

Министерство образования и науки Украины

Донбасский государственный технический университет

З.Л. Финкельштейн, В.Г. Чебан

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

(краткий курс)

Учебное пособие

для студентов специальностей: 7.090216 “Горное оборудование”,
7.090301 “Разработка месторождений полезных ископаемых”, 7.090303
“Шахтное и подземное строительство”

Алчевск 2006

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика – отрасль механики, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и разрабатывающая способы приложения этих законов к решению практических инженерных задач.

Гидравлику подразделяют на две части: *гидростатику* и *гидродинамику*. Первая изучает законы равновесия жидкостей, а вторая – законы их движения.

Гидравлика дает методы расчета и проектирования разнообразных гидротехнических сооружений (плотин, каналов, водосливов, трубопроводов для подачи различных жидкостей), гидромашин (насосов, гидротурбин, гидропередат), а также других устройств, применяемых во многих областях техники. Особенно велико значение гидравлики в машиностроении.

Гидросистемы, состоящие из насосов, трубопроводов и различных гидроагрегатов широко используются в машиностроении в качестве систем жидкостного охлаждения, топливоподачи, смазочных и др.

Большое распространение в современных машинах получили гидропередатчи и гидроавтоматика.

Гидропередатчи представляют собой устройства для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости. Гидропередатчи, снабженные системами автоматического или ручного управления, образуют гидроприводы.

Для расчета и проектирования гидроприводов, их систем автоматического регулирования и других устройств с гидромашинами и гидроавтоматикой, а также для правильной их эксплуатации, ремонта и наладки нужно иметь соответствующую подготовку в области гидравлики и теории машин.

Часть 1
ГИДРАВЛИКА

1 Общие сведения о жидкости

1.1 Основные свойства жидкостей

Физические тела, состояние которых находится в промежуточной фазе между твердым и газообразным, называют жидкостями. Жидкость обладает двумя особенностями:

- она весьма мало изменяет свой объем при изменении давления или температуры; в этом отношении она сходна с твердым телом;
- она обладает текучестью, благодаря чему жидкость не имеет собственной формы и принимает форму того сосуда, в котором она находится; в этом отношении она сходна с газом.

Рассмотрим основные физические свойства жидкостей. Одним из основных свойств жидкости является ее плотность.

Плотностью жидкости ρ $\left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right)$ называют отношение массы жидкости M

к ее объему V :

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

Применяют еще относительную плотность жидкости δ , равную отношению плотности жидкости к плотности воды при 4°C.

Коротко рассмотрим другие свойства жидкостей.

Удельный вес. Под удельным весом γ $\left(\frac{\text{Н}}{\text{м}^3}\right)$ понимают отношение веса

жидкости G к ее объему V :

$$\gamma = \frac{G}{V}. \quad (1.2)$$

Связь между удельным весом γ и плотностью ρ легко найти, если учесть, что $G = g \cdot M$:

$$\rho = \frac{\gamma}{g}. \quad (1.3)$$

Температурное расширение. Изменение объема жидкости в связи с изменением ее температуры характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t , который представляет собой относительное изменение объема при изменении температуры T на 1°C и постоянном давлении:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dT}. \quad (1.4)$$

Рассматривая конечные приращения $\Delta V = V - V_1$ и $\Delta T = T - T_1$, получаем:

$$V = V_1 \cdot (1 + \beta_t \cdot \Delta T). \quad (1.5)$$

Сжимаемость. Изменение объема жидкости под воздействием давления характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_p , который представляет собой относительное изменение объема, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp}. \quad (1.6)$$

Рассматривая конечные приращения $\Delta p = p - p_1$ и $\Delta V = V - V_1$, получаем:

$$V = V_1 \cdot (1 - \beta_p \cdot \Delta p). \quad (1.7)$$

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия жидкости, называется модулем упругости E .

Вязкость. Способность жидкости оказывать сопротивление скольжению одного ее слоя относительно другого называется вязкостью. Это свойство проявляется в том, что в жидкости при определенных условиях возникают касательные напряжения. Вязкость есть свойство противоположное текучести: более вязкие жидкости являются менее текучими, и наоборот.

При течении вязкой жидкости вдоль твердой стенки (рис.1.1) происходит торможение потока, обусловленное вязкостью.

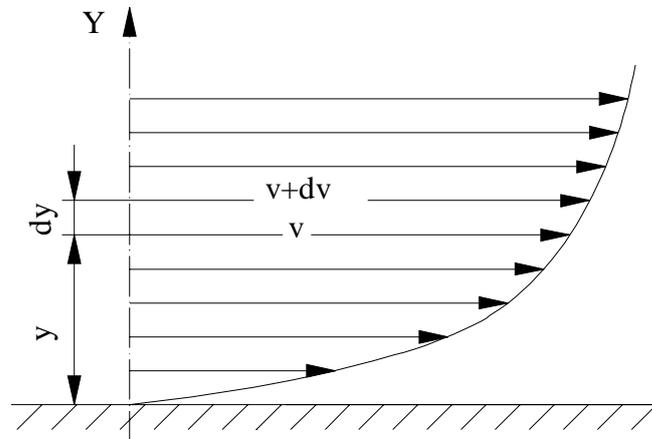


Рисунок 1.1 – Профиль скорости при течении вязкой жидкости вдоль стенки

Касательные напряжения в жидкости зависят от ее рода и характера течения и при слоистом течении изменяются прямо пропорционально поперечному градиенту скорости.

Таким образом:

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}. \quad (1.8)$$

где μ - коэффициент динамической вязкости [пз].

Наряду с динамической вязкостью μ применяют кинематическую:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.9)$$

Единицей измерения кинематической вязкости является Стокс:

$$1 \text{Ст} = 1 \frac{\text{см}^2}{\text{с}}.$$

Вязкость капельных жидкостей зависит от температуры и уменьшается с увеличением последней.

Вязкость жидкостей определяют при помощи приборов, называемых вискозиметрами.

Учет внутреннего трения значительно осложняет изучение законов движения жидкостей. В целях упрощения постановки задач и их математического решения создано понятие *идеальной*, или *невязкой жидкости*. Идеальная жидкость характеризуется отсутствием касательных напряжений и неизменяемостью в объеме.

1.2 Силы, действующие в жидкости. Давление в жидкости

Жидкость в состоянии покоя или движения находится под действием различных сил, которые можно разделить на две группы – поверхностные и массовые.

Массовые силы в соответствии со вторым законом Ньютона пропорциональны массе жидкости или, для однородной жидкости, - ее объему. К ним относятся сила тяжести и сила инерции.

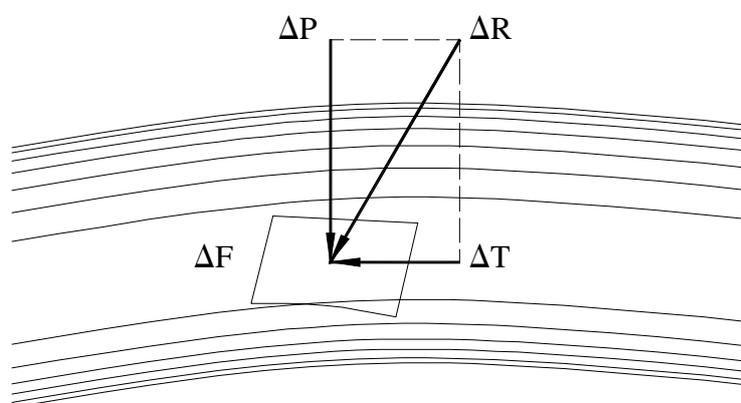


Рисунок 1.2 – Разложение поверхностной силы на две составляющие

Так как массовая сила равна произведению массы на ускорение, следовательно, единичная массовая сила численно равна соответствующему ускорению.

Поверхностные силы непрерывно распределены по поверхности и при равномерном их распределении пропорциональны площади этой поверхности.

Эти силы обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел, соприкасающихся с данной жидкостью. Поверхностную силу ΔR , действующую на поверхность ΔF (рис.1.2), можно разложить на нормальную ΔP и тангенциальную ΔT составляющие. Первая называется силой давления, а вторая – силой трения.

Единичная поверхностная сила, называемая напряжением поверхностной силы, раскладывается на нормальное и касательное напряжения.

Нормальное напряжение, т.е. напряжение силы давления, называется гидромеханическим (в случае покоя – гидростатическим) давлением, или просто давлением.

Если сила давления ΔP равномерно распределена по площадке ΔF , то среднее давление определяется по формуле:

$$p = \frac{\Delta P}{\Delta F}. \quad (1.10)$$

2 Гидростатика

2.1 Гидростатическое давление и его свойства

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости и их практическое приложение.

Так как в неподвижных жидкостях не действуют касательные силы, поэтому, на неподвижную жидкость действуют только силы давления. Таким образом, в неподвижной жидкости возможен лишь один вид напряжения – напряжение сжатия, т.е. гидростатическое давление.

Гидростатическое давление обладает тремя характерными свойствами:

- гидростатическое давление действует по нормали внутрь объема жидкости;

- гидростатическое давление не зависит от ориентировки площадки, на которую оно действует, т.е. от углов ее наклона;
- гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве.

2.2 Основное уравнение гидростатики

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, заключенной в вертикальном цилиндрическом сосуде, когда она находится в покое под действием силы тяжести и внешнего давления на ее свободной поверхности, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости.

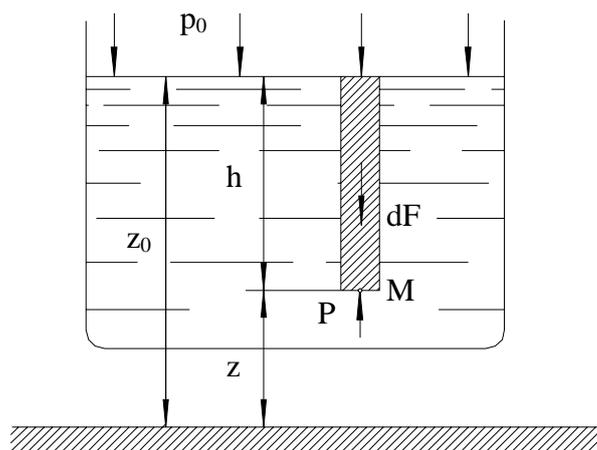


Рисунок 2.1 – Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Найдем гидростатическое давление p в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h .

Выделим около точки M (рис.2.1) элементарную площадку dF и построим на ней вертикальный цилиндрический объем высотой h и рассмотрим условие равновесия для него. Для этого запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикальную ось:

$$p \cdot dF - p_0 \cdot dF - \rho \cdot g \cdot h \cdot dF = 0.$$

Сократив выражение на dF и перегруппировав члены, получим:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h = p_0 + \gamma \cdot h. \quad (2.1)$$

Полученное уравнение называется основным уравнением гидростатики; по нему можно подсчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление складывается из двух величин: давления p_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется *поверхностью уровня*. В данном случае поверхностями уровня являются горизонтальные плоскости.

Возьмем на произвольной высоте горизонтальную плоскость сравнения, от которой вертикально будем отсчитывать координаты z . Обозначим через z координату точки M , через z_0 координату свободной поверхности жидкости и заменим в предыдущем уравнении h на $z_0 - z$, получим:

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho \cdot g}. \quad (2.2)$$

Так как точка M взята произвольно, можно утверждать, что для всего рассматриваемого неподвижного объема жидкости:

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} = \text{const}. \quad (2.3)$$

Координата z называется *геометрической высотой*. Величина $\frac{p}{\rho \cdot g}$

называется *пьезометрической высотой*. Сумма $z + \frac{p}{\rho \cdot g}$ называется *гидростатическим напором*.

Таким образом, гидростатический напор есть величина постоянная для всего объема неподвижной жидкости.

2.3 Дифференциальные уравнения равновесия жидкости

Получим дифференциальные уравнения равновесия жидкости в общем случае, когда на нее действуют не только сила тяжести, но и другие массовые силы.

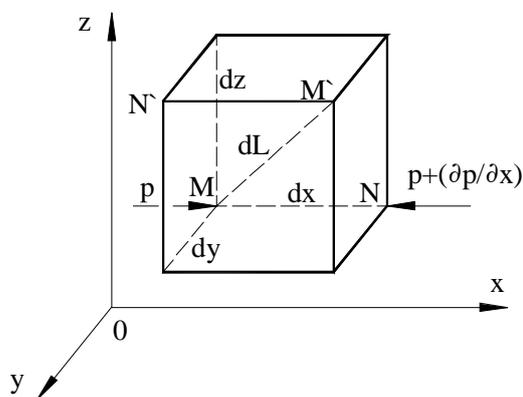


Рисунок 2.2 – Схема для вывода дифференциальных уравнений равновесия жидкости

В неподвижной жидкости возьмем произвольную точку M (рис.2.2) с координатами x , y и z и давлением p . Выделим в жидкости элементарный объем в форме прямоугольного параллелепипеда с ребрами, параллельными координатным осям и соответственно равными dx , dy и dz . Пусть точка M будет одной из вершин параллелепипеда. Рассмотрим условия равновесия выделенного объема жидкости. Пусть внутри параллелепипеда на жидкость действует равнодействующая массовая сила, составляющие которой, отнесенные к единице массы, равны X , Y и Z . Тогда массовые силы, действующие на выделенный объем в направлении координатных осей, будут равны этим составляющим, умноженным на массу выделенного объема.

Давление p есть функция координат x , y и z . При переходе от точки M , например, к точке N изменяется лишь координата x на бесконечно малую величину dx , в связи с чем функция p получает приращение, равное частному дифференциалу $(\partial p / \partial x) \cdot dx$, поэтому давление в точке N равно:

$$p + (\partial p / \partial x) \cdot dx.$$

Ввиду этого разность сил давления, действующих на параллелепипед в направлении оси x , равна:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz.$$

Аналогично, но через градиенты давления $\partial p / \partial y$ и $\partial p / \partial z$ выразим разности сил давления, действующих на параллелепипед в направлении двух других осей.

На выделенный параллелепипед действуют лишь указанные массовые силы и силы давления, поэтому уравнения равновесия параллелепипеда в направлениях трех координатных осей запишем в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} X \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= 0; \\ Y \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz - \frac{\partial p}{\partial y} \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= 0; \\ Z \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz - \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dx \cdot dy \cdot dz &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

Разделим эти уравнения на массу $\rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz$ параллелепипеда и получим:

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} &= 0; \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Эту систему дифференциальных уравнений гидростатики называют уравнениями Эйлера.

Для практического пользования удобнее вместо системы уравнений получить одно эквивалентное им уравнение, не содержащее частных производных. Для этого умножим первое уравнение на dx , второе – на dy , третье – на dz и, сложим все три уравнения.

После преобразования получим:

$$X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz - \frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx + \frac{\partial p}{\partial y} \cdot dy + \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dz \right) = 0.$$

Трехчлен, заключенный в скобках, представляет полный дифференциал давления, поэтому предыдущее выражение можно переписать в виде:

$$X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz - \frac{dp}{\rho} = 0$$

или

$$dp = \rho \cdot (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz). \quad (2.6)$$

Если предположить, что на жидкость действует только сила тяжести, и направить ось z вертикально вверх, то $X = Y = 0$, $Z = -g$ и, следовательно, получим:

$$dp = -\rho \cdot g \cdot dz. \quad (2.7)$$

После интегрирования будем иметь:

$$p = -\rho \cdot g \cdot z + C.$$

Постоянную интегрирования найдем, подставив параметры свободной поверхности, для которой при $z = z_0$ $p = p_0$. Получим:

$$C = p_0 + \rho \cdot g \cdot z_0.$$

При этом

$$p = p_0 + (z_0 - z) \cdot \rho \cdot g \quad (2.8)$$

или

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h. \quad (2.9)$$

Получили то же основное уравнение гидростатики.

2.4 Поверхности равного давления

Из выражения (2.6) можно легко получить уравнение поверхности равного давления – поверхности, давление во всех точках которой одинаково.

При $p = const$, $dp = 0$. Отсюда получаем:

$$X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz = 0. \quad (2.10)$$

Данное уравнение представляет собой уравнение поверхности равного давления.

Рассмотрим несколько частных случаев равновесия жидкости и установим вид поверхности равного давления в каждом из этих случаев.

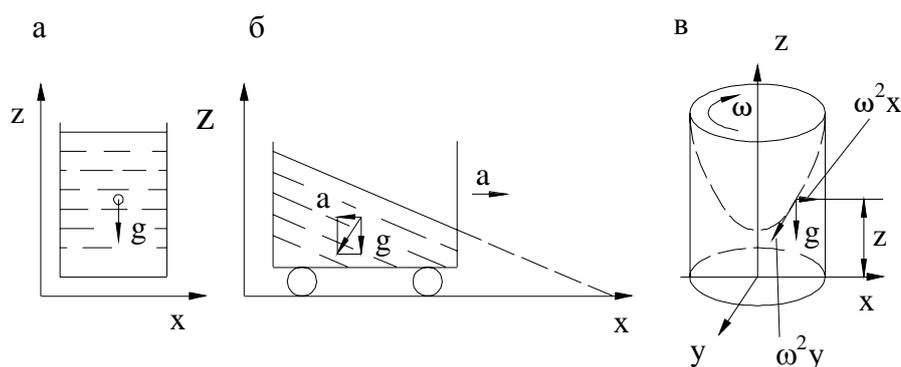


Рисунок 2.3 – Случаи равновесия жидкости

Пример 1. Жидкость находится в равновесии в резервуаре в поле действия только силы тяжести (рис.2.3, а).

В этом случае: $X=Y=0$, $Z= -g$. Окончательно получим $dz=const$. Это – уравнение горизонтальной плоскости.

Пример 2. Жидкость находится в равновесии в резервуаре, движущемся горизонтально с некоторым ускорением a (рис.2.3, б). В этом случае $X= -a$, $Y=0$, $Z= -g$. Подставляя данные значения в уравнение поверхности равного давления, получим $-a \cdot dx - g \cdot dz = 0$, или после интегрирования, $a \cdot x + g \cdot z = 0$. Это – уравнение наклонной плоскости.

