от газа отсутствует (линия a—b'); изотермическому закону (формула (17.4)) при интенсивном отводе теплоты и поддержании температуры газа при $T = \text{const}$ (линия a—b); промежуточному процессу — политропическому (формула (17.3)) с частичным отводом теплоты (линия a—b'). Так как зависимость в общем случае имеет вид $pV^n = \text{const}$, то показатель степени для адиабатического процесса $n = 1,4$ (самая крутая линия на индикаторной диаграмме), для изотермического процесса $n = 1$ (самая пологая линия) и для политропического $1 < n < 1,4$ (промежуточная линия).

В точке II давление достигает значения, установленного настройкой нагнетательного клапана 2, и он открывается. В точке *b* достигается наибольшее давление, определяемое магистральным давлением и потерями при вытеснении газа. Далее давление падает до точки III вследствие уменьшения мгновенной скорости движения поршня по мере его приближения к ВМТ и расширения газа.

При обратном движении поршня газ, оставшийся в «мертвом» пространстве с объемом V_0 , расширяется по закону политропы, давление падает по линии III—IV—*d*, и весь процесс повторяется снова.

Как видно из индикаторной диаграммы, процесс наполнения цилиндра начинается не с самого начала движения поршня вправо, а в некоторой точке *d*. Это снижает полезный объем цилиндра и производительность компрессора. Поэтому объем «вредного» пространства при проектировании компрессоров стараются максимально сократить.

Индикаторная диаграмма позволяет подсчитать механическую работу, совершаемую поршнем за один рабочий цикл. Работа поршня определяется площадью, ограниченной контуром *a—b—c—d—a*. На рис. 17.1 наглядно можно видеть, что наиболее экономичным при сжатии газа во время рабочего хода поршня будет изотермический процесс. В этом случае на сжатие и вытеснение в магистраль забранной из атмосферы массы газа потребуется затратить наименьшее количество энергии.

Однако отвести всю выделяющуюся при сжатии газа теплоту так, чтобы его температура оставалась постоянной, невозможно. Поэтому реально при сжатии имеет место процесс, близкий к политропическому с показателем степени $1 < n < 1,4$.

Для того чтобы повысить эффективность работы компрессора любого типа и все-таки приблизиться при сжатии газа к изотермическому процессу, используют многоступенчатые компрессоры. При этом требуемое избыточное давление распределяют равными частями по ступеням компрессора так, чтобы степень сжатия газа в одной ступени не превышала 8, а в промежутках между ступенями газ интенсивно охлаждают до первоначальной температуры.

17.3. Особенности рабочих процессов пневмоцилиндров

Поскольку на выходе компрессора обычно подключается ресивер с достаточно большим объемом, пневмодвигатель оказывается как бы отделенным от компрессора и подключенным к магистральной сети, имеющей практически постоянные параметры газа — давление и температуру. Физические свойства газовой рабочей среды делают рабочий процесс пневмодвигателей прин-

ципально отличным от тех процессов, которые наблюдаются в гидросистемах.

Особенности рабочего процесса пневмодвигателя рассмотрим на примере работы пневмоцилиндра двухстороннего действия, схема которого приведена на рис. 17.2. Управление пневмоцилиндром 2 с поршнем 3 осуществляется двухпозиционным пневмораспределителем 1, который попеременно подключает полости П1 и П2 к магистрали и выпускному каналу, сообщаемому с атмосферой.

Пусть в момент времени $t = 0$ в полости П1 имеется остаточное давление $p_{\text{ост}}$ и в течение времени $0 < t < t_1$ золотник распределителя смещается влево, соединяя эту полость с магистралью. В этот период возникает волна понижения давления и в некоторый момент $t = t_1$ давление в потоке газа на входе в полость П1 начинает превышать остаточное давление в этой полости. С этого момента начинается заполнение газом полости П1. Хотя это сопровождается повышением давления, поршень остается на месте, так как этого давления не хватает, чтобы преодолеть силы сопротивления, созданные внешней нагрузкой F , инерцией движущихся масс m и противодействием остаточного давления в правой полости П2. И только когда давление $p_{\text{П1}}$ превысит некоторый уровень, начнется движение поршня вправо.