Угол наклона плоскости к горизонту: $\beta = arctg(a / g)$.

Пример 3. Жидкость находится в равновесии в цилиндрическом резервуаре, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной скоростью ω

(рис.2.3, в). В этом случае: $X = \omega^2 \cdot x$, $Y = \omega^2 \cdot y$, $Z = -g$. Подставляя эти значения в уравнение, получим: $\omega^2 \cdot x \cdot dx + \omega^2 \cdot y \cdot dy - g \cdot dz = 0$.

Проинтегрируем и получим: $\frac{\omega^2 \cdot x^2}{2} + \frac{\omega^2 \cdot y^2}{2} - g \cdot z = const$ или $\frac{\omega^2 \cdot r^2}{2} - g \cdot z = const$. Это – уравнение параболоида вращения.

2.5 Полное (абсолютное) и манометрическое (избыточное) давления. Пьезометрическая высота. Вакуум

Если рассматривать давление жидкости на стенку сосуда, в который она налита, то в некоторой точке полное гидростатическое давление будет выражаться зависимостью $p = p_0 + \gamma \cdot h$. С внешней стороны на стенку сосуда действует атмосферное давление p_a . Следовательно, стенка будет испытывать давление, равное разности полного гидростатического и атмосферного давлений. Превышение давления над атмосферным называется *манометрическим* или *избыточным давлением*:

$$p_m = p - p_a = p_0 + \rho \cdot g \cdot h - p_a. \quad (2.11)$$

Если сосуд открыт, то давление на свободной поверхности жидкости равно атмосферному давлению. В этом случае манометрическое давление равно:

$$p_m = \rho \cdot g \cdot h.$$

Давление $p = p_a + p_m$ называется абсолютным давлением, так как ее значение отсчитывается от абсолютного нуля.

Если на уровне исследуемой точки к резервуару присоединить открытую в атмосферу трубку (рис.2.4), то в такой трубке жидкость поднимется на некоторую высоту h , большую или меньшую глубины воды в резервуаре в

зависимости от того, будет ли p_0 больше или меньше p_a . Такие трубки называются пьезометрами, а высоту h пьезометрической высотой.

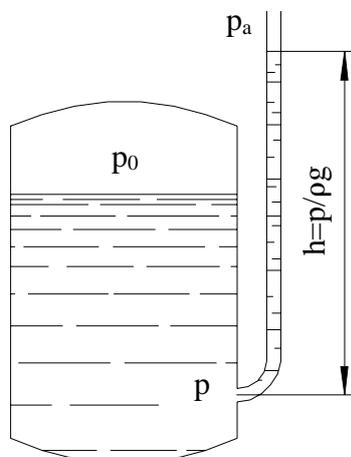


Рисунок 2.4 – Пьезометр, присоединенный к баку

Если абсолютное давление в жидкости или газе меньше атмосферного, то имеет место разрежение или вакуум. За величину разрежения, или вакуума, принимается недостаток до атмосферного давления, а высоту столба жидкости, измеряющую вакуум, называют вакуумметрической:

$$P_{\text{вак}} = P_a - P_{\text{абс}}$$

$$h_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_{\text{абс}}}{\rho \cdot g} \quad (2.12)$$

Приборы предназначенные для измерения избыточного давления называются манометрами, а вакуума – вакуумметрами.

2.6 Сила давления жидкости на плоскую стенку

Сила полного гидростатического давления на плоскую стенку

Определим силу давления P жидкости на некоторый участок рассматриваемой стенки, наклоненной к горизонту под углом α и

ограниченный контуром, имеющим площадь, равную F (рис.2.5). Давление на поверхности жидкости p_0 .

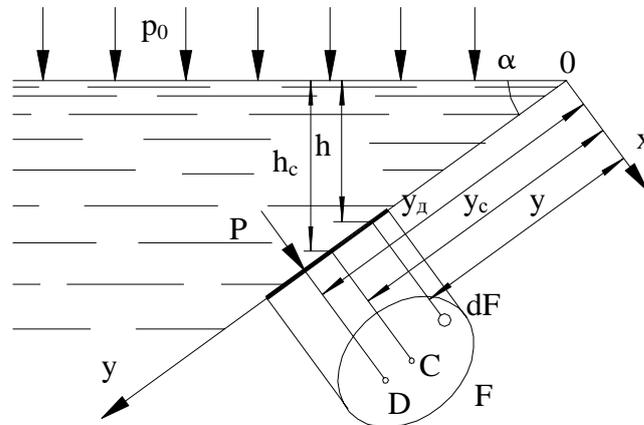


Рисунок 2.5 – Схема для определения силы давления жидкости на плоскую стенку

Выразим сначала элементарную силу давления, приложенную к бесконечно малой площадке dF :

$$dP = p \cdot dF = (p_0 + \rho \cdot g \cdot h) \cdot dF = p_0 \cdot dF + \rho \cdot g \cdot h \cdot dF .$$

Для определения полной силы P проинтегрируем полученное выражение по всей площади F :

$$P = p_0 \cdot \int_F dF + \rho \cdot g \cdot \int_F h \cdot dF = p_0 \cdot F + \rho \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot \int_F y \cdot dF .$$

Последний интеграл представляет собой статический момент площади F относительно оси OX и равен произведению этой площади на координату ее центра тяжести, т.е.

$$\int_F y \cdot dF = y_c \cdot F .$$

Следовательно:

$$P = p_0 \cdot F + \rho \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot y_c \cdot F = p_0 \cdot F + \rho \cdot g \cdot h_c \cdot F = p_c \cdot F . \quad (2.13)$$

Следовательно, сила полного гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность равна произведению площади смоченной поверхности на полное гидростатическое давление в центре этой поверхности.

Если $p_0 = p_a$, то сила избыточного давления жидкости на поверхность будет равна:

$$P = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot F.$$

Положение центра избыточного давления.

Так как внешнее давление p_0 передается всем точкам площади F одинаково, то его равнодействующая сила P_0 будет приложена в центре тяжести площади F . Для нахождения точки приложения силы давления $P_{жс}$ от веса жидкости применим теорему механики, согласно которой момент равнодействующей силы относительно оси OX равен сумме моментов составляющих сил, т.е.

$$P_{жс} \cdot y_{\partial} = \int_F y \cdot dP_{жс}.$$

Отсюда получаем:

$$y_{\partial} = \frac{\rho \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot \int_F y^2 \cdot dF}{\rho \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot y_c \cdot F} = \frac{J_x}{y_c \cdot F}.$$

где J_x - момент инерции площади F относительно оси OX .

Учитывая, что

$$J_x = J_{x'o'} + y_c^2 \cdot F.$$

($J_{x'o'}$ - момент инерции относительно центральной оси), находим:

$$y_{\partial} = y_c + J_{x'o'}/y_c \cdot F. \quad (2.14)$$

Таким образом, точка приложения силы $P_{жс}$ расположена ниже центра тяжести площади стенки. Если давление p_0 равно атмосферному, то точка D и будет центром давления. При p_0 выше атмосферного центр давления

находится по правилам механики как точку приложения равнодействующей двух сил: P_0 и $P_{ж}$.

Эпюры давления.

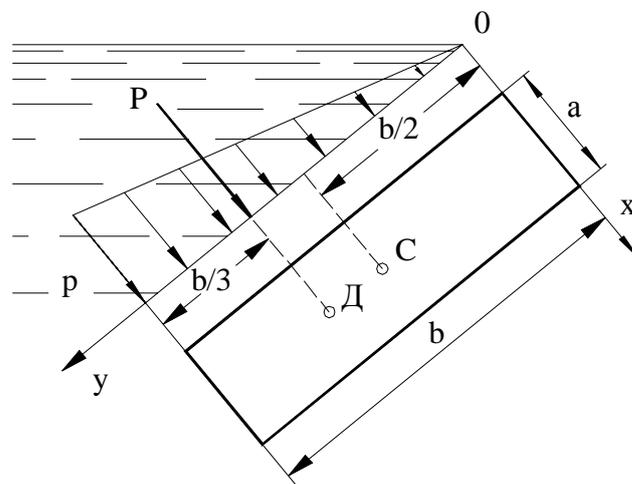


Рисунок 2.6 – Эпюра давления жидкости на прямоугольную стенку

В некоторых случаях для наглядности можно пользоваться диаграммами распределения давления по смоченной поверхности. Такие диаграммы называют эпюрами давления (рис.2.6). Для их построения достаточно провести нормали к смоченной поверхности и на них отложить в некотором масштабе отрезки, величины которых выражают полное гидростатическое давление.

2.7 Сила давления жидкости на криволинейные стенки

Возьмем цилиндрическую поверхность AB и определим силу давления на эту поверхность в двух случаях:

- жидкость расположена сверху (рис.2.7, а);
- жидкость расположена снизу (рис.2.7, б).

В первом случае выделим объем жидкости, ограниченный рассматриваемой поверхностью AB , вертикальными поверхностями, проведенными через границы этого участка, и свободной поверхностью

жидкости, и рассмотрим условия его равновесия в вертикальном и горизонтальном направлениях.

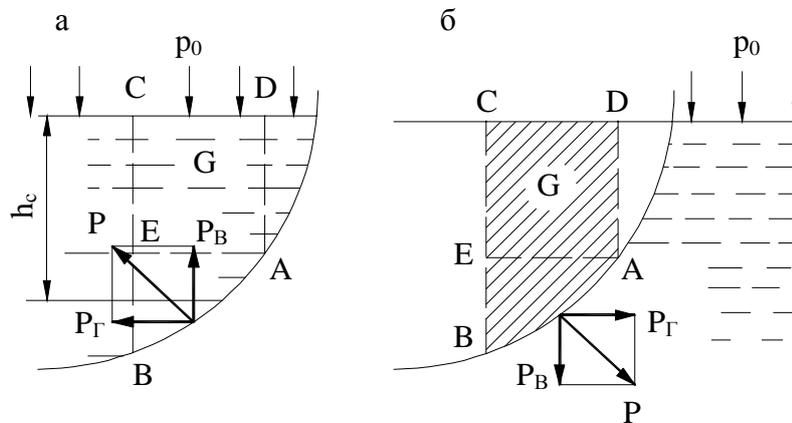


Рисунок 2.7 – Схема для определения силы давления жидкости на цилиндрическую поверхность

Условие равновесия объема $ABCD$ в вертикальном направлении имеет вид:

$$P_B = p_0 \cdot F_{\Gamma} + G. \quad (2.15)$$

где G – вес выделенного объема жидкости.

Условие равновесия того же объема в горизонтальном направлении запишем с учетом того, что силы давления жидкости на поверхности EC и AD взаимно уравновешиваются и остаётся лишь сила давления на площадь BE , т.е. на вертикальную проекцию поверхности AB - F_B . Тогда:

$$P_{\Gamma} = p_0 \cdot F_B + \rho \cdot g \cdot h_c \cdot F_B. \quad (2.16)$$

Определив вертикальную и горизонтальную составляющие полной силы давления P , найдем:

$$P = \sqrt{P_B^2 + P_{\Gamma}^2}. \quad (2.17)$$

Когда жидкость расположена снизу, гидростатическое давление во всех точках поверхности AB имеет те же значения, что и в первом случае, но направление его будет противоположным, и суммарные силы P_B и P_{Γ} определяются теми же формулами, но с обратным знаком. При этом под

величиной G следует понимать вес жидкости в объеме $ABCD$, хотя этот объем и не заполнен жидкостью.

2.8 Плавание тел

Описанный выше прием нахождения вертикальной составляющей силы давления жидкости на криволинейную стенку используют для доказательства закона Архимеда.

На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх, численно равная весу жидкости, вытесненной телом, и приложенная в центре тяжести объема погруженной части тела.

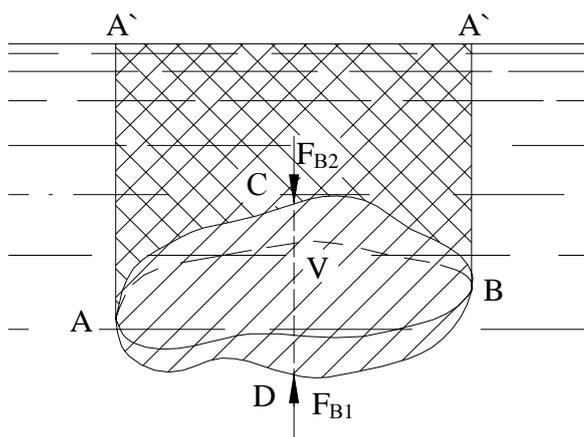


Рисунок 2.8 – Схема для доказательства закона Архимеда

Пусть в жидкость погружено тело произвольной формы объемом V (рис.2.8). Вертикальная составляющая P_{B1} силы избыточного давления жидкости на верхнюю часть поверхности тела направлена вниз и равна весу жидкости в объеме $AA'B'BCA$. Вертикальная составляющая P_{B2} силы давления жидкости на нижнюю часть поверхности тела направлена вверх и равна весу жидкости в объеме $AA'B'BDA$. Отсюда следует, что вертикальная равнодействующая сил давления жидкости на тело будет направлена вверх и равна весу жидкости в объеме, равном разности указанных двух объемов, т.е.

$$P_A = P_{B2} - P_{B1} = G_{ACBD} = \rho \cdot g \cdot V. \quad (2.18)$$

Сила P_A называется архимедовой силой или водоизмещением, а точка ее приложения – центром водоизмещения.

В зависимости от соотношения веса G тела и архимедовой силы P_A возможны три случая:

- $G > P_A$ - тело тонет;

- $G < P_A$ - тело плавает по поверхности в частично погруженном состоянии;

- $G = P_A$ - тело плавает в полностью погруженном состоянии.

Плавающее тело при качке может наклоняться в ту или другую сторону. Способность судна возвращаться в первоначальное положение называют устойчивостью. Условие устойчивого равновесия плавающего тела заключается в следующем: центр тяжести тела должен находиться ниже центра водоизмещения.

3 Кинематика и динамика жидкости

3.1 Основные понятия

Кинематика жидкости существенно отличается от кинематики твердого тела. Если отдельные частицы абсолютно твердого тела жестко связаны между собой, то в движущейся жидкой среде такие связи отсутствуют; эта среда состоит из множества частиц, движущихся одна относительно другой.

Задачей кинематики жидкости является определение скорости в любой точке жидкой среды, т.е. нахождение поля скоростей.

Сначала рассмотрим движение идеальной жидкости, а затем перейдем к изучению реальных потоков.

Течение жидкости может быть установившемся (стационарным) или неустановившемся (нестационарным).

Установившемся называется течение жидкости, неизменное по времени, при котором давление и скорость являются функциями только координат, т.е.

$$p = f_1(x, y, z); \quad \bar{u} = f_2(x, y, z);$$
$$\frac{\partial p}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial u_x}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial u_y}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial u_z}{\partial t} = 0.$$

В частном случае установившееся течение может быть равномерным, когда скорость каждой частицы не изменяется с изменением ее координат, и поле скоростей остается неизменным вдоль потока.

Неустановившемся называется течение жидкости, все характеристики которого (или некоторые из них) являются функциями как координат, так и времени.

$$p = F_1(x, y, z, t); \quad \bar{u} = F_2(x, y, z, t);$$

Исследование установившихся течений гораздо проще, чем неустановившихся. В дальнейшем будем рассматривать, главным образом, установившиеся течения и лишь некоторые частные случаи неустановившегося течения.

След движения отдельной частицы жидкости в пространстве называют *траекторией* движения частицы жидкости. Траектории частиц жидкости при установившемся течении являются неизменными по времени. При неустановившемся течении траектории различных частиц, проходящих через данную точку пространства, могут иметь разную форму. Поэтому для рассмотрения картины течения вводится понятие линии тока.

Линией тока называется кривая (рис.3.1), в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлен по касательной. В условиях установившегося течения линия тока совпадает с траекторией частицы и не изменяет своей формы с течением времени.

Если в движущейся жидкости взять бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, то образуется трубчатая поверхность, называемая *трубкой тока* (рис.3.2). Часть потока, заключенная внутри трубки тока, называется *элементарной струйкой*.

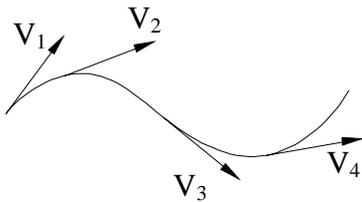


Рисунок 3.1 – Линия тока

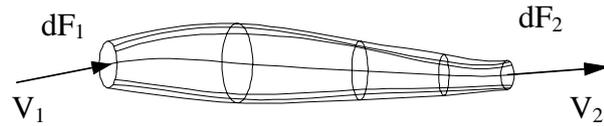


Рисунок 3.2 - Струйка

При установившемся движении ни одна частица жидкости ни в одной точке трубки тока не может проникнуть внутрь струйки или выйти наружу. Трубка тока является как бы непроницаемой стенкой, а элементарная струйка представляет собой самостоятельный элементарный поток.

Потоки конечных размеров будем сначала рассматривать как совокупность элементарных струек, т.е. будем предполагать течение струйным. Из-за различия скоростей соседние струйки будут скользить одна по другой, но не будут перемешиваться одна с другой.

Живым сечением, или просто сечением потока, называется в общем случае поверхность в пределах потока, проведенная нормально к линиям тока.

Потоки по характеру движения могут быть разделены на три группы: напорные, безнапорные и струи. Живые сечения напорных потоков должны быть ограничены со всех сторон стенками, живые сечения безнапорных потоков – с одной стороны воздушной средой, а живые сечения струй – со всех сторон жидкостью или газом.

Напорное движение характеризуется изменением гидродинамического давления вдоль потока.

Движение струй происходит по инерции под влиянием начальной скорости, созданной давлением или силой тяжести.

Смоченный периметр. Часть периметра живого сечения, образуемая твердыми, ограничивающими поток, стенками, называется смоченным периметром χ .

Гидравлический радиус. Гидравлический радиус представляет собой отношение площади живого сечения потока к его смоченному периметру:

$$R_{\Gamma} = \frac{\omega}{\chi}. \quad (3.1)$$

3.2 Расход и средняя скорость

Расходом называется количество жидкости, протекающей через живое сечение потока (струйки) в единицу времени. Это количество можно измерить в единицах объема, в весовых единицах или в единицах массы, в связи с чем различают объемный Q , весовой Q_G и массовый Q_M расходы.

Для элементарной струйки, имеющей бесконечно малую площадь сечения, можно считать истинную скорость u одинаковой во всех точках сечения.

Для потока конечного размера в общем случае скорость имеет различное значение в разных точках сечения, поэтому расход надо определять как сумму элементарных расходов струек:

$$Q = \int_F u \cdot dF. \quad (3.2)$$

В результате этого вводится понятие средней по сечению скорости:

$$u_{cp} = \frac{Q}{F}, \quad (3.3)$$

откуда

$$Q = u_{cp} \cdot F. \quad (3.4)$$

Основываясь на законе сохранения вещества, на предположения о сплошности (неразрывности) течения и на указанном свойстве трубки тока, заключающемся в ее «непроницаемости», для установившегося течения несжимаемой жидкости можно утверждать, что объемный расход во всех сечениях элементарной струйки один и тот же:

$$dQ = u_1 \cdot dF_1 = u_2 \cdot dF_2 = const. \quad (3.5)$$

Это уравнение называется уравнением объемного расхода для элементарной струйки.

Аналогичное уравнение можно составить и для потока конечных размеров, ограниченного непроницаемыми стенками, только вместо истинных скоростей следует ввести средние скорости. В результате:

$$Q = u_{cp1} \cdot F_1 = u_{cp2} \cdot F_2 = const. \quad (3.6)$$

Из последнего уравнения следует, что средние скорости в потоке несжимаемой жидкости обратно пропорциональны площадям сечений:

$$\frac{u_{cp1}}{u_{cp2}} = \frac{F_2}{F_1}$$

3.3 Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Рассмотрим установившееся течение идеальной жидкости, находящейся под действием лишь одной массовой силы – силы тяжести, и выведем для этого случая основное уравнение, связывающее между собой давление в жидкости и скорость ее движения.

Возьмем одну из элементарных струек, составляющих поток, и выделим сечениями 1 и 2 участок этой струйки произвольной длины (рис.3.3). Пусть площадь первого сечения равна dF_1 , скорость в нем u_1 , давление p_1 , а высота расположения центра тяжести сечения, отсчитанная от произвольной

горизонтальной плоскости сравнения, z_1 . Во втором сечении соответственно dF_2 , u_2 , p_2 и z_2 .

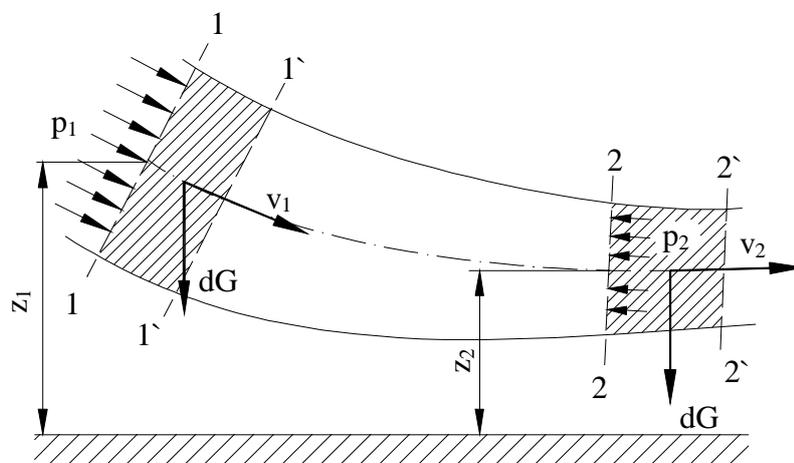


Рисунок 3.3 – Схема для вывода уравнения Бернулли

За бесконечно малый отрезок времени dt выделенный участок струйки переместится в положение $1' - 2'$.

Применим к массе жидкости в объеме участка струйки теорему механики о том, что работа сил, приложенных к телу, равна приращению кинетической энергии этого тела. Такими силами в данном случае являются силы давления, действующие нормально к поверхности рассматриваемого участка струйки, и сила тяжести. Подсчитаем работу сил давления, силы тяжести и изменение кинетической энергии участка струйки за время dt .

Работа силы давления в первом сечении положительна, так как направление силы совпадает с направлением перемещения, и выражается как произведение силы на путь:

$$(p_1 \cdot dF_1) \cdot (u_1 \cdot dt).$$

Работа силы давления во втором сечении имеет знак минус, так как направление силы прямо противоположно направлению перемещения, и определяется выражением:

$$-(p_2 \cdot dF_2) \cdot (u_2 \cdot dt).$$

Итак, работа сил давления будет равна:

$$p_1 \cdot dF_1 \cdot u_1 \cdot dt - p_2 \cdot dF_2 \cdot u_2 \cdot dt. \quad (3.7)$$

Работа силы тяжести равна изменению потенциальной энергии положения участка струйки, поэтому надо из энергии положения жидкости в объеме 1 – 2 вычесть энергию положения жидкости в объеме 1` - 2`. При этом энергия положения промежуточного объема 1` - 2 сократится, и останется лишь разность энергий элементов 1 – 1` и 2 – 2`. Если учесть уравнение расхода, то нетрудно заметить, что объемы а, следовательно, и силы тяжести элементов 1 – 1` и 2 – 2` равны между собой:

$$dG = \rho \cdot g \cdot u_1 \cdot dF_1 \cdot dt = \rho \cdot g \cdot u_2 \cdot dF_2 \cdot dt. \quad (3.8)$$

Тогда работа силы тяжести выразится как произведение разности высот на силу тяжести dG :

$$(z_1 - z_2) \cdot dG. \quad (3.9)$$

Чтобы подсчитать приращение кинетической энергии, необходимо из кинетической энергии объема 1` - 2` вычесть кинетическую энергию объема 1 – 2. При вычитании кинетическая энергия промежуточного участка сократится, и останется лишь разность кинетических энергий элементов 2 – 2` и 1 – 1`. Таким образом приращение кинетической энергии равно:

$$\frac{(u_2^2 - u_1^2) \cdot dG}{2 \cdot g}. \quad (3.10)$$

Сложив работу сил давления с работой силы тяжести и приравняв эту сумму приращению кинетической энергии, получим:

$$p_1 \cdot dF_1 \cdot u_1 \cdot dt - p_2 \cdot dF_2 \cdot u_2 \cdot dt + (z_1 - z_2) \cdot dG = \frac{(u_2^2 - u_1^2) \cdot dG}{2 \cdot g}. \quad (3.11)$$

Разделив это уравнение на dG , и произведя сокращения, получим:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} - \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_1 - z_2 = \frac{u_2^2}{2 \cdot g} - \frac{u_1^2}{2 \cdot g}.$$

Сгруппируем члены, относящиеся к первому сечению, в левой части уравнения, а члены, относящиеся ко второму сечению, в правой:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2 \cdot g}. \quad (3.12)$$

где z – геометрический напор;

$\frac{p}{\rho \cdot g}$ - пьезометрический напор;

$\frac{u^2}{2 \cdot g}$ - скоростной напор.

Полученное уравнение называется уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости.

Трехчлен вида

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{u^2}{2 \cdot g} = H$$

называется полным напором.

Уравнение Бернулли записано для двух произвольно взятых сечений струйки и выражает равенство полных напоров в этих сечениях. Так как сечения взяты произвольно, следовательно, и для любого другого сечения этой же струйки полный напор будет иметь то же значение:

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{u^2}{2 \cdot g} = H = const.$$

Итак, для идеальной движущейся жидкости сумма трех напоров: геометрического, пьезометрического и скоростного есть величина постоянная вдоль струйки.

3.4 Уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости

При переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к потоку реальной жидкости, имеющему конечные размеры и ограниченному стенками,

необходимо учесть неравномерность распределения скоростей по сечению, а также потери энергии (напора). То и другое является следствием вязкости жидкости.

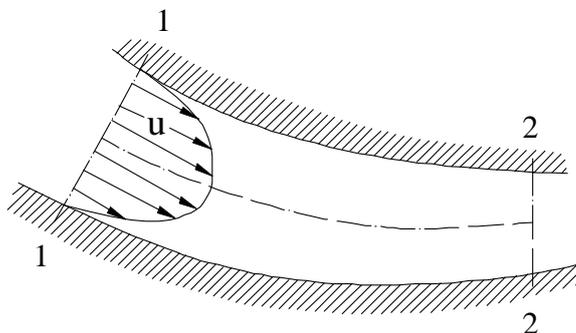


Рисунок 3.4 – Расположение скоростей в реальном потоке

При движении вязкой жидкости вдоль твердой стенки, происходит торможение потока вследствие влияния вязкости, а также из-за сил молекулярного сцепления между жидкостью и стенкой (рис.3.4). Поэтому наибольшего значения скорость достигает в центральной части потока, а по мере приближения к стенке она уменьшается практически до нуля.

Неравномерное распределение скоростей означает скольжение одних слоев или частей жидкости по другим, вследствие чего возникают касательные напряжения (напряжения трения).

Кроме того, движение вязкой жидкости часто сопровождается вращением частиц, вихреобразованием и перемешиванием. Все это требует затраты энергии, поэтому удельная энергия движущейся вязкой жидкости не остается постоянной, а постепенно расходуется на преодоление сопротивлений и, следовательно, уменьшается вдоль потока.

Из-за неравномерного распределения скоростей приходится вводить в рассмотрение среднюю по сечению скорость u_{cp} , а также среднее значение удельной энергии жидкости в данном сечении.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{u_{cp1}^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{u_{cp2}^2}{2 \cdot g} + \sum h_n . \quad (3.13)$$

Это и есть уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости. От аналогичного уравнения для элементарной струйки идеальной жидкости полученное уравнение отличается членом $\sum h_n$, представляющим собой потерю полного напора, и коэффициентом α , учитывающим неравномерность распределения скоростей. Кроме того, скорости, входящие в это уравнение, являются средними по сечению.

3.5 Гидравлические потери (общие сведения)

Потери удельной энергии (напора), или, как их часто называют, гидравлические потери, зависят от формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней. Вязкость жидкости, хотя и является первопричиной всех гидравлических потерь, но далеко не всегда оказывает существенное влияние на их величину.

Гидравлические потери обычно разделяют на местные потери и потери на трение по длине.

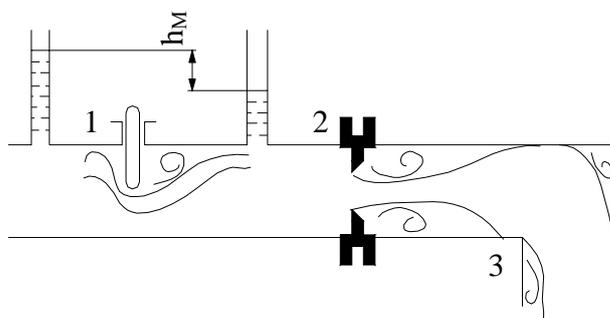


Рисунок 3.5 – Схемы местных гидравлических сопротивлений:
1 – задвижка; 2 – диафрагма; 3 – колено

Местные потери энергии обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока. При протекании жидкости через местные сопротивления (рис.3.5) изменяется ее скорость и обычно

возникают крупные вихри. Последние образуются за местом отрыва потока от стенок и представляют собой области, в которых частицы жидкости движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям.

Местные потери напора определяются по формуле:

$$h_M = \xi \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}. \quad (3.14)$$

Данное выражение часто называют формулой Вейсбаха.

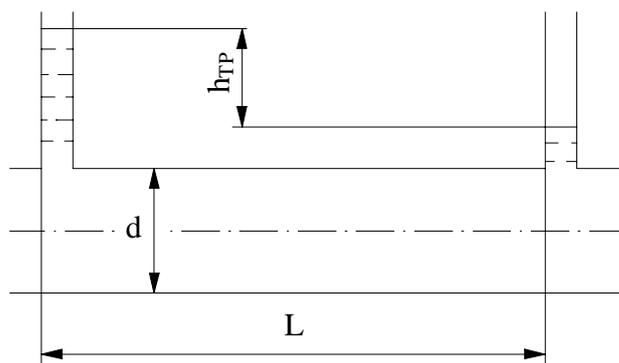


Рисунок 3.6 – Потери напора на трение по длине трубы

Потери на трение по длине, - это потери энергии, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения (рис.3.6), т.е. при равномерном течении, и возрастают пропорционально длине трубы. Рассматриваемые потери обусловлены внутренним трением в жидкости, а поэтому имеют место не только в шероховатых, но и в гладких трубах.

Потерю напора на трение можно определить по следующей формуле:

$$h_{TP} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}. \quad (3.15)$$

Данную формулу обычно называют формулой Вейсбаха – Дарси, а безразмерный коэффициент λ - коэффициентом потерь на трение по длине, или коэффициентом Дарси.

4 Режимы течения жидкости

4.1 Режимы течения жидкости в трубах

Опыты показывают, что возможны два режима течения жидкостей и газов в трубах: ламинарный и турбулентный.

Ламинарным называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсаций скоростей и давления. При таком течении все линии тока вполне определяются формой русла, по которому течет жидкость. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, отсутствуют поперечные перемещения жидкости. Ламинарное течение является вполне упорядоченным и при постоянном напоре строго установившимся течением.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости вдоль русла, происходят поперечные перемещения (перемешивания) и вращательное движение отдельных объемов жидкости. Этим и объясняются пульсация скоростей.

Режим течения данной жидкости в данной трубе изменяется примерно при определенной средней по сечению скорости течения, которую называют критической. Как показывают опыты, значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости ν и обратно пропорционально диаметру d трубы, т.е.

$$u_{KP} = k \cdot \frac{\nu}{d}.$$

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент пропорциональности k одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Это означает, что изменение режима течения

происходит при определенном соотношении между скоростью, диаметром и вязкостью:

$$k = \frac{u_{KP} \cdot d}{\nu}.$$

Полученное безразмерное число называется критическим числом Рейнольдса и обозначается:

$$\text{Re}_{KP} = \frac{u_{KP} \cdot d}{\nu}. \quad (4.1)$$

Как показывают опыты, для труб круглого сечения $\text{Re}_{KP} = 2320$.

4.2 Кавитация

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых руслах происходят явления, связанные с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. с превращением ее в пар, а также с выделением из жидкости растворенных в ней газов. Например, при течении жидкости через местное сужение трубы увеличивается скорость и падает давление. Если абсолютное давление при этом достигает значения, равного давлению насыщенных паров этой жидкости при данной температуре, или давлению, при котором начинается выделение из нее растворенных газов, то в данном месте потока начинается интенсивное парообразование (кипение) и выделение газов. В расширяющейся части скорость потока уменьшается, а давление возрастает, и выделение паров и газов прекращается; выделившиеся пары конденсируются, а газы постепенно вновь растворяются.

Это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке, называется *кавитацией*.

Кавитация сопровождается характерным шумом, а при длительном ее воздействии также эрозионным разрушением металлических стенок. Последнее

объясняется тем, что конденсация пузырьков пара происходит со значительной скоростью, частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, устремляются к его центру и в момент завершения конденсации вызывают местные удары, т.е. значительное повышение давления в отдельных точках. Материал при кавитации разрушается не там, где выделяются пузырьки, а там, где они конденсируются.

При возникновении кавитации значительно увеличивается сопротивление трубопроводов и, следовательно, уменьшается их пропускная способность, потому что каверны уменьшают живые сечения потоков, скорость в которых резко возрастает.

Кавитация в обычных случаях является нежелательным явлением, и ее не следует допускать в трубопроводах и других элементах гидросистем. Она может возникать во всех местных гидравлических сопротивлениях, где поток претерпевает местное сужение с последующим расширением, например в кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах и др.

Кавитация может иметь место в гидромашинах (насосах и гидротурбинах), а также на лопастях быстро вращающихся гребных винтов. В этих случаях следствием кавитации является резкое снижение к.п.д. машины и затем постепенное разрушение ее деталей, подверженных воздействию кавитации.

В гидросистемах кавитация может возникнуть в трубопроводах низкого давления – во всасывающих трубопроводах. В этом случае ее область распространяется на значительную часть всасывающего трубопровода или даже на всю его длину. Поток в трубопроводе при этом делается двухфазным, состоящим из жидкой и паровой фаз.

5 Ламинарное течение

5.1 Теория ламинарного течения в круглых трубах

Ламинарное течение является строго упорядоченным, слоистым течением без перемешивания жидкости. Трение между слоями движущейся жидкости является единственным источником потерь энергии в данном случае.

Рассмотрим установившееся ламинарное течение жидкости в прямой круглой цилиндрической трубе (рис.5.1) с внутренним диаметром $d = 2 \cdot r_0$. Чтобы исключить влияние силы тяжести и этим упростить вывод, допустим, что труба расположена горизонтально. Достаточно далеко от входа в нее, где поток уже вполне сформировался, выделим отрезок длиной l между сечениями 1-1 и 2-2.