Общий ход рабочего процесса, происходящего при движении поршня пневмоцилиндра, представлен в виде схем (рис. 17.3). Первая циклограмма (рис. 17.3, а) описывает движение поршня в зависимости от времени хода процесса t . Поступление воздуха в цилиндр начинается в момент $t = 0$. Движение поршня начинается в момент t_3 . Запаздывание движения объясняется процессами изме-

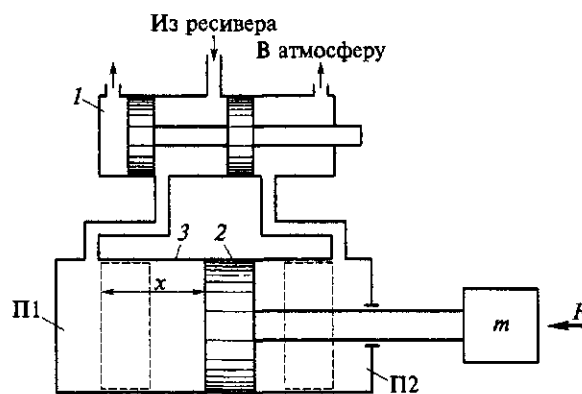


Рис. 17.2. Схема управления пневмоцилиндром двухстороннего действия: 1 — двухпозиционный распределитель; 2 — пневмоцилиндр; 3 — поршень; П1, П2 — рабочие полости пневмоцилиндра; F — внешняя нагрузка; m — движущаяся масса

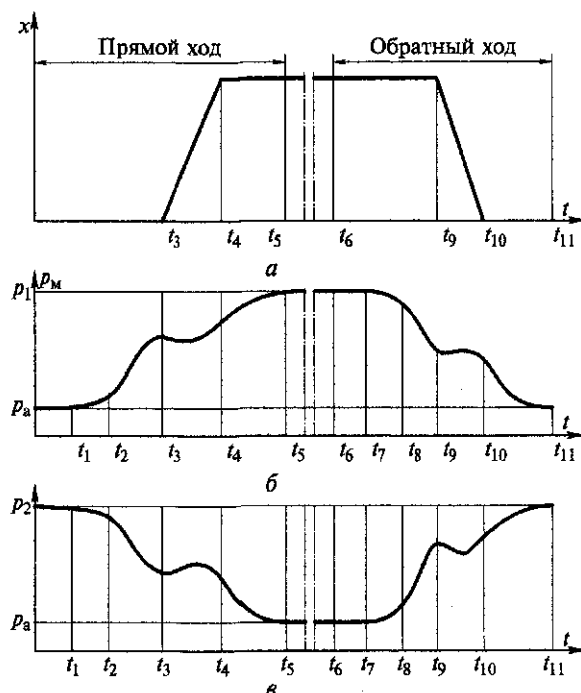


Рис. 17.3. Циклограммы рабочего процесса типового пневмоцилиндра двухстороннего действия:

a — циклограмма смещения поршня x ; b — циклограмма изменения давления p_1 в рабочей полости П1; c — циклограмма изменения давления p_2 в полости П2; t_1-t_{11} — характерные моменты времени рабочего процесса

нения давлений в полостях цилиндра, происходящими до этого момента. Общая длительность этого процесса называется *временем подготовительного периода*. На интервале $t_3 < t < t_4$ поршень совершает полезную работу. Конкретный вид этого движения зависит от характера действующих нагрузок и особенностей источника питания. В данном случае будем считать, что поршень движется с постоянной скоростью и его смещение нарастает линейно. При $t = t_4$ поршень обрабатывает полный ход и останавливается. Период времени от t_3 до t_4 называется *рабочим ходом*.

Изменение давления в полости цилиндра, соединенной с ресивером, показано на рис. 17.3, б. Если эта полость не содержит воздуха при остаточном давлении с некоторой задержкой до t_1 , происходит нарастание давления, особенно резко — в интервале от t_2 до t_3 . Одновременно с этим в противоположной полости остаточное давление p_2 от предыдущего цикла постепенно снижается и в момент t_3 разность давлений в полостях оказывается достаточной для преодоления сил сопротивления нагрузки. Давление в полости

П1 продолжает нарастать до момента t_5 , если распределитель на какое-то время остался открытым. Период времени от t_4 до t_5 называется *заключительным*.