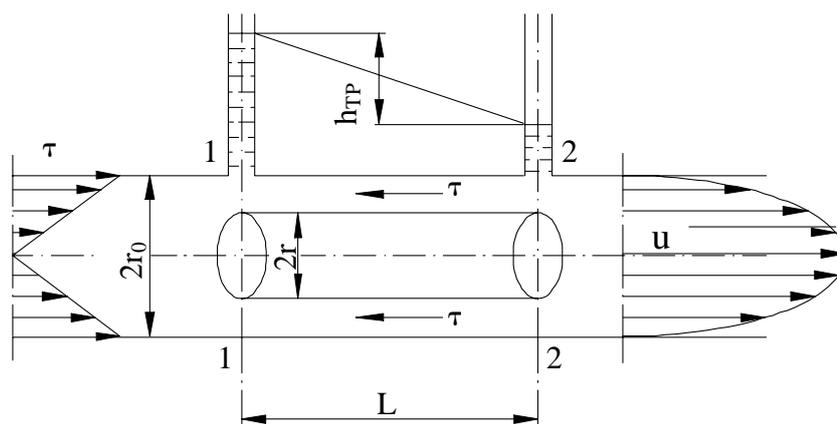


Рисунок 5.1 – К теории ламинарного течения жидкости в трубе

Пусть в сечении 1-1 давление равно p_1 , а в сечении 2-2 - p_2 . Ввиду постоянства диаметра трубы, скорость жидкости будет постоянной, а коэффициент α будет неизменным вдоль потока вследствие его стабильности, поэтому уравнение Бернулли для выбранных сечений примет вид:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_{TP}.$$

где h_{TP} - потеря напора по длине.

Отсюда

$$h_{TP} = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{p_{TP}}{\rho \cdot g},$$

что и показывают пьезометры, установленные в этих сечениях.

В потоке жидкости выделим цилиндрический объем радиусом r , соосный с трубой и имеющий основания в выбранных сечениях.

Запишем уравнение равномерного движения выделенного объема жидкости в трубе, т.е. равенство нулю суммы сил, действующих на объем: сил давления и сил сопротивления. Обозначая касательное напряжение на боковой поверхности цилиндра через τ , получим:

$$(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot r^2 - 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \tau = 0,$$

откуда

$$\tau = \frac{p_{TP} \cdot r}{2 \cdot l}.$$

Из формулы следует, что касательные напряжения в поперечном сечении трубы изменяются по линейному закону в функции радиуса. Эпюра касательного напряжения показана слева.

Выразим касательное напряжение τ по закону трения Ньютона через динамическую вязкость и поперечный градиент скорости; при этом заменим переменное y (расстояние от стенки) текущим радиусом r :

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} = -\mu \cdot \frac{du}{dr}$$

Знак минус обусловлен тем, что направление отсчета r (от оси к стенке) противоположно направлению отсчета y (от стенки).

Подставляя значение τ в предыдущее уравнение, получаем:

$$\frac{p_{TP} \cdot r}{2 \cdot l} = -\mu \cdot \frac{du}{dr}.$$

Найдем отсюда приращение скорости:

$$du = -\frac{p_{TP} \cdot r \cdot dr}{2 \cdot \mu \cdot l}.$$

При положительном приращении радиуса получается отрицательное приращение (уменьшение) скорости, что соответствует профилю скоростей, показанному на рисунке.

Выполнив интегрирование, получим:

$$u = -\frac{p_{TP}}{2 \cdot \mu \cdot l} \cdot \frac{r^2}{2} + C.$$

Постоянную интегрирования C найдем из условия, что на стенке при $r = r_0$ $u = 0$:

$$C = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{4 \cdot \mu \cdot l}.$$

Скорость по окружности радиусом r :

$$u = \frac{p_{TP} \cdot (r_0^2 - r^2)}{4 \cdot \mu \cdot l}. \quad (5.1)$$

Это выражение является законом распределения скоростей по сечению круглой трубы при ламинарном течении. Кривая, изображающая эпюру скоростей, является параболой второй степени.

Максимальная скорость, имеющая место в центре сечения:

$$u_{\max} = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{4 \cdot \mu \cdot l}. \quad (5.2)$$

Применим полученный закон распределения скоростей для расчета расхода. Для этого выразим сначала элементарный расход через бесконечно малую площадку dS :

$$dQ = u \cdot dS.$$

Здесь u есть функция радиуса, а площадку dS целесообразно взять в виде кольца радиусом r и шириной dr , тогда:

$$dQ = p_{TP} \cdot (r_0^2 - r^2) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr / (4 \cdot \mu \cdot l).$$

После интегрирования по всей площади поперечного сечения, т.е. от $r = 0$ до $r = r_0$:

$$Q = \frac{\pi \cdot p_{TP}}{2 \cdot \mu \cdot l} \cdot \int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2) \cdot r \cdot dr = \frac{\pi \cdot p_{TP}}{8 \cdot \mu \cdot l} \cdot r_0^4. \quad (5.3)$$

Среднюю по сечению скорость найдем делением расхода на площадь.

$$u_{cp} = \frac{Q}{\pi \cdot r_0^2} = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{8 \cdot \mu \cdot l}. \quad (5.4)$$

Сравнение этого выражения с формулой для определения u_{max} показывает, что средняя скорость при ламинарном течении в 2 раза меньше максимальной.

Для получения закона сопротивления, т.е. выражения потери напора h_{TP} на трение через расход и размеры трубы, определим p_{TP} из формулы для расхода:

$$p_{TP} = \frac{8 \cdot \mu \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot r_0^4}. \quad (5.5)$$

Разделим это выражение на $\rho \cdot g$, заменив μ на $\nu \cdot \rho$ и p_{TP} на $h_{TP} \cdot \rho \cdot g$, а также перейдя от r_0 к $d = 2 \cdot r_0$, найдем:

$$h_{TP} = \frac{p_{TP}}{\rho \cdot g} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot d^4}. \quad (5.6)$$

Полученный закон сопротивления показывает, что при ламинарном течении в трубе круглого сечения потеря напора на трение пропорциональна расходу и вязкости в первой степени и обратно пропорциональна диаметру в четвертой степени.

Ранее условились выражать потери напора на трение через среднюю скорость. Приведем закон сопротивления к виду формулы Вейсбаха – Дарси:

$$h_{TP} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u_{cp}^2}{2 \cdot g}.$$

Для этого в формуле заменим расход произведением $\pi \cdot d^2 \cdot u_{cp} / 4$; умножив и разделив на u_{cp} и перегруппировав множители, после сокращения получим:

$$h_{TP} = \frac{64 \cdot \nu}{u_{cp} \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u_{cp}^2}{2 \cdot g} = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u_{cp}^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u_{cp}^2}{2 \cdot g}. \quad (5.7)$$

где λ - коэффициент потерь на трение для ламинарного течения, равный

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Зная закон распределения скоростей по сечению трубы, легко определить коэффициент Кориолиса α , учитывающий неравномерность распределения скоростей в уравнении Бернулли, для случая ламинарного течения в круглой трубе. Для этого случая $\alpha = 2$, т.е. действительная кинетическая энергия ламинарного потока с параболическим распределением скоростей в 2 раза превышает кинетическую энергию того же потока, но при равномерном распределении скоростей.

5.2 Облитерация щелей

Когда жидкость проникает через узкую щель, образованную неподвижными стенками, на границе раздела твердой и жидкой фаз происходит адсорбция поляризованных молекул жидкости, обусловленная силами межмолекулярного взаимодействия. В результате этого на поверхности стенок образуется фиксированный слой жидкости, обладающий определенной прочностью на сдвиг, а живое сечение потока в щели уменьшается. Такое зарастивание щели называется *облитерацией*.

Облитерация интенсифицируется отложением на поверхностях каналов смол, рыхлых скоплений загрязнений. Эти смолистые вещества и вязкие

включения способствуют также удержанию в щели твердых частиц загрязнителя.

Процесс зарастивания щели протекает особенно интенсивно, когда размер частиц загрязнителя соизмерим с величиной зазора. Полное зарастивание в этом случае может произойти в течение 1 мин и менее.

Наращивание облитерационного слоя происходит не бесконечно: чем дальше этот слой от твердой поверхности, тем рыхлее он становится, так как связь молекул ослабляется, и частицы жидкости, отрываясь от поверхности слоя, вытесняются из щели.

Толщина слоя, обуславливающего облитерацию щели, с учетом влияния загрязнений масла, равна 4-5мкм, в соответствии с чем, полная облитерация может наблюдаться лишь в щелях шириной 8-10мкм.

Хотя облитерационные слои имеют сравнительно небольшую толщину (несколько микрометров), они могут занимать в узкой щели существенную часть поперечного сечения и, тем самым, значительно увеличить ее сопротивление и уменьшить расход жидкости через щель.

При облитерации в щелях или зазорах для страгивания с места одного из элементов, образующих эти щель или зазор (плунжер золотника), требуются значительно большие усилия, чем при ее отсутствии. Поэтому во избежание возникновения облитерации необходимо, чтобы один из сопрягаемых элементов непрерывно находился в движении (вибрация с малой амплитудой).

6 Турбулентное течение

6.1 Основные сведения

Для турбулентного течения характерно перемешивание жидкости, пульсации скорости и давлений. Распределение скоростей в поперечном сечении турбулентного потока существенно отличается от того, которое

характерно для ламинарного течения. Если сравним кривые распределения скоростей в ламинарном и турбулентном потоках в одной и той же трубе и при одном и том же расходе, то обнаружим существенное различие. Распределение скоростей при турбулентном течении более равномерное, а нарастание скорости у стенки более крутое, чем при ламинарном течении, для которого характерен параболический закон распределения скоростей.

В связи с этим коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей в уравнении Бернулли, при турбулентном течении значительно меньше, нежели при ламинарном. В большинстве случаев при турбулентном течении можно принимать $\alpha = 1$.

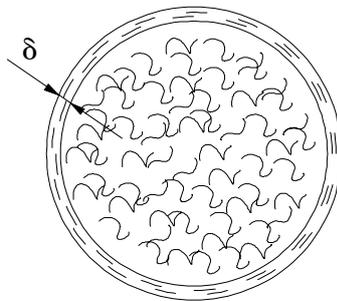


Рисунок 6.1 – Структура потока при турбулентном режиме движения

При турбулентном течении жидкости непосредственно на стенке трубы обычно имеется ламинарный пограничный слой (рис.6.1). Это очень тонкий слой жидкости, движение в котором является слоистым и происходит без перемешивания. В его пределах скорость круто нарастает от нуля на стенке до некоторой конечной величины на границе слоя.

Толщина ламинарного слоя крайне невелика и может быть найдена по формуле:

$$\delta = \frac{30 \cdot d}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}}. \quad (6.1)$$

Основной расчетной формулой для потерь напора при турбулентном течении в круглых трубах является уже приводимая выше формула, называемая формулой Вейсбаха – Дарси и имеющая вид:

$$h_{TP} = \lambda_T \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}.$$

6.2 Гидравлически гладкие трубы

Когда шероховатость трубы не влияет на ее сопротивление, трубу называют гидравлически гладкой. Для этих случаев коэффициент λ_T является функцией лишь числа Рейнольдса. Существует ряд эмпирических и полуэмпирических формул, выражающих эту функцию для турбулентного течения в гидравлически гладких трубах:

- формула П.К. Конакова

$$\lambda_T = 1 / (1.8 \cdot \lg(\text{Re}) - 1.5)^2, \quad (6.2)$$

- формула Блазиуса

$$\lambda_T = 0.316 / \sqrt[4]{\text{Re}} \quad \text{при } 2320 < \text{Re} < 10^5. \quad (6.3)$$

К числу гидравлически гладких труб можно отнести цельнотянутые трубы из цветных металлов, а также высококачественные бесшовные стальные трубы. Водопроводные стальные и чугунные трубы гладкими нельзя считать, так как они обычно дают повышенное сопротивление.

6.3 Шероховатые трубы

Если для гидравлически гладких труб коэффициент потерь на трение вполне определяется числом Рейнольдса, то для шероховатых труб λ_T зависит еще и от шероховатости внутренней поверхности трубы. При этом важен не абсолютный размер Δ бугорков шероховатости, а отношение этого размера к радиусу (или диаметру) трубы, т.е. так называемая относительная шероховатость Δ/d .

Как указывалось выше, при увеличении Re толщина ламинарного пограничного слоя уменьшается, поэтому для турбулентного потока при малых Re толщина ламинарного слоя больше высоты бугорков шероховатости, последние находятся внутри ламинарного слоя, обтекаются плавно и на сопротивление не влияют. По мере увеличения Re толщина ламинарного слоя уменьшается, бугорки шероховатости начинают выступать за пределы слоя и влиять на сопротивление. При больших Re толщина ламинарного слоя становится весьма малой, а бугорки шероховатости обтекаются турбулентным потоком с вихреобразованием за каждым бугорком.

Для практических расчетов по определению сопротивления реальных труб можно пользоваться универсальной формулой А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_T = 0.11 \cdot (\Delta/d + 68/Re)^{1/4}. \quad (6.4)$$

6.4 Потери в некруглых трубах

На практике часто приходится иметь дело с течением в некруглых трубах. Для количественной оценки влияния формы сечения на потерю напора как при ламинарном течении, так и при турбулентном, в расчет вводят гидравлический радиус R_G или гидравлический диаметр D_G .

Таким образом, для любой формы сечения:

$$h_{TP} = \lambda_T \cdot \frac{l}{4 \cdot R_G} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = \lambda_T \cdot \frac{l}{D_G} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}. \quad (6.5)$$

При этом коэффициент λ_T определяется по тем же формулам, но число Re выражается через D_G :

$$Re = D_G \cdot u/\nu. \quad (6.6)$$

7 Местные гидравлические сопротивления

7.1 Общие сведения

Рассмотрим потери, обусловленные местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв транзитного потока от стенок русла и возникновение вихреобразования.

Эмпирическая общая формула связи местной потери напора и скорости потока:

$$h_M = \xi_M \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}. \quad (7.1)$$

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширение, сужение и повороты русла. Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

7.2 Внезапное расширение

При внезапном расширении русла поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы образуются вихри, которые и являются причиной потери энергии (рис.7.1). Кроме этого, основной вихрь порождает другие, более мелкие вихри, которые уносятся потоком. Таким образом, потеря энергии происходит не только в основном вихре, но и по длине следующего за ним участка потока.

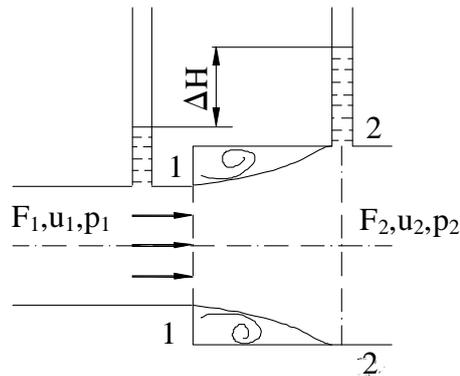


Рисунок 7.1 – Внезапное расширение трубы

Выражение для определения потерь:

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \cdot \frac{u_1^2}{2 \cdot g}. \quad (7.2)$$

Когда площадь F_2 весьма велика по сравнению с площадью F_1 , потеря на расширение:

$$h_{расш} = \frac{u_1^2}{2 \cdot g}.$$

т.е. в этом случае теряется весь скоростной напор. Такому случаю соответствует подвод жидкости по трубе к резервуару достаточно больших размеров.

7.3 Постепенное расширение русла

Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором. Течение жидкости в диффузоре сопровождается уменьшением скорости и увеличением давления. Частицы движущейся жидкости преодолевают нарастающее давление за счет своей кинетической энергии, которая уменьшается вдоль диффузора и в направлении от оси к стенке. Слои жидкости, прилегающие к стенкам, обладают столь малой кинетической энергией, что иногда оказываются не в состоянии преодолеть повышенное давление, они

останавливаются или даже начинают двигаться обратно. Обратное течение вызывает отрыв основного потока от стенки и вихреобразование (рис.7.2).

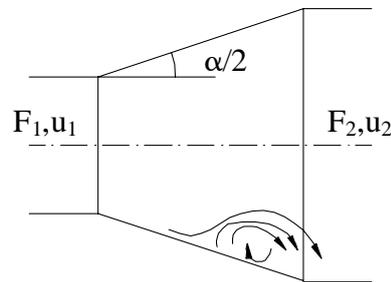


Рисунок 7.2 – Вихреобразование в диффузоре

Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых, потери напора на трение и потери напора на расширение.

Выражение для определения потерь напора:

$$h_{TP} = \left[\frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \cdot \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \cdot \frac{u_1^2}{2 \cdot g}. \quad (7.3)$$

где $n = F_2 / F_1$ - степень расширения диффузора;

$k = \sin(\alpha)$ - коэффициент смягчения.

7.4 Сужение русла

Внезапное сужение русла всегда вызывает меньшую потерю энергии, чем внезапное расширение с таким же соотношением площадей. В этом случае потеря обусловлена, во-первых, трением потока при входе в узкую трубу и, во-вторых, потерями на вихреобразование (рис.7.3). Последние вызываются тем, что поток не обтекает входной угол, а срывается с него и сужается; кольцевое же пространство вокруг суженной части потока заполняется завихренной жидкостью.

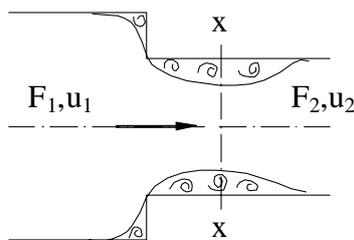


Рисунок 7.3 – Внезапное сужение трубы

Полная потеря напора:

$$h_{суж} = \xi_{суж} \cdot \frac{u_2^2}{2 \cdot g}. \quad (7.4)$$

где $\xi_{суж} = (1 - F_2/F_1)/2$ - коэффициент потерь.

При выходе трубы из резервуара достаточно большого размера и при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления $\xi_{суж} = 0.5$

Закруглением входного угла можно значительно уменьшить потери напора при входе в трубу.

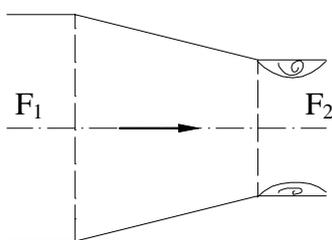


Рисунок 7.4 - Конфузор

Постепенное сужение трубы называется конфузором (рис.7.4). Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. Так как давление жидкости в начале конфузора выше, чем в конце, причин к возникновению вихреобразований и срывов потока нет. В конфузоре имеются лишь потери на трение. В связи с этим сопротивление конфузора всегда меньше, чем сопротивление такого же диффузора.

$$h_{TP} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \cdot \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \cdot \frac{u_2^2}{2 \cdot g}. \quad (7.5)$$

7.5 Поворот русла

Внезапный поворот трубы, или колено без закругления, вызывает значительные потери энергии, так как в нем происходят отрыв потока и вихреобразование (рис.7.5).

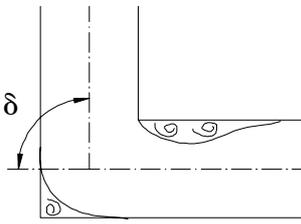


Рисунок 7.5 - Колено

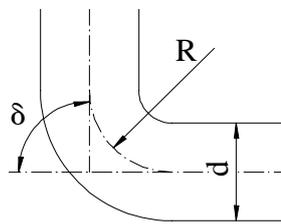


Рисунок 7.6 – Закругленное колено

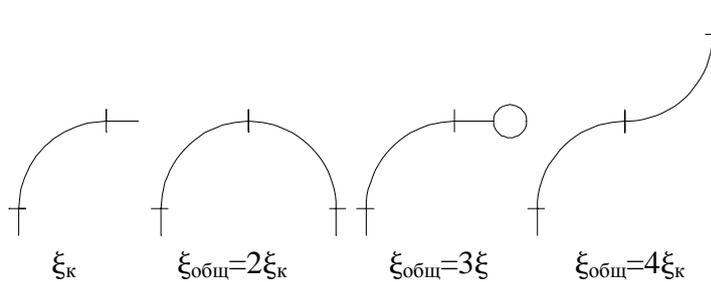


Рисунок 7.7 – Схемы соединения двух колен

Постепенный поворот трубы, или закругленное колено (рис.7.6), значительно уменьшает интенсивность вихреобразования а, следовательно, и сопротивление.

Потерю напора рассчитывают по формуле:

$$h = \xi_{кол} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}. \quad (7.6)$$

7.6 Эквивалентная длина

Эквивалентной длиной называется такая длина прямолинейного участка трубопровода, потери напора в котором равны потерям напора в данном местном сопротивлении при одинаковых расходах жидкости, т.е.

$$H_M = H_L.$$

или

$$\xi_M \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{Э}}}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}.$$

Отсюда:

$$l_{\text{Э}} = \frac{\xi_M}{\lambda} \cdot d. \quad (7.7)$$

Тогда общие потери напора в трубопроводе могут быть подсчитаны следующим образом:

$$H_{\text{ПОТ}} = H_L + H_M = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{l_{\text{Э}}}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}. \quad (7.8)$$

8 Истечение жидкости через отверстия и насадки

8.1 Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре

Малым называется отверстие, вертикальный размер которого значительно меньше напора перед отверстием ($10 \cdot d \leq H$), что позволяет считать давление во всех точках этого отверстия практически одинаковым.

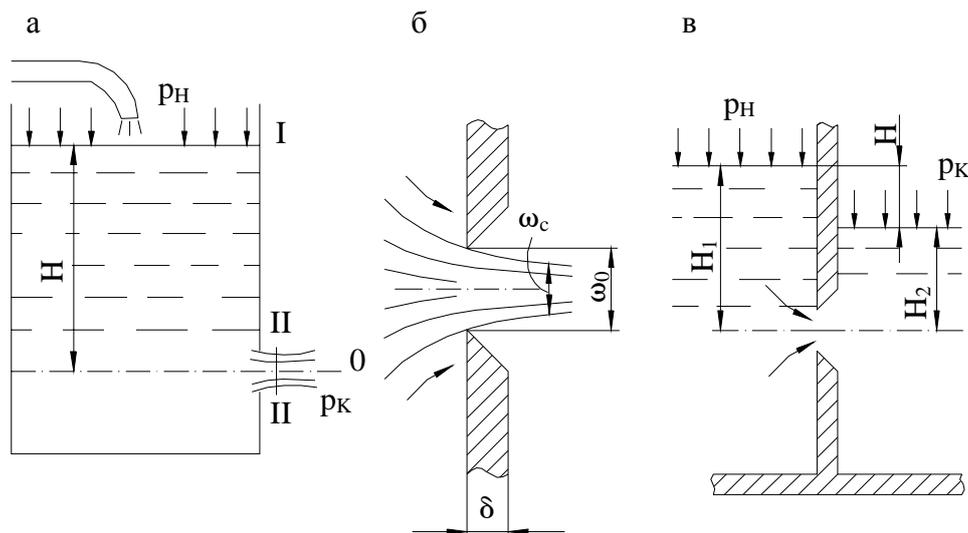


Рисунок 8.1 – Истечение жидкости через отверстие в тонкой стенке

Тонкой, с гидравлической точки зрения, считают стенку, если вытекающая через отверстие в ней струя жидкости соприкасается лишь с кромкой отверстия, обращенной внутрь резервуара, и не касается боковой поверхности отверстия, т.е. стенку в которой отверстие имеет острые кромки или стенку малой толщины δ , например, для отверстия круглой формы $\delta \leq 0.2 \cdot d_0$. При истечении жидкости через отверстие в такой стенке будут возникать только местные потери напора.

При истечении жидкости через малое отверстие площадью ω_0 , расположенное в тонкой стенке (рис.8.1, а, б)), струя жидкости на выходе из отверстия сужается вследствие инерции частиц, движущихся по криволинейным траекториям. На небольшом расстоянии от отверстия (примерно половина его диаметра) образуется сжатое сечение, имеющее минимальную площадь ω_c , и возникает практически параллельно-струйное движение частиц. Обозначим $\omega_c / \omega_0 = \varepsilon$, который называется коэффициентом сжатия струи. Для отверстия круглой и квадратной формы $\varepsilon = 0.6 - 0.64$.

Определим скорость истечения и расход жидкости на примере истечения жидкости через малое отверстие в тонкой боковой стенке резервуара, при

постоянном уровне жидкости в резервуаре ($H = const$). Проанализируем этот процесс с помощью уравнения Бернулли. Проведем два сечения: $I-I$ – по поверхности жидкости в резервуаре; $II-II$ – по струе, в сжатом ее сечении; а также плоскость сравнения $0-0$, проходящую по оси отверстия. Запишем для этих сечений уравнение Бернулли:

$$\frac{\alpha_1 \cdot u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{\alpha_2 \cdot u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 + H_{пот.1-2}.$$

Пусть в общем случае давление жидкости на поверхности резервуара p_H , а на выходе из отверстия p_K . Так как резервуар имеет большое поперечное сечение, скоростью жидкости в нем можно пренебречь, поэтому $u_1 = 0$ и потери напора на трение о стенки резервуара $H_{дл} = 0$. Обозначим $u_2 = u$ и $\alpha_2 = \alpha$. Тогда получим:

$$\frac{p_H}{\rho \cdot g} + H = \frac{\alpha \cdot u^2}{2 \cdot g} + \frac{p_K}{\rho \cdot g} + \xi_0 \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}.$$

Откуда

$$u = \sqrt{(\alpha + \xi_0)^{-1}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot [H + (p_H - p_K)/(\rho \cdot g)]}. \quad (8.1)$$

Обозначим $H + \frac{p_H - p_K}{\rho \cdot g} = H_0$ - приведенный напор перед отверстием, а

$\sqrt{(\alpha + \xi_0)^{-1}} = \varphi$ - коэффициент скорости.

Тогда:

$$u = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}. \quad (8.2)$$

$$u_{T0} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}. \quad (8.3)$$

При истечении воды, когда имеет место турбулентное течение, можно принимать $\varphi \approx 0.97 - 0.98$.

Расход жидкости через отверстие:

$$Q = u \cdot \omega_C.$$

Заменим $\omega_C \rightarrow \varepsilon \cdot \omega_0$, а u - его значением из прошлого уравнения, тогда:

$$Q = \varphi \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} = \mu \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}. \quad (8.4)$$

где $\mu = \varphi \cdot \varepsilon$ - коэффициент расхода отверстия.

При указанных выше значениях φ и ε значение $\mu = 0.6 - 0.63$.

Если пространство, куда вытекает жидкость, также заполнено жидкостью (рис.8.1, в), то истечение происходит под уровень. Расчет скорости и расхода производится по тем же формулам, но в них

$$H_0 = H + \frac{P_H - P_K}{\rho \cdot g} = H_1 - H_2 + \frac{P_H - P_K}{\rho \cdot g}. \quad (8.5)$$

8.2 Истечение жидкости через отверстие при переменном напоре

Истечение жидкости через отверстия при переменном напоре представляет значительный интерес, так как именно оно обычно наблюдается при истечении жидкости из резервуара, бассейнов.

Как правило, при истечении жидкости через малое отверстие при переменном напоре необходимо знать время частичного или полного опорожнения резервуара.

Рассмотрим резервуар, поперечное сечение которого является переменным по высоте, однако изменение Ω происходит медленно, плавно (рис.8.2). Пусть в дне этого резервуара имеется отверстие площадью ω_0 . Давление в общем случае: на поверхности жидкости в резервуаре p_H ; в месте выхода из отверстия p_K . Определим время опорожнения резервуара от уровня H_1 до уровня H_2 .

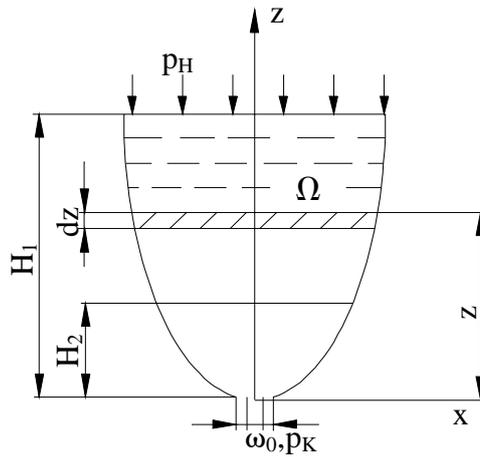


Рисунок 8.2 – Истечение жидкости через малое отверстие при переменном напоре

Допустим, что в какой-то момент времени уровень вытекающей жидкости находится на высоте z . За бесконечно малый промежуток времени dt , в течение которого уровень в резервуаре опустится на высоту dz , из резервуара выльется элементарный объем жидкости $dV = -\Omega \cdot dz$ (знак минуса означает, что с уменьшением z объем вытекающей жидкости увеличивается). С другой стороны, этот же объем $dV = Q \cdot dt$, причем, ввиду малого изменения напора z за время dt , Q можно считать постоянным и определить его по формуле расхода при постоянном напоре. Следовательно:

$$-\Omega \cdot dz = Q \cdot dt,$$

или

$$-\Omega \cdot dz = \mu \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(z + \frac{p_H - p_K}{\rho \cdot g} \right)} \cdot dt,$$

откуда:

$$dt = - \frac{\Omega \cdot dz}{\mu \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(z + \frac{p_H - p_K}{\rho \cdot g} \right)}}.$$

Определим время опорожнения резервуара от уровня H_1 до H_2 , проинтегрировав полученное выражение в пределах от H_1 до H_2 . Примем, что

$\Omega = const$ по высоте резервуара:

$$t = - \int_{H_1}^{H_2} \frac{\Omega \cdot dz}{\mu \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(z + \frac{p_H - p_K}{\rho \cdot g} \right)}} = \frac{2 \cdot \Omega \cdot (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g}}. \quad (8.6)$$

В случае полного опорожнения резервуара $H_2 = 0$, следовательно:

$$t = \frac{2 \cdot \Omega \cdot \sqrt{H_1}}{\mu \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g}} = \frac{2 \cdot \Omega \cdot H_1}{\mu \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_1}} = \frac{2 \cdot V}{Q_{\max}}. \quad (8.7)$$

8.3 Истечение жидкости через насадки

Насадки – это короткие трубки, присоединяемые к отверстию в стенке резервуара или концу трубы. Для определения скорости истечения и расхода жидкости через насадки применяют те же формулы, что и для малого отверстия в стенке, но коэффициенты в них имеют другие значения.

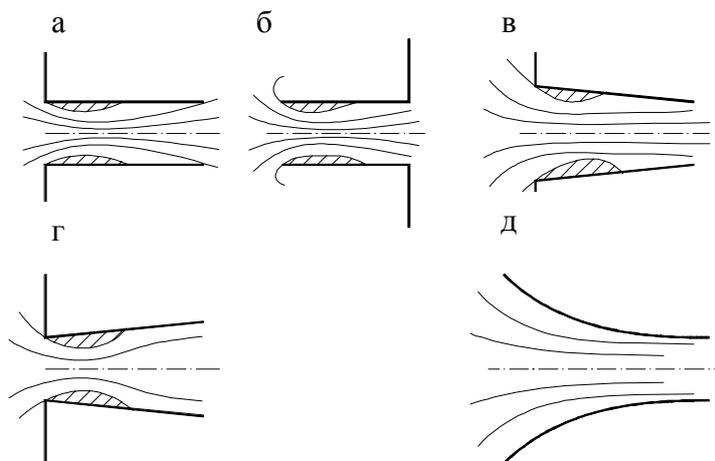


Рисунок 8.3 – Типы насадков

При входе в насадок струя жидкости вначале сужается, как и при истечении через отверстие, а затем расширяется, заполняя все сечение насадка. Вокруг сжатого сечения, образуются застойные зоны с пониженным давлением, в результате чего происходит подсосывание жидкости из резервуара, и скорость течения жидкости в сжатом сечении увеличивается. Поэтому при одинаковом напоре расход жидкости через насадок будет больше, чем через отверстие.

Оптимальная длина насадка $l = (3 - 4) \cdot d$.

В технике применяются насадки различной формы:

- цилиндрические наружные (рис.8.3, а) ($\mu = 0.82$) и цилиндрические внутренние (рис.8.3, б) ($\mu = 0.71$);
- конические сходящиеся (рис.8.3, в) ($\mu = 0.946$) и коноидальные или конфузоры (рис.8.3, д) ($\mu = 0.98$);
- конические расходящиеся (рис.8.3, г) ($\mu = 0.5$).

8.4 Истечение жидкости через большое боковое отверстие. Водосливы

Большим называют обычно отверстие, вертикальный размер которого превышает одну десятую напора перед отверстием. При истечении через такое отверстие уже нельзя считать, что напоры по его высоте одинаковые.

Рассмотрим резервуар, имеющий в боковой стенке большое отверстие, расстояния верхней и нижней кромки которого от поверхности жидкости соответственно $H_1 = const$ и $H_2 = const$, а давление на поверхности жидкости и в месте выхода струи одинаковое (рис.8.4).

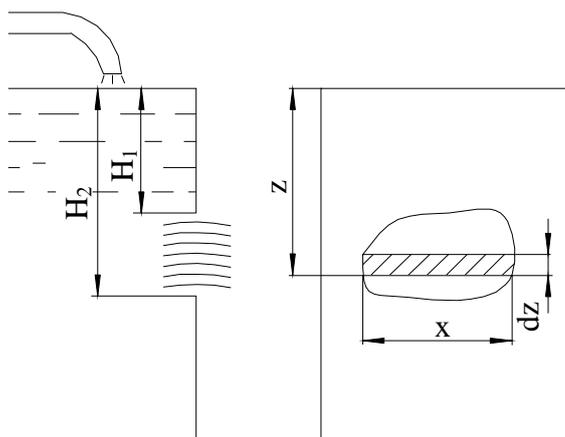


Рисунок 8.4 – Истечение жидкости через большое боковое отверстие

Выделим в отверстии на произвольной глубине z от поверхности элементарную площадку $d\omega$ шириной x и высотой dz , для всех точек которой

допустимо считать напор постоянным и равным $H_0 = z$. Элементарный расход жидкости через такую площадку может быть подсчитан по формуле:

$$dQ = \mu \cdot d\omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} = \mu \cdot x \cdot dz \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot z}.$$

Тогда расход жидкости через все отверстие:

$$Q = \int_{\omega} dQ = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \int_{H_1}^{H_2} x \cdot z^{1/2} \cdot dz.$$

Решение этого интеграла возможно, если известен закон изменения ширины отверстия по высоте.

Например, для круглого отверстия радиусом R при погружении центра отверстия на глубину H :

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \left(1 - \frac{R^2}{32 \cdot H^2}\right) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}. \quad (8.8)$$

Для прямоугольного отверстия шириной $b = const$:

$$Q = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \left(H_2^{3/2} - H_1^{3/2}\right). \quad (8.9)$$

Частным случаем истечения жидкости через большое боковое отверстие является водослив – преграда, установленная на пути потока, через которую он переливается (рис.8.5).

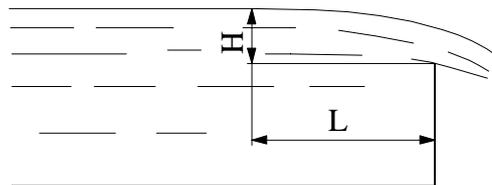


Рисунок 8.5 – Схема водослива

Водосливы широко применяются в технике как одни из основных элементов речных гидротехнических сооружений, а также в качестве устройств для измерения расходов жидкостей.

Для измерения расхода жидкостей применяют обычно незатопленный водослив с тонким вертикальным порогом, установленным нормально к направлению потока и имеющим прямоугольное или треугольное отверстие. Такой водослив можно приближенно рассматривать как частный случай истечения жидкости через большое боковое отверстие, когда $H_1 = 0$, а $H_2 = H$ - высоте жидкости над порогом водослива, причем H измеряют на расстоянии $l \geq (3-4) \cdot H$ перед порогом, так как около самого порога уровень жидкости несколько понижен.