Подготовительный и заключительный периоды учитываются при определении общего времени срабатывания пневмоцилиндров.

Для обратного движения золотник распределителя 1 (см. рис. 17.2) необходимо установить в противоположную позицию. Пусть это происходит начиная с момента $t = t_6$. При этом из ресивера воздух будет поступать в правую полость П2. Давление в ней в этот момент будет определять противодействие обратному движению. Так как в этот период канал распределителя открыт на выхлоп из полости П1, давление в ней будет падать по некоторой зависимости, характеризуемой моментами времени t_7, t_8, t_9 .

Если считать, что прямой и обратный процесс симметричны, график изменения давления в полости П1 при прямом ходе обратного симметричен графику давлений в полости П2 при обратном ходе (рис. 17.3, *в*).

17.4. Особенности рабочих процессов пневмомоторов

Главными параметрами *пневмомотора* являются рабочее (магистральное) давление, крутящий момент на валу, частота вращения выходного вала и расход сжатого газа. Как у гидромашин, параметры пневмомотора, соответствующие максимальному КПД η_{\max} , называются номинальными: $n_{\text{ном}}$, $N_{\text{ном}}$ и $M_{\text{в,ном}}$ и приводятся в каталогах. Механические характеристики пневмомотора в общем виде — зависимости КПД, крутящего момента на валу $M_{\text{в}}$, выходной мощности N от частоты вращения выходного вала $n_{\text{в}}$ — представлены на рис. 17.4.

Основной особенностью пневмомотора является большой диапазон частоты вращения вала в зависимости от прикладываемой к валу нагрузки. При этом изменение расхода газа из магистрали не столь значительно и далеко не пропорционально изменению частоты вращения, как это имеет место у гидромоторов. Максимальная частота вращения достигается при отсутствии нагрузки ($M_{\text{в}} = 0$) и составляет $n_{\max} = 2n_{\text{ном}}$ и более, что может оказаться недопустимым. Поэто-

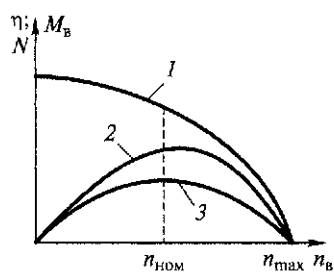


Рис. 17.4. Механические характеристики пневмомотора — зависимости крутящего момента на валу $M_{\text{в}}$ (1), полезной мощности пневмомотора N (2) и максимального КПД η от частоты вращения выходного вала $n_{\text{в}}$ (3)

му пневмомоторы, работающие с переменной нагрузкой, имеют регуляторы, обеспечивающие поддержание заданной частоты вращения или ограничивающие частоту при резком снижении нагрузки.

Очень важным параметром пневмомотора является величина пускового момента, особенно если пуск установки осуществляется под нагрузкой. Пусковой момент может достигать значения $M_{в\max} = (1,5 \dots 2) M_{в\text{ном}}$.

Пневмомоторы объемного типа могут работать как без расширения воздуха в рабочей полости, так и с частичным расширением воздуха. Это определяется особенностями фазового распределения рабочей среды. Пневмомоторы, работающие без расширения воздуха, очень шумны и теряют на выхлоп более 30 % энергии. У пневмомоторов, работающих с частичным расширением воздуха, газ из магистрали за счет перекрытия впускного канала перестает поступать в рабочую полость еще до окончания рабочего хода поршня или поворота выходного вала на определенный угол. Такие пневмомоторы более экономичны, но их выходная мощность понижается за счет снижения давления газа на поршень или эффективную площадь рабочей полости. Полного расширения газа в рабочей полости во время движения поршня не допускается, так как это приводит к резкому понижению температуры воздуха и обмерзанию выхлопных окон мотора за счет влаги, содержащейся в атмосферном воздухе.

Контрольные вопросы

1. Какой закон описывает уравнение состояния газа?
2. Какой зависимостью описывается процесс состояния газа, происходящий без теплообмена с окружающей средой?
3. В описание какого процесса входит показатель политропы?
4. Какой процесс называется изобарическим?
5. Какой процесс подчиняется закону Бойля — Мариотта?
6. Для какой цели в строительно-дорожных машинах применяются компрессоры?
7. Каково схематическое устройство одноступенчатого поршневого компрессора и какие характерные процессы описывает его индикаторная диаграмма?
8. Какими графическими зависимостями описывается рабочий процесс пневмоцилиндра двухстороннего действия и какую роль в этих процессах играют подготовительный и заключительный периоды?