9 Движение жидкости по трубопроводам

9.1 Простой трубопровод

Все трубопроводы можно разделить на простые и сложные. Простыми являются трубопроводы, состоящие из труб одинакового диаметра и не имеющие по пути ответвлений, а сложными – все остальные трубопроводы, состоящие из простых, соединенных тем или иным способом.

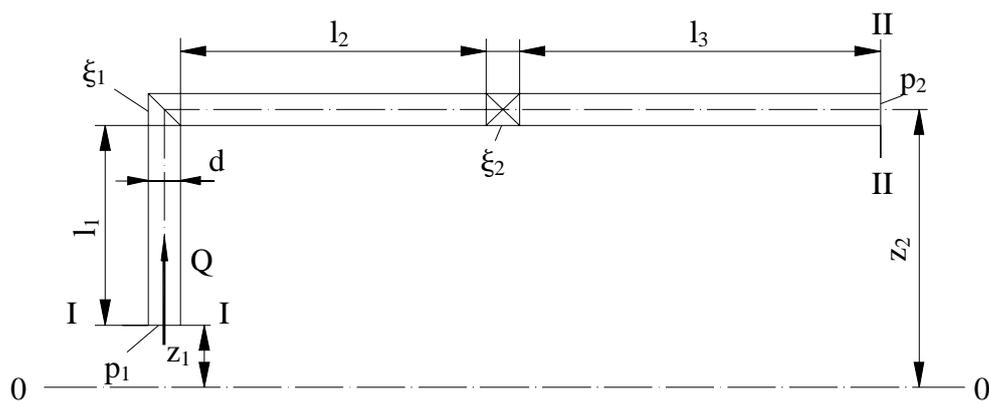


Рисунок 9.1 – Расчетная схема для определения потерь напора в простом трубопроводе

С гидравлической точки зрения различают также короткие и длинные трубопроводы. К коротким трубопроводам относятся такие, в которых потери напора в местных сопротивлениях составляют более 5-10% от потерь напора в прямых участках трубопровода, к длинным – такие, в которых потери напора по длине настолько превышают местные потери напора, что последними можно пренебречь или принять их ориентировочно равными 5-10% от потерь напора по длине.

Рассмотрим простой короткий трубопровод (рис.9.1), состоящий из ряда прямолинейных участков и местных сопротивлений, и подсчитаем в нем потери напора. Для этого воспользуемся принципом сложения потерь:

$$\begin{aligned}
 H_{\text{ПОТ}} &= H_{\text{ДЛ.1}} + H_{\text{М.1}} + H_{\text{ДЛ.2}} + H_{\text{М.2}} + H_{\text{ДЛ.3}} = \\
 &= \lambda \cdot \frac{l_1}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} + \xi_1 \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{l_2}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} + \xi_2 \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{l_3}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}
 \end{aligned}$$

Вычисление потерь напора этим методом очень громоздко и занимает много времени, особенно если трубопровод состоит из большого числа участков.

Выразим в полученном выражении скорость через расход:

$$u = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}.$$

Тогда, после преобразования получим:

$$H_{\text{ПОТ}} = \left(\frac{8 \cdot \lambda}{g \cdot \pi^2 \cdot d^5} \cdot \sum l + \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} \cdot \sum \xi \right) \cdot Q^2 \quad (9.1)$$

Выражение, стоящее в скобках, называется сопротивлением трубопровода и обозначается a . При турбулентном режиме движения и гидравлически шероховатых трубах $a = const$. Тогда уравнение можно записать:

$$H_{\text{ПОТ}} = a \cdot Q^2. \quad (9.2)$$

Обозначим:

$$\frac{8 \cdot \lambda}{g \cdot \pi^2 \cdot d^5} = A_{ДЛ} \quad \text{и} \quad \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} = A_M,$$

где $A_{ДЛ}$ - единичное сопротивление по длине; A_M - единичное местное сопротивление.

Тогда:

$$H_{ПОТ} = (A_{ДЛ} \cdot \sum l + A_M \cdot \sum \xi) \cdot Q^2. \quad (9.3)$$

Величины $A_{ДЛ}$ и A_M называются обобщенными параметрами. При расчетах трубопроводов значения $A_{ДЛ}$ и A_M выбирают из справочных таблиц.

Потери напора в длинных трубопроводах могут быть вычислены значительно проще:

$$H_{ПОТ} = A_{ДЛ} \cdot L \cdot Q^2, \quad (9.4)$$

где $L \approx (1.05 - 1.1) \cdot l$

Иногда при расчетах пользуются обобщенным параметром несколько иного вида:

$$K^2 = \frac{1}{A_{ДЛ}}. \quad (9.5)$$

Тогда:

$$H_{ПОТ} = \frac{L \cdot Q^2}{K^2}. \quad (9.6)$$

9.2 Напорные характеристики трубопроводов

Для перемещения жидкости в простом трубопроводе от его начала до конца необходимо не только преодолеть гидравлическое сопротивление, но и поднять жидкость на определенную высоту $\Delta z = z_2 - z_1$, а также преодолеть имеющееся в конце трубопровода противодействие p_2 .

Составим уравнение Бернулли для сечений потока *I-I* и *II-II* относительно принятой плоскости сравнения *0-0*:

$$\frac{\alpha_1 \cdot u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{\alpha_2 \cdot u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 + H_{\text{ПOT.1-2}}.$$

Так как в простом трубопроводе $u_1 = u_2$, а следовательно и $\alpha_1 = \alpha_2$, напор, который необходимо создать в начале трубопровода для перемещения определенного расхода жидкости по этому трубопроводу от сечения *I-I* до сечения *II-II*,

$$H_{\text{ПОТР}} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta z + H_{\text{ПOT.1-2}} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta z + a \cdot Q^2. \quad (9.7)$$

Полученное уравнение называется уравнением напорной характеристики трубопровода, а график зависимости между $H_{\text{ПОТР}}$ и Q , построенный по этому уравнению, напорной характеристикой трубопровода.

Рассмотрим схемы различных трубопроводов и составим для каждого из них уравнение напорной характеристики.

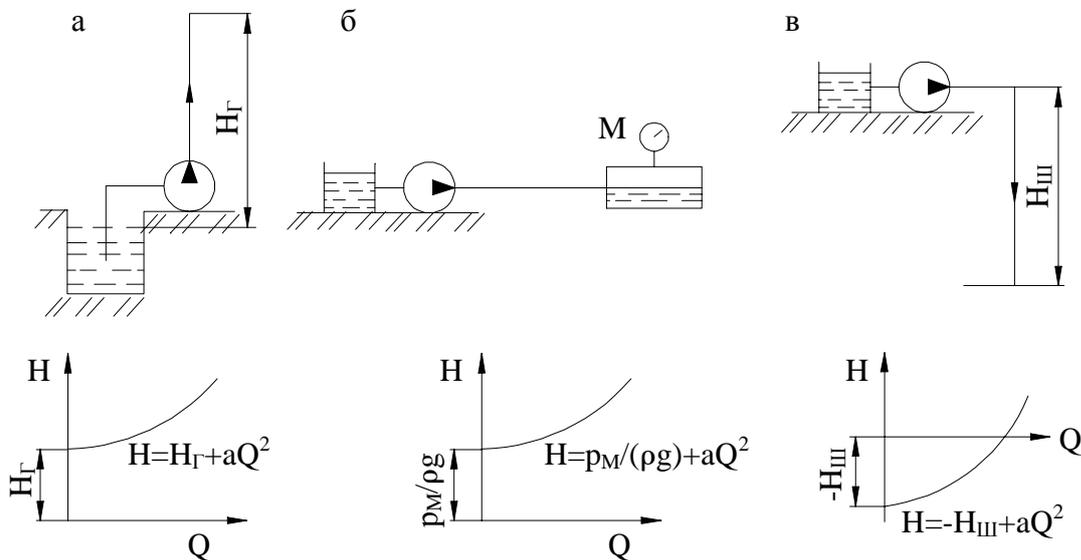


Рисунок 9.2 – Схемы и напорные характеристики различных трубопроводов

а) Шахтный водоотливный трубопровод, по которому вода из подземного водосборника выдается на поверхность (рис.9.2, а). Так как $p_H \approx p_K = p_a$, уравнение напорной характеристики трубопровода:

$$H = H_{\Gamma} + a \cdot Q^2. \quad (9.8)$$

б) Горизонтальный трубопровод, по которому насос подает воду из открытого резервуара в паровой котел, избыточное давление пара в котором равно p_M , а $H_{\Gamma} = 0$ (рис.9.2, б):

$$H = \frac{p_M}{\rho \cdot g} + a \cdot Q^2. \quad (9.9)$$

в) Шахтный пожарно-оросительный трубопровод по которому вода с поверхности подается в шахту (рис.9.2, в). Так как $p_H \approx p_K = p_a$, а $H_{\Gamma} = -H_{III}$, уравнение напорной характеристики:

$$H = -H_{III} + a \cdot Q^2. \quad (9.10)$$

9.3 Сложные трубопроводы

Последовательное соединение трубопроводов.

Рассмотрим сложный трубопровод, который состоит из трех простых трубопроводов, соединенных последовательно (рис.9.3, а). Сопротивление каждого равно соответственно a_1, a_2, a_3 .

На основании уравнения неразрывности потока расход жидкости по каждому участку трубопровода одинаков и равен Q , а потери напора в них:

$$H_{\text{ПОТ.1}} = a_1 \cdot Q_1^2, \quad H_{\text{ПОТ.2}} = a_2 \cdot Q_2^2, \quad H_{\text{ПОТ.3}} = a_3 \cdot Q_3^2.$$

В соответствии с принципом наложения потерь общие потери напора в рассматриваемом трубопроводе:

$$H_{\text{ПОТ}} = H_{\text{ПОТ.1}} + H_{\text{ПОТ.2}} + H_{\text{ПОТ.3}} = (a_1 + a_2 + a_3) \cdot Q^2. \quad (9.11)$$

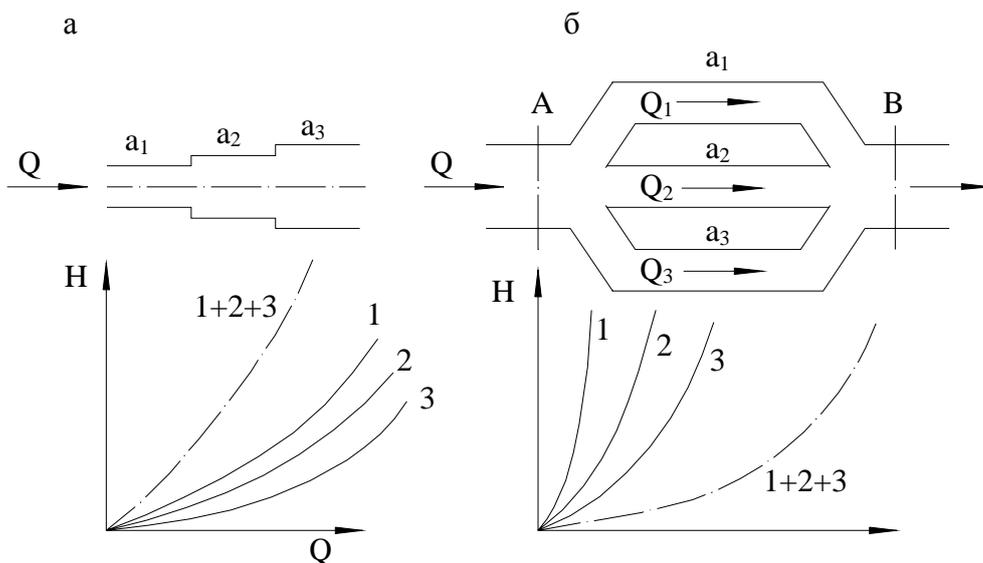


Рисунок 9.3 – Схемы и напорные характеристики трубопроводов, соединенных последовательно (а) и параллельно (б)

Таким образом, сопротивление сложного трубопровода при последовательном соединении труб увеличивается и в общем случае:

$$a = \sum_1^N a_i . \quad (9.12)$$

Параллельное соединение трубопроводов.

Рассмотрим сложный трубопровод, который состоит из трех простых трубопроводов, соединенных параллельно (рис.9.3, б). Пусть сопротивление каждого трубопровода равно соответственно a_1 , a_2 , a_3 , а расход жидкости – соответственно Q_1, Q_2, Q_3 .

На основании уравнения неразрывности потока общий расход жидкости по такому трубопроводу:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 . \quad (9.13)$$

а потери напора в каждом трубопроводе:

$$H_{\text{ПОТ.1}} = a_1 \cdot Q_1^2 , \quad H_{\text{ПОТ.2}} = a_2 \cdot Q_2^2 , \quad H_{\text{ПОТ.3}} = a_3 \cdot Q_3^2 . \quad (9.14)$$

Потери напора в каждом простом трубопроводе, а также общие потери напора в рассматриваемом сложном трубопроводе равны разности полных напоров в сечениях A и B :

$$H_A - H_B = H_{ПOT.1} = H_{ПOT.2} = H_{ПOT.3} = H_{ПOT}. \quad (9.15)$$

Определим общий расход жидкости по трубопроводу:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\sqrt{H_{ПOT.1}}}{\sqrt{a_1}} + \frac{\sqrt{H_{ПOT.2}}}{\sqrt{a_2}} + \frac{\sqrt{H_{ПOT.3}}}{\sqrt{a_3}} = \\ &= \left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} \right) \cdot \sqrt{H_{ПOT}} \end{aligned} \quad (9.16)$$

Тогда потери напора в рассматриваемом трубопроводе:

$$H_{ПOT} = \left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} \right)^{-2} \cdot Q^2. \quad (9.17)$$

Таким образом, сопротивление сложного трубопровода, состоящего из несколько простых, соединенных параллельно, уменьшается и в общем случае:

$$a = \left(\sum_{i=1}^N \frac{1}{\sqrt{a_i}} \right)^{-2}. \quad (9.18)$$

Трубопровод с путевым расходом жидкости.

Трубопроводом с путевым расходом жидкости называется такой трубопровод, из которого жидкость раздается в ряде пунктов по его длине. При большом числе таких пунктов можно с достаточной точностью считать, что разбор жидкости осуществляется равномерно с интенсивностью $q = Q_{П}/l$.

Рассмотрим общий случай, когда в трубопроводе кроме равномерного путевого расхода $Q_{П} = q \cdot l$ имеется также транзитный расход Q_T , забираемый в самом конце трубопровода (рис.9.4). При этом общий расход жидкости, поступающей в трубопровод:

$$Q = Q_T + Q_{П} = Q_T + q \cdot l.$$

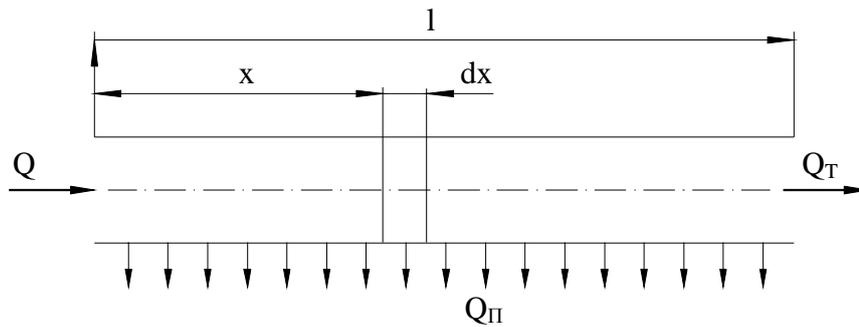


Рисунок 9.4 – Схема трубопровода с транзитным и путевым расходом

Выделим на некотором расстоянии x от начала трубопровода бесконечно малый участок длиной dx , расход по которому можно считать постоянным и равным $Q_x = Q_T + q \cdot (l - x)$. Потери напора на этом участке определим по следующей формуле:

$$H_{\text{ПОТ}} = \frac{L \cdot Q^2}{K^2},$$

$$dH_{\text{ПОТ}} = \frac{Q_x^2}{K^2} \cdot dx = \frac{[Q_T + q \cdot (l - x)]^2}{K^2} \cdot dx.$$

Приняв, что по длине трубопровода $K^2 = \text{const}$, тогда проинтегрировав полученное выражение в пределах от 0 до l , получим общие потери напора во всем трубопроводе:

$$H_{\text{ПОТ}} = \int_0^l dH_{\text{ПОТ}} = \frac{l}{K^2} \cdot \left(Q_T^2 + Q_T \cdot Q_\Pi + \frac{Q_\Pi^2}{3} \right) = \frac{l}{K^2} \cdot Q_\Delta^2 = a \cdot Q_\Delta^2. \quad (9.19)$$

где $Q_\Delta = \sqrt{Q_T^2 + Q_T \cdot Q_\Pi + \frac{Q_\Pi^2}{3}}$ - эквивалентный расход в конце трубопровода, при котором потери напора получаются такие же, как при транзитном Q_T и путевом Q_Π расходах.

Если транзитный расход в трубопроводе отсутствует ($Q_T = 0$), то $Q_\Delta \approx 0,58 \cdot Q_\Pi$.

10 Силовое взаимодействие потока с твердым телом

10.1 Гидравлический удар в трубопроводе

Резкое изменение скорости жидкости в каком-либо сечении напорного трубопровода приводит к ускорению или к замедлению движения жидкости. В результате возникают силы инерции, обуславливающие быстрое повышение или понижение давления в потоке, - происходит гидравлический удар, который в отличие от жесткого удара твердых тел, является упругим, и при котором давление распространяется вдоль трубопровода волнами, подобно звуковым волнам.

Рассмотрим горизонтальную трубу, соединенную с резервуаром, заполненным водой (рис.10.1). На конце трубы установлен кран. Пренебрегая потерями напора, можно считать, что давление в трубе при движении жидкости равно статическому, т.е. высоте столба жидкости в резервуаре.

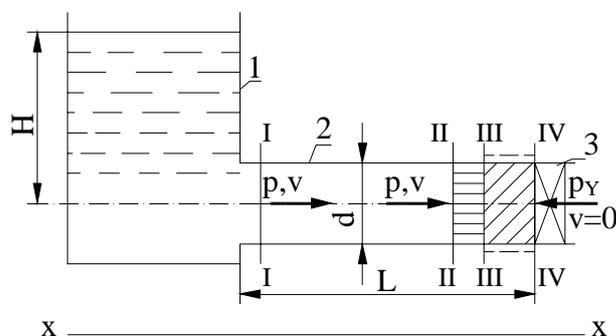


Рисунок 10.1 – Расчетная схема к выводу уравнения Жуковского:
1 – резервуар; 2 – труба; 3 - кран

При мгновенном закрытии крана бесконечно малая масса жидкости, непосредственно прилегающая к крану (между сечениями $II-II$ – $IV-IV$), мгновенно останавливается, и скорость ее становится равной нулю. Происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную, приводящую к изменению давления.

Составим для этих сечений уравнение количества движения. Скорость в сечении *II-II* равна средней скорости в трубопроводе, а давление – гидростатическому давлению в резервуаре. В сечении *IV-IV* давление равно ударному давлению, а скорость равна нулю.

Получим:

$$(p - p_y) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot dt = (0 - u) \cdot dm.$$

где $dm = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho \cdot dl.$

Подставляя это значение в уравнение получим:

$$p_y - p = \rho \cdot u \cdot dl/dt.$$

Обозначим: $dl/dt = c$ - скорость фронта ударной волны давления вдоль трубы;

$$p_y - p = \Delta p_y - \text{приращение давления при гидравлическом ударе.}$$

Тогда после подстановки этих значений в формулу, получим формулу Жуковского:

$$\Delta p_y = \rho \cdot u \cdot c. \tag{10.1}$$

Скорость распространения фронта ударной волны зависит от упругих свойств жидкости и трубопровода и может быть найдена по формуле:

$$c = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}} / \sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \cdot \frac{E_{ж}}{E_T}}. \tag{10.2}$$

где $E_{ж}, E_T$ - модуль упругости жидкости и материала трубопровода.

По своему значению c близка к скорости распространения звука в неограниченном объеме жидкости, т.е. $c \approx c_{зв} = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}$. Для неограниченного

объема воды $c_{зв} = 1430 \frac{м}{с}$, для стальных водопроводов $c_{зв} = 1050 - 1350 \frac{м}{с}$.

Образование ударной волны можно объяснить следующим образом. При мгновенном закрытии крана, установленного на конце трубы, жидкость, заключенная между сечениями *II-II* – *IV-IV*, останавливается. Происходит повышение давления, что приводит к сжатию жидкости между сечениями *III-III* – *IV-IV* и расширению трубопровода. В результате, освобождается объем между сечениями *II-II* – *III-III*, куда жидкость вливается со средней скоростью, равной скорости ее до удара.

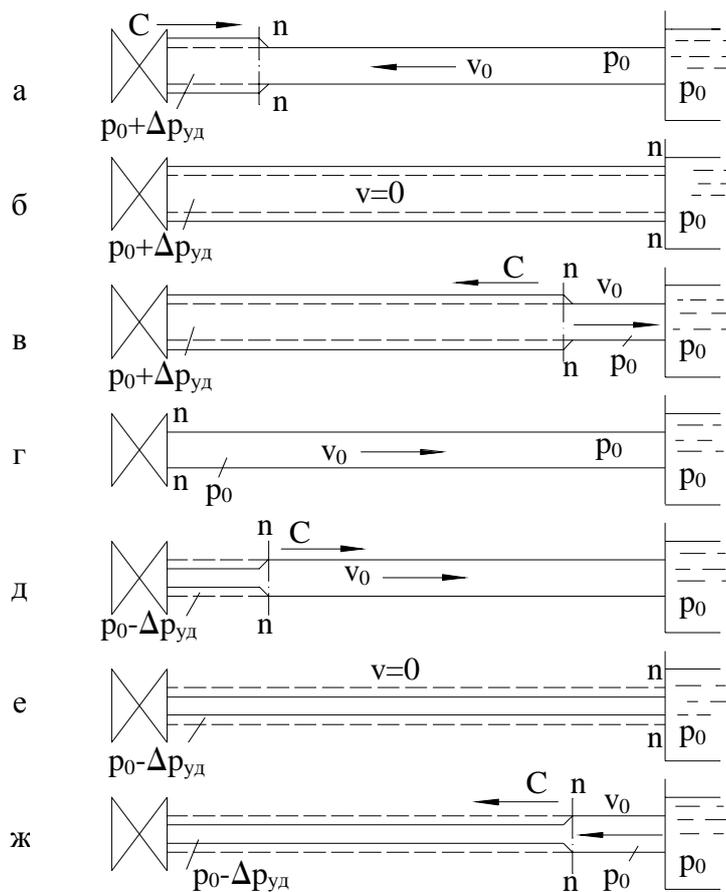


Рисунок 10.2 – Стадии гидравлического удара

Движущаяся жидкость, достигнув сечения *III-III*, останавливается, а давление мгновенно повышается. Этот процесс со скоростью c распространяется в сторону резервуара (рис.10.2, а). В момент времени $t = l/c$ во всем трубопроводе $u = 0$, а давление равно p_y (рис.10.2, б). Так как $p_y > p_0$,

вода из трубопровода начинает выливаться со скоростью u_0 , а давление падает до p_0 (рис.10.2, в). По истечению времени $T = 2 \cdot l/c$, называемого фазой удара, во всем трубопроводе давление будет равным давлению в резервуаре p_0 , а скорость – u_0 (рис.10.2, г). В этот момент начинает падать давление у крана на величину $\Delta p_{y\partial}$ (рис.10.2, д). Этот процесс распространяется в сторону резервуара со скоростью c . По истечению времени $T = 3 \cdot l/c$ давление во всем трубопроводе станет меньше, чем давление в резервуаре, а скорость $u = 0$ (рис.10.2, е). Поэтому в трубопровод начинает поступать жидкость со скоростью u_0 , а давление будет повышаться до давления в резервуаре (рис.10.2,ж). По истечению времени $T = 4 \cdot l/c$ жидкость при скорости u_0 и давлении p_0 достигает крана, но так как он закрыт, процесс повторяется заново, т.е. возникает колебательный процесс. Так протекает прямой гидроудар.

В действительности, вследствие гидравлического сопротивления, колебание давления в трубопроводе – затухающий процесс.

Если время закрытия крана $t_3 > T = 2 \cdot l/c$, то происходит не прямой гидравлический удар. Приращение давления при этом может быть определено по формуле:

$$\Delta p_y = \rho \cdot c \cdot u \cdot \frac{T}{t_3}. \quad (10.3)$$

Повышение давления при гидравлическом ударе может быть значительным, приводя к разрыву трубопровода. Кроме повышения давления ударная волна вызывает колебания труб с частотой, равной частоте волны удара $f = \frac{c}{4 \cdot l}$. Если частота вынужденных колебаний совпадет с частотой собственного колебания труб, то возникнет резонанс и произойдет разрушение труб.

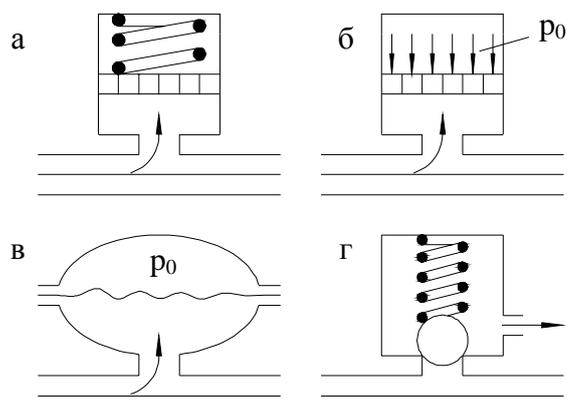


Рисунок 10.3 – Компенсаторы (а, б, в) и гасители (г) гидроудара

Наиболее простыми средствами защиты трубопроводов от гидравлических ударов во время штатных остановок являются запорные устройства, обеспечивающие медленное перекрытие проходного сечения.

Снизить величину гидравлического удара можно также с помощью компенсаторов или клапанных гасителей (рис.10.3).

Компенсатор представляет собой соединенный с трубопроводом сосуд с упругим элементом, обладающим более высокой сжимаемостью, чем жидкость в трубопроводе. Распространены поршневые компенсаторы с пружинным (рис.10.3, а) и газовым (рис.10.3, б) упругим элементами и компенсаторы с резиновой мембраной (рис.10.3, в).

Мембранные копенсаторы обладают меньшей инерционностью, по сравнению с поршневыми.

В качестве клапанных гасителей применяют предохранительные клапаны прямого действия со сбросом жидкости в атмосферу (рис.10.3, г).

Гасители удара устанавливают в тех случаях, когда возможно случайное прекращение расхода жидкости.

Явление гидравлического удара может быть и полезным. Например, в некоторых устройствах (гидравлические тараны, гидроимпульсаторы) гидравлический удар создается искусственно. Гидроимпульсатор применяется в

различных устройствах, в частности, в гидромониторах, используемых при гидромеханизации добычи полезных ископаемых.

10.2 Свободные струи

Свободной струей называется струя жидкости, не ограниченная твердыми стенками. Различают затопленные и незатопленные свободные струи.

Затопленной струей жидкости называется струя, окруженная жидкостью.

Незатопленной струей жидкости называется струя, окруженная газом.

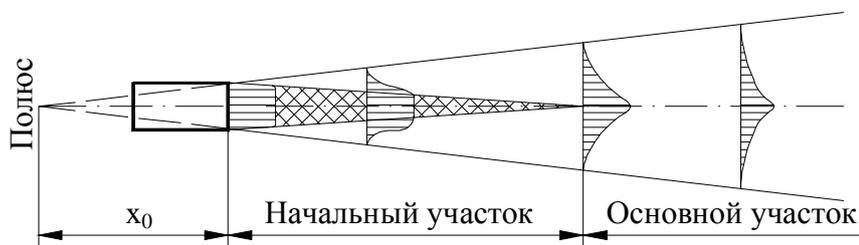


Рисунок 10.4 – Схема течения струи

Струя, попадая в массу жидкости, постепенно расширяется и в конечном счете рассеивается в этой жидкости.

Начальным сечением струи считают сечение, совпадающим с выходным сечением трубы или насадка (рис.10.4). От начального сечения до так называемого переходного сечения в струе имеется особая область, где скорости по длине потока постоянны, - ядро постоянных скоростей. Начиная от переходного сечения, скорость вдоль оси струи уменьшается. Участок струи между начальным и переходным сечениями называется начальным участком, остальная часть струи называется основным участком.

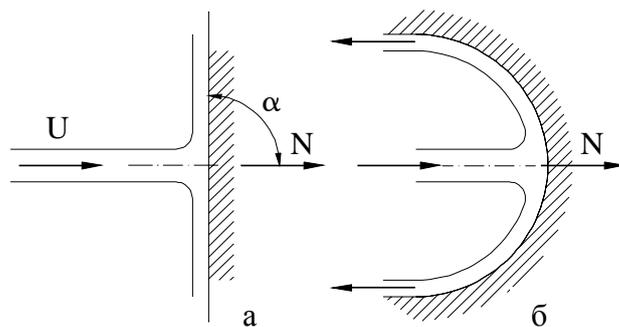


Рисунок 10.5 – Частные случаи действия струи на стенки

Рассмотрим удар плоской струи о пластинку (рис.10.5, а). Силу давления струи на плоскую поверхность можно определить по формуле:

$$P = \rho \cdot \omega \cdot u^2 \cdot (1 - \cos(\alpha)) = \rho \cdot Q \cdot u \cdot (1 - \cos(\alpha)). \quad (10.4)$$

где α - угол наклона пластинки к направлению потока.

Если преграде придать форму, обеспечивающей поворот струи на 180° (рис.10.5, б), то сила давления будет равна:

$$P = 2 \cdot \rho \cdot Q \cdot u. \quad (10.5)$$

Если преграда поступательно перемещается навстречу или по струе со скоростью v , то сила давления будет равна:

$$P = \rho \cdot Q \cdot \frac{(u \pm v)^2}{u} = \rho \cdot \omega \cdot (u \pm v)^2. \quad (10.6)$$

10.3 Обтекание тел жидкостью

Если твердое тело обтекается потоком жидкости или перемещается в пространстве, заполненном неподвижной жидкостью, то возникают гидроаэродинамические силы взаимодействия между телом и жидкостью.

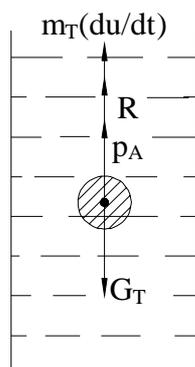


Рисунок 10.6 – Силы, действующие на тело, свободно падающее в жидкости

Рассмотрим свободное падение твердого тела в неограниченном объеме покоящейся жидкости (рис.10.6). На опущенное в жидкость тело действуют сила тяжести $G_T = \rho_T \cdot g \cdot V_T$ и архимедова сила $P_A = \rho \cdot g \cdot V_T$. Если $G_T > P_A$, то тело будет опускаться вниз. При появлении относительной скорости между телом и жидкостью возникает сила сопротивления:

$$R = C \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}. \quad (10.7)$$

Уравнение движения тела под действием этих сил можно записать в виде:

$$\begin{aligned} m_T \cdot \frac{du}{dt} &= \rho_T \cdot g \cdot V_T - \rho \cdot g \cdot V_T - C \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} = \\ &= \rho \cdot g \cdot V_T \cdot \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right) - C \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}. \end{aligned}$$

Из уравнения видно, что падающее в жидкости тело вначале движется ускоренно, затем, с возрастанием скорости, ускорение падает до нуля.

При $\frac{du}{dt} = 0$ скорость тела:

$$u_K = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot V_T}{C \cdot F} \cdot \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right)}. \quad (10.8)$$

Скорость равномерного движения тела называется гидравлической крупностью.

Если поместить тело в вертикальный поток, движущийся со скоростью u_K , то оно будет находиться в покое относительно неподвижных границ потока. Эту скорость потока иногда называют скоростью витания. При скоростях потока, превышающих u_K , тело будет уноситься вверх.

Режим обтекания тела жидкостью, а следовательно, и факторы, влияющие на C и u_K , могут быть различными, но основным определяющим критерием является число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{u \cdot l}{\nu} = \frac{u \cdot d_{\text{Э}} \cdot \rho}{\mu}. \quad (10.9)$$

где l – характерный линейный размер (чаще всего диаметр эквивалентного по объему шара, $d_{\text{Э}}$).

По данным экспериментов для большинства частиц при $\text{Re} \leq 1$ режим обтекания ламинарный. Например, ламинарный режим устанавливается в воде при $u \cdot d_{\text{Э}} \leq 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, следовательно, он возможен при обтекании тел с весьма малыми скоростями или при свободном падении мельчайших частиц $d_{\text{Э}} \leq 1 \text{ мм}$.

Ламинарный режим представляет собой интерес, так как именно он устанавливается в отстойниках для осаждения ила, шлама и в других подобных сооружениях. Для этих условий, на основании исследований Стокса для шара, сила сопротивления:

$$R = 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r \cdot u. \quad (10.10)$$

Приравнивая правые части уравнений (10.7) и (10.10), получим выражение для коэффициента сопротивления:

$$\begin{aligned} C \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} &= 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r \cdot u; \\ C \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} &= 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r \cdot u; \\ C &= \frac{12 \cdot \mu}{r \cdot \rho \cdot u} = \frac{24 \cdot \nu}{d \cdot u} = \frac{24}{\text{Re}}. \end{aligned} \quad (10.11)$$

Турбулентный режим обтекания наблюдается для тел с различными формами и степенью шероховатости поверхности при различных числах Рейнольдса. Для развитого турбулентного режима критическая скорость определяется по формуле (10.8), а коэффициент сопротивления зависит от формы и шероховатости поверхности тела. Значения коэффициента C для некоторых твердых тел:

$C = 0.38 - 0.44$ - шар с гладкой поверхностью;

$C = 1 - 1.4$ - уголь кусковой;

$C = 1.1 - 1.5$ - порода кусковая.

10.4 Подъемная сила и сила лобового сопротивления

При несимметричном обтекании твердого тела потоком жидкости направление силы, действующей со стороны жидкости на тело, не совпадает с направлением скорости невозмущенного потока u_∞ . В этом случае силу можно разложить на составляющие: подъемную силу $R_y = R \cdot \cos(\alpha)$, направленную нормально к вектору скорости u_∞ , и силу лобового сопротивления $R_x = R \cdot \sin(\alpha)$, совпадающую с направлением вектора u_∞ .

Тело, при обтекании которого потоком жидкости создается подъемная сила значительно большая, чем сила лобового сопротивления, называют крылом (рис.10.7). Впервые рациональную форму крыла, для которого

$\frac{R_y}{R_x} = 50 - 70$, предложил проф. Н.Е. Жуковский.