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Условные обозначения гидравлических элементов на принципиальных гидравлических схемах согласно ГОСТ 2.781—96

| Условное обозначение | Элемент | Условное обозначение | Элемент |
|---|--|---|---|
|  | Энергетическая машина (двигатель), общее обозначение |  | Обратный клапан |
|  | Насос нереверсивный, нерегулируемый |  | Регулируемый дроссель |
|  | Насос с реверсом потока, нерегулируемый |  | Фильтр масляный |
|  | Регулируемый насос с реверсом потока |  | Теплообменник |
|  | Гидромотор нерегулируемый с односторонним подводом |  | Распределитель потока двухпозиционный |
|  | Гидромотор реверсивного вращения, нерегулируемый |  | Распределитель потока трехпозиционный |
|  | Регулируемый реверсивный гидромотор |  | Дросселирующий распределитель потока |
|  | Гидроцилиндр с односторонним штоком |  | Гидробак |
|  | Гидроцилиндр с двухсторонним штоком |  | Гидробак герметичный |
|  | Клапаны предохранительные и переливные |  | Гидропневматический аккумулятор с разделителем сред |
|  | Клапаны с сервоуправлением | | |

Технические характеристики

| Марка масла | Нормативные документы | Плотность при 20 °С, кг/м ³ | Вязкость, сСт | |
|--------------------|-----------------------|--|---------------|----------|
| | | | при 50 °С | при 0 °С |
| АМГ-10 | ГОСТ 6794—75 | 870 | 10 | 42 |
| ВМГЗ | ТУ 38-1-01-479—86 | 860 | 19 | 66 |
| МГ-20 | ТУ 38-1-01-50—70 | 885 | 20 | 300 |
| МГ-30 | ТУ 38-1-01-50—70 | 890 | 30 | 760 |
| М-10В ₂ | ГОСТ 8581—78 | 890 | 82 | 7 000 |
| М-8В ₂ | ГОСТ 8581—78 | 886 | 52 | 2 500 |
| ИС-20 | ГОСТ 20799—88 | 890 | 20 | 300 |
| ИС-30 | ГОСТ 20799—88 | 890 | 28 | 760 |
| Веретенное АУ | ГОСТ 1642—75 | 890 | 12 | 190 |
| Shell | — | 887 | 23 | 400 |

Примечание. Названия используемых стандартов: ГОСТ 6794—75 «Масло торных дизелей»; ГОСТ 20799—88 «Масла индустриальные. Технические условия»;

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

рабочих жидкостей

| Температура, °С | | Температурные пределы применения, °С | Область применения |
|-----------------|---------|--------------------------------------|---|
| застывания | вспышки | | |
| -70 | 92 | -45...+60 | Всесезонное, в ответственных гидросистемах при давлениях до 25 МПа и для районов особо сурового климата |
| -60 | 135 | -40...+35 | То же |
| -40 | 180 | -15...+50 | В закрытых помещениях |
| -35 | 190 | -10...+60 | В летний сезон на открытом воздухе |
| -15 | 190 | -10...+90 | В летний сезон в гидроприводах с шестеренными насосами и моторами |
| -25 | 200 | -20...+50 | В зимний сезон в приводах экскаваторов и лесодобывающих машин |
| -15 | 200 | -10...+60 | Заменитель масла МГ-20 |
| -15 | 190 | -10...+60 | Заменитель масла МГ-30 |
| -45 | 163 | -15...+60 | Заменитель масла ВМГЗ |
| -20 | 195 | -15...+70 | Летний сорт для умеренного климата |

АМГ-10. Технические условия»; ГОСТ 8581—78 «Масла моторные для автотрак-
ГОСТ 1642—75 «Масло веретенное АУ».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Данилов Ю. А.* Аппаратура объемных гидроприводов / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. — М. : Машиностроение, 1990. — 272 с.
2. *Герц Е. В.* Расчет пневмоприводов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. — М. : Машиностроение, 1975. — 272 с.
3. Гидравлика и гидропривод : учебник / [В. Г. Гейер, В. С. Дулин, А. Г. Боруменский, А. Н. Заря]. — М. : Недра, 1970. — 302 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник / [Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др.]. — М. : Машиностроение, 1982. — 423 с.
5. *Итинская Н. И.* Справочник по топливу, маслам и техническим жидкостям / Н. И. Итинская, Н. А. Кузнецов. — М. : Колос, 1982. — 208 с.
6. *Каверзин С. В.* Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин : учеб. пособие / С. В. Каверзин. — Красноярск : ПИК «Офсет», 1997. — 384 с.
7. *Никитин О. Ф.* Объемные гидравлические и пневматические приводы : учебник / О. Ф. Никитин, К. М. Холин. — М. : Машиностроение, 1981. — 270 с.
8. *Лепешкин А. В.* Гидравлика и гидропневмопривод : учебник : в 2 ч. : Ч. 2 / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак ; под ред. А. А. Шейпака. — М. : Изд-во МГИУ, 2005. — 352 с.
9. *Беркман И. Л.* Одноковшовые строительные экскаваторы / И. Л. Беркман, А. В. Раннев, А. Н. Рейш. — М. : Высш. шк., 1986. — 272 с.
10. *Орлов Ю. М.* Объемные гидравлические машины / Ю. М. Орлов. — М. : Машиностроение, 2006. — 223 с.
11. *Пономаренко Ю. Ф.* Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин / Ю. Ф. Пономаренко. — М. : Недра, 1972. — 374 с.
12. *Савин И. Ф.* Гидравлический привод строительных машин / И. Ф. Савин. — М. : Стройиздат, 1974. — 240 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|-------------------|---|
| Предисловие | 3 |
| Введение | 5 |

РАЗДЕЛ I ГИДРАВЛИКА

| | |
|--|-----------|
| Глава 1. Основные физические свойства жидкостей | 6 |
| 1.1. Рабочие среды | 6 |
| 1.2. Плотность жидкости и ее зависимость от температуры | 7 |
| 1.3. Сжимаемость жидкостей | 9 |
| 1.4. Вязкость | 10 |
| 1.5. Стабильность масел | 14 |
| 1.6. Давление парообразования и кавитация | 15 |
| 1.7. Рабочие жидкости для систем гидрообъемного привода | 16 |
| Глава 2. Гидростатика | 19 |
| 2.1. Гидростатическое давление | 19 |
| 2.2. Основной закон гидростатики | 20 |
| 2.3. Сообщающиеся сосуды | 21 |
| Глава 3. Основы технической гидродинамики | 26 |
| 3.1. Основные понятия гидродинамики | 26 |
| 3.2. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости | 31 |
| 3.3. Уравнение Бернулли для реальной жидкости | 34 |
| Глава 4. Движение жидкости в напорных трубопроводах | 37 |
| 4.1. Подобие гидравлических потоков | 37 |
| 4.2. Режимы течения жидкости | 39 |
| 4.3. Гидравлические потери по длине трубопровода | 41 |
| 4.4. Гидравлические потери при турбулентном режиме течения | 43 |
| 4.5. Местные гидравлические потери | 45 |
| Глава 5. Гидравлические измерительные приборы | 47 |
| 5.1. Приборы для измерения уровня жидкости и давления | 47 |
| 5.2. Приборы для измерения расхода | 49 |

РАЗДЕЛ II
ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

| | |
|---|-----|
| Глава 6. Общие сведения об объемном гидроприводе | 52 |
| 6.1. Принцип действия объемного гидропривода | 52 |
| 6.2. Основные элементы объемного гидропривода | 55 |
| 6.3. Условные обозначения элементов гидропривода на чертежах | 57 |
| Глава 7. Общие сведения об объемных гидромашинах | 59 |
| 7.1. Конструкция и принцип действия гидромашин | 59 |
| 7.2. Основные параметры объемных гидромашин | 60 |
| 7.3. Коэффициенты полезного действия объемных гидромашин | 63 |
| Глава 8. Шестеренные и винтовые гидромашинны | 68 |
| 8.1. Принцип действия шестеренных гидромашин | 68 |
| 8.2. Конструкции шестеренных гидромашин | 71 |
| 8.3. Винтовые гидромашинны | 73 |
| Глава 9. Радиально-поршневые гидромашинны | 76 |
| 9.1. Принцип действия роторного радиально-поршневого насоса с внешним статором | 76 |
| 9.2. Суммарная мгновенная подача и крутящий момент | 77 |
| 9.3. Регулирование рабочего объема | 81 |
| 9.4. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы | 82 |
| Глава 10. Аксиально-поршневые гидромашинны | 88 |
| 10.1. Принцип действия и рабочий объем | 88 |
| 10.2. Основные кинематические зависимости и крутящий момент | 90 |
| 10.3. Конструкции аксиально-поршневых гидромашин | 92 |
| Глава 11. Гидроцилиндры | 98 |
| 11.1. Принцип действия и основные соотношения | 98 |
| 11.2. Элементы конструкций гидроцилиндров | 102 |
| Глава 12. Гидравлическая аппаратура | 106 |
| 12.1. Предохранительные и переливные клапаны | 106 |
| 12.2. Редукционные и обратные клапаны | 111 |
| 12.3. Гидравлические распределители потока | 113 |
| 12.4. Гидравлические дроссели | 116 |
| 12.5. Дросселирующие гидравлические распределители | 118 |
| Глава 13. Фильтрация рабочих жидкостей | 123 |
| 13.1. Источники загрязнения рабочих жидкостей в гидросистемах | 123 |

| | |
|---|------------|
| 13.2. Способы очистки от загрязнений и конструкции фильтров | 124 |
| 13.3. Монтаж фильтров в гидросистеме | 127 |
| Глава 14. Оборудование систем гидроприводов | 129 |
| 14.1. Гидравлические линии | 129 |
| 14.2. Баки для гидроприводов | 134 |
| 14.3. Гидравлические аккумуляторы давления | 135 |
| Глава 15. Системы объемных гидроприводов | 138 |
| 15.1. Нерегулируемый гидропривод | 138 |
| 15.2. Гидропривод с объемным регулированием | 142 |
| 15.3. Гидропривод с дроссельным регулированием | 146 |

РАЗДЕЛ III ПНЕВМОПРИВОД

| | |
|--|------------|
| Глава 16. Общие сведения о пневмоприводе | 152 |
| 16.1. Структура и основные особенности пневмопривода | 152 |
| 16.2. Основные виды пневмодвигателей | 155 |
| 16.3. Пневмоаппаратура | 157 |
| Глава 17. Рабочие процессы в пневмосистемах | 160 |
| 17.1. Физические свойства газовых рабочих сред | 160 |
| 17.2. Рабочий цикл компрессора | 162 |
| 17.3. Особенности рабочих процессов пневмоцилиндров | 164 |
| 17.4. Особенности рабочих процессов пневмомоторов | 167 |
| Приложения | 169 |
| Список литературы | 172 |

Учебное издание

**Исаев Юрий Митрофанович,
Корнев Владислав Петрович**
Гидравлика и гидропневмопривод
Учебник

5-е издание, стереотипное

Редактор *Е. Б. Махиянова*
Технический редактор *Н. И. Горбачева*
Компьютерная верстка: *Д. В. Федотов*
Корректоры *С. Ю. Свиридова, Н. С. Потемкина*

Изд. № 105113096. Подписано в печать 15.02.2016. Формат 60×90/16.
Гарнитура «Таймс». Бумага офс. № 1. Усл. печ. л. 11,0.
Тираж 500 экз. Заказ № 1270

ООО «Издательский центр «Академия». www.academia-moscow.ru
129085, Москва, пр-т Мира, 101В, стр. 1.
Тел./факс: (495) 648-0507, 616-00-29.

Санитарно-эпидемиологическое заключение № РОСС RU. АЕ51. Н 16679 от 25.05.2015.

Отпечатано способом ролевой струйной печати

в АО «Первая Образцовая типография»

Филиал «Чеховский Печатный Двор»

142300, Московская область, г. Чехов, ул. Полиграфистов, д.1

Сайт: www.chpd.ru, E-mail: sales@chpd.ru, тел. 8(499)270-73-59

ГИДРАВЛИКА И ГИДРО- ПНЕВМОПРИВОД



Издательский центр
«Академия»
www.academia-moscow.ru