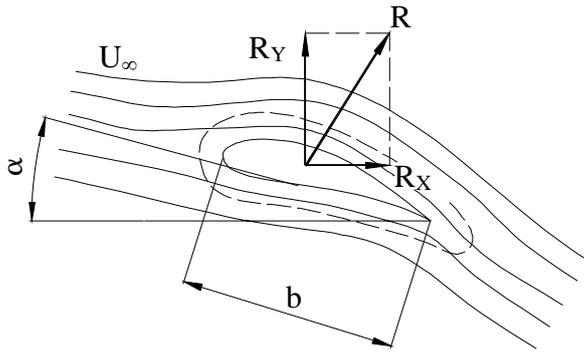


Рисунок 10.7 – Силы, действующие на крыло, обтекаемое потоком

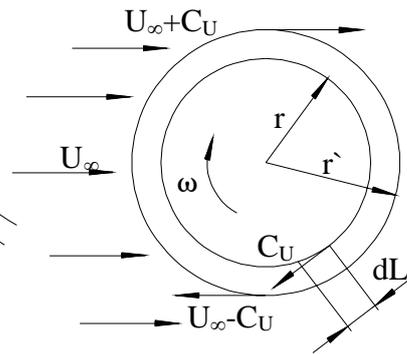


Рисунок 10.8 – Обтекание вращающегося ротора потоком

В соответствии с выражением (10.7):

$$R_y = C_y \cdot F \cdot \rho \cdot \frac{u_\infty^2}{2} \quad (10.12)$$

$$R_x = C_x \cdot F \cdot \rho \cdot \frac{u_\infty^2}{2},$$

где C_y, C_x - коэффициенты соответственно подъемной силы и силы лобового сопротивления;

$F = b \cdot l$ - площадь крыла;

b - ширина крыла;

l - длина (размах) крыла.

Коэффициенты C_y, C_x зависят от профиля крыла, шероховатости его поверхности и угла атаки α .

Подъемную силу можно получить и при обтекании симметричного профиля, например, вращающегося цилиндрического тела – ротора (рис.10.8). Вследствие вязкости жидкости вокруг ротора создается циркуляционное движение жидкости со скоростью c_u , которое накладывается на основное движение со скоростью u_∞ , в результате при указанном направлении вращения результирующая скорость под ротором уменьшается, а над ротором увеличивается. Если полный напор в сечении потока одинаковый, то

вследствие разности результирующих скоростей над и под ротором, давление p_1 превысит p_2 , и в результате возникнет подъемная сила $R_y = (p_1 - p_2) \cdot F$.

Жуковский доказал, что источником подъемной силы крыла является циркуляционное движение жидкости вокруг его профиля.

10.5 Основы гидротранспорта

Условие транспортирования твердых тел напорными потоками жидкости в значительной степени зависит от угла наклона оси потока к горизонту. Наиболее благоприятно транспортирование по вертикали. С уменьшением угла наклона оси потока к горизонту условия транспортирования ухудшаются, и наиболее тяжелые условия транспортирования – на горизонтальных участках трубопровода.

Гидротранспортирование твердых тел по горизонтали характеризуется двумя скоростями – трогания u_{TP} и критической u_{KP} . Первую скорость можно определить из условия предельного равновесия твердого тела на горизонтальной стенке:

$$R_X = F_{TP} \quad \text{или} \quad C_{XT} \cdot F \cdot \rho \cdot \frac{u_{TP}^2}{2} = f \cdot g \cdot V_T \cdot (\rho_T - \rho).$$

где f – коэффициент трения твердого тела о стенку трубы.

Решая уравнение относительно, u_{TP} получим:

$$u_{TP} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right) \cdot \frac{V_T}{F} \cdot \frac{f}{C_{XT}}}. \quad (10.13)$$

где V_T / F – характерный геометрический размер тела;

C_{XT} – коэффициент лобового сопротивления тела, учитывающий влияние стенок трубы на обтекание тела.

Критическую скорость можно определить аналогично скорости трогания – из условия предельного равновесия твердого тела при взвешивании (отрыве от стенки) его горизонтальном потоком:

$$R_Y = G_T \quad \text{или} \quad C_{YT} \cdot F \cdot \rho \cdot \frac{u_{KP}^2}{2} = g \cdot V_T \cdot (\rho_T - \rho),$$

откуда

$$u_{KP} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right) \cdot \frac{V_T}{F \cdot C_{YT}}}. \quad (10.14)$$

где C_{YT} - коэффициент подъемной силы, учитывающий влияние стенок трубы на обтекание тела.

Гидротранспортирование твердого широко применяется в горной, строительной и других отраслях промышленности, в частности, для гидромеханизации очистных и подготовительных работ при подземном и открытом способах добычи полезных ископаемых, для транспортирования угля в трубах от шахт до потребителей, на обогатительных фабриках, при намыве плотин и строительных каналов.

Часть 2

Гидропривод

11 Общие сведения

Гидропривод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии. Обязательным элементом гидропривода являются насос и гидродвигатель.

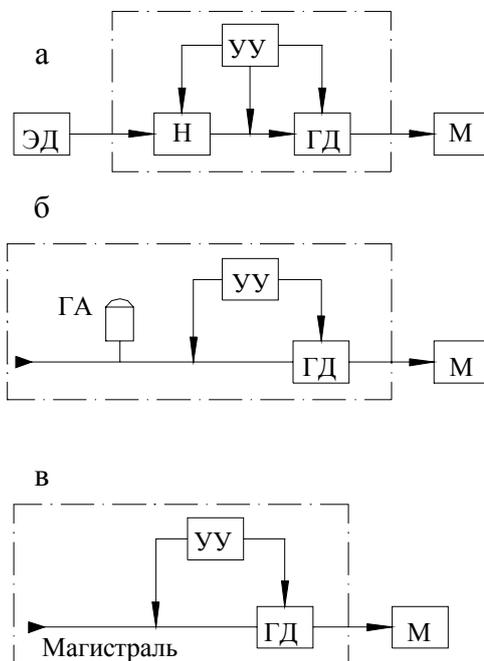


Рисунок 11.1 – Блок-схемы гидроприводов

Гидравлическая энергия генерируется насосом (*Н*) (рис.11.1), а затем преобразуется в механическую энергию гидродвигателем (*ГД*). Устройства управления (*УУ*) предназначены для управления параметрами потока в гидролинии. Такой гидропривод называется насосным. Различают также магистральный и аккумуляторный гидроприводы.

Основное назначение гидропривода – преобразование механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки (преобразование вида движения выходного звена двигателя, его параметров, регулирование, защита от перегрузок и т.д.).

В общем случае в состав насосного гидропривода входят гидропередача, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии.

Гидропередача – часть насосного гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводного двигателя к машинам и механизмам. Простейшая гидропередача состоит из насоса, гидродвигателя и гидролиний.

Гидроаппараты применяются для регулирования параметров потока рабочей жидкости (давления и расхода), а также для изменения или поддержания неизменным направления потока жидкости.

Кондиционеры рабочей жидкости (гидроочистители и теплообменные аппараты) предназначены для получения ее необходимых качественных показателей.

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

Гидролинии – устройства для прохождения рабочей жидкости.

11.1 Преимущества и недостатки гидропривода

К основным преимуществам гидропривода относятся: возможность универсального преобразования механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки; простота управления и автоматизации; простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок; широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена; большая передаваемая мощность на единицу массы привода; надежная смазка трущихся

поверхностей при применении минеральных масел в качестве рабочих жидкостей.

К недостаткам гидропривода относятся: утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры; нагрев рабочей жидкости; более низкий КПД, чем сопоставимых механических передач; необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воды; пожароопасность в случае применения горючей рабочей жидкости.

11.2 Напор и давление гидромашины

Насосы и гидродвигатели относятся к гидравлическим машинам, в которых жидкость служит рабочим телом для восприятия или отдачи механической энергии, причем для гидромашин эта энергия выражается или напором, или давлением.

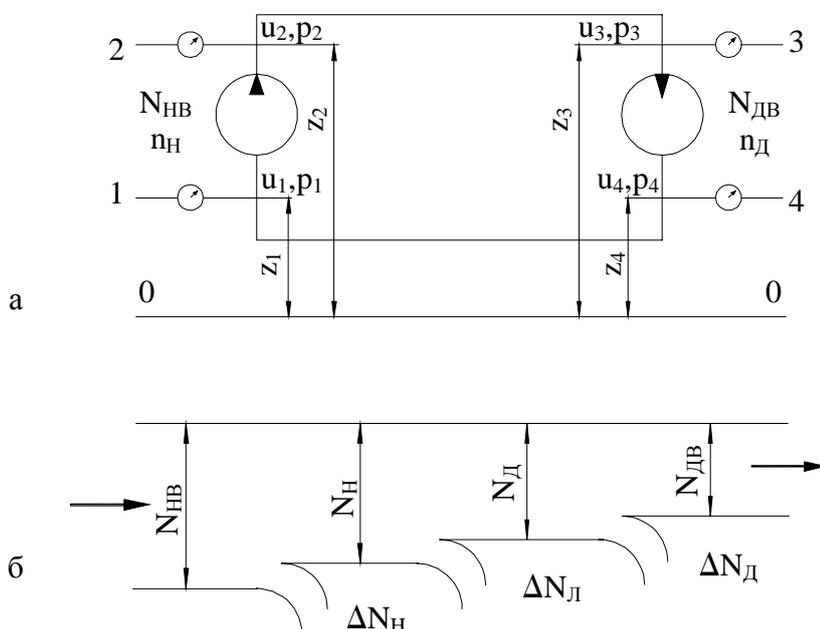


Рисунок 11.2 – Схемы гидропередачи (а) и баланса мощности (б)

Определим напор или давление насоса, воспользовавшись уравнением Бернулли для потока жидкости при установившемся движении. Проведем сечения 1 и 2 по входному и выходному патрубкам насоса (рис.11.2), а также плоскость сравнения 0-0. Тогда:

$$H_H = H_2 - H_1 = \left(\frac{\alpha_2 \cdot u_2^2}{2 \cdot g} - \frac{\alpha_1 \cdot u_1^2}{2 \cdot g} \right) + \left(\frac{p_2}{\rho \cdot g} - \frac{p_1}{\rho \cdot g} \right) + (z_2 - z_1). \quad (11.1)$$

$$p_H = \rho \cdot g \cdot H_H = \left(\frac{\rho \cdot \alpha_2 \cdot u_2^2}{2} - \frac{\rho \cdot \alpha_1 \cdot u_1^2}{2} \right) + (p_2 - p_1) + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1). \quad (11.2)$$

Аналогично можно определить напор и давление для гидродвигателя.

Из уравнения видно, что приращение напора насоса возможно за счет любого из слагаемых уравнения. Если приращение энергии в насосе обусловлено только вторым слагаемым, то он называется объемным, если – первыми двумя слагаемыми, то он называется гидродинамическим. Аналогичную квалификацию имеют и гидродвигатели.

В зависимости от типа насоса и гидродвигателя, входящих в гидропередачу, она может называться соответственно объемной и гидродинамической.

11.3 Баланс мощности. КПД гидропередачи

Преобразование энергии в гидромашине сопровождается объемными, гидравлическими и механическими потерями.

Объемные потери мощности ΔN_0 обусловлены утечками ΔQ жидкости через неплотности.

Гидравлические потери ΔN_G , обусловленные гидравлическими сопротивлениями, определяются потерями напора в самой машине.

Механические потери ΔN_M - это потери от трения в подшипниках и уплотнениях гидромашины.

Баланс мощности насосов и гидродвигателей – соответственно:

$$\begin{aligned} N_{H.B} &= N_H + \Delta N_{H.O} + \Delta N_{H.G} + \Delta N_{H.M} = N_H + \Delta N_H, \\ N_{D.B} &= N_D - \Delta N_{D.O} - \Delta N_{D.G} - \Delta N_{D.M} = N_D - \Delta N_D, \end{aligned} \quad (11.3)$$

где $N_{H.B}$ - мощность, потребляемая насосом;

N_H - полезная мощность насоса;

ΔN_H - суммарные потери мощности в насосе;

$N_{D.B}$ - полезная мощность гидродвигателя;

N_D - мощность, потребляемая гидродвигателем;

ΔN_D - суммарные потери мощности в гидродвигателе.

Баланс мощности гидропередачи:

$$N_{H.B} = N_{D.B} + \Delta N_H + \Delta N_D + \Delta N_L. \quad (11.4)$$

Основным техническим показателем гидропередачи является ее КПД.

Коэффициенты полезного действия:

гидропередачи

$$\eta = \frac{N_{D.B}}{N_{H.B}}, \quad (11.5)$$

насоса

$$\eta_H = \frac{N_H}{N_{H.B}}, \quad (11.6)$$

гидродвигателя

$$\eta_D = \frac{N_{D.B}}{N_D} \quad (11.7)$$

гидролинии

$$\eta_L = \frac{N_D}{N_H}. \quad (11.8)$$

Тогда КПД гидropередачи

$$\eta = \frac{N_{Д.В}}{N_{Н.В}} = \eta_{Д} \cdot \eta_{Н} \cdot \eta_{Л}. \quad (11.9)$$

11.4 Рабочие жидкости для гидросистем горных машин

В гидроприводе рабочая жидкость – одно из основных элементов, его рабочее тело. Одновременно ее выполняются функции смазки контактирующих поверхностей, отвода тепла, среды, отводящей продукты износа и защищающей систему от коррозии. В горных машинах в связи со стремлением максимально уменьшить их размеры на рабочую жидкость зачастую возлагается задача смазывать зубчатые зацепления, расположенные либо непосредственно в резервуаре для рабочей жидкости, либо вынесенные из ванны, но смазываемые насосом, отсоединенным на время от гидродвигателей. Комплекс физико-химических свойств рабочих жидкостей должен в этих условиях наилучшим образом обеспечивать выполнение как функции рабочего тела, так и смазочного материала.

Наиболее важными параметрами, определяющими работоспособность рабочих жидкостей, являются вязкость и ее зависимость от температуры, смазывающая способность, химическая и физическая стабильность, совместимость с материалами гидроузлов, уплотнений и трубопроводов, с лакокрасочными материалами.

Говоря о стабильности и долговечности для минеральных масел, на первый план выходят устойчивость к окислению, пеноотделяемости, влагоотделяемость, антикоррозионность, степень загрязненности; сопротивляемость бактериологическому заражению; для эмульсий еще и стабильность смеси.

Кроме перечисленных факторов следует учитывать также такие физические свойства рабочей жидкости, как коэффициент сжимаемости,

удельная теплоемкость, удельная теплопроводность, коэффициент теплового расширения, температура вспышки.

Вязкость рабочей жидкости следует выбирать в оптимальных пределах, так как слишком малая или слишком большая вязкость приводит к снижению КПД системы.

Снижение вязкости ниже оптимальной приводит к повышению утечек и ухудшению смазывающей способности, а это снижает объемный и механический КПД и приводит к повышенному нагреву. Повышенная вязкость ухудшает всасывание, увеличивает потери давления в трубопроводах, повышает сопротивление движению деталей в жидкости, увеличивает нагрев элементов гидросистемы. В этом случае снижается гидравлический и механический КПД; из-за недовсасывания возникает кавитация, шум и снижается объемный КПД. К этому следует добавить, что при чрезмерно высокой вязкости замедляется работа и падает чувствительность системы управления.

Выбор вязкости зависит от типа насоса и рабочего давления в системе.

Поскольку во многих машинах рабочая жидкость гидросистем является одновременно и смазкой для подшипников, зубчатых и цепных передач, необходимо согласовывать вязкость жидкости с требованием к ней как к смазке.

Поскольку гидросистемы работают в большом температурном диапазоне, важное значение имеет вязкостно-температурная характеристика рабочей жидкости. Особенно важно это для горных машин, температура жидкости в которых изменяется от -5°C (при запуске в северных районах) до $+90^{\circ}\text{C}$ (при работе в тяжело нагруженных условиях глубоких шахт). Вязкость минеральных масел при этом изменяется в 80-100 раз. Даже в условиях одного цикла вязкость изменяется в 20-40 раз. Поэтому для горных машин необходим переход на жидкости с индексом вязкости не ниже 85-90.

Для повышения индекса вязкости используют различной вязкости присадки: полиизобутелы, полиметалл-крылаты, виниполы, октол. Лучшие результаты получены при загущении масел полиметалл-крылатами, но эти присадки в большей степени подвержены деструкции при дросселировании при высоких давлениях. Возникающие при этом высокие местные давления и сдвиговые усилия измельчают полимерную присадку между движущимися деталями прецезионной пары, молекулы присадки разрушаются, и вязкость необратимо теряется. При этом рабочая жидкость теряет в значительной мере смазывающую способность, уменьшается толщина и прочность защитной пленки на поверхностях деталей. Поэтому при снижении вязкости рабочей жидкости более чем на 20% жидкость должна быть заменена.

Сжимаемость рабочих жидкостей в первую очередь сказывается на устойчивости следящих гидравлических систем.

При работе горных машин на применяемых в настоящее время жидкостях, свободных от воздуха, влияние сжимаемости не обнаруживается. Но с растворением в рабочей жидкости воздуха, еще хуже, с появлением пузырьков воздуха, положение изменяется. В первом случае жидкость, поступая в линию пониженного давления, например во всасывающую магистраль, где есть вакуум, выделяет из себя воздух в виде пузырьков. Во втором случае источником появления пузырьков является негерметичность трубопроводов во всасывающих линиях, кавитационные процессы в линиях всасывания, отсутствие сбрасывающих воздух пробок при заполнении и доливке рабочей жидкости или воздух, оставшийся в системе.

Наличие в жидкости 5% нерастворенного воздуха снижает на 10% объемный КПД насоса при давлении 20МПа. Особенно опасно присутствие воздуха в системе при наличии в минеральных маслах даже небольшого количества воды. При этом возникают стойкие эмульсии (пенообразование), приводящие к снижению смазывающих свойств рабочих жидкостей, лакообразованию на поверхности гидрооборудования и нарушению его

нормальной деятельности. Поэтому наряду с мерами по предупреждению попадания воды и воздуха, в минеральные масла необходимо добавлять антипенные присадки в количестве 0.002-0.005%. Следует, однако, помнить, что такие присадки легко отфильтровываются фильтрами тонкой очистки.

Пенообразование, кроме того, характеризует и степень окисления масла. Чистые минеральные масла, не бывшие в эксплуатации, пены не образуют.

Проблема старения масла – одна из наиболее серьезных, возникающих при выборе рабочей жидкости для горных машин. Во-первых, процесс заливки и доливки рабочей жидкости в условиях угольного забоя – основной источник поступления в систему загрязнений и, следовательно, порчи масла; во-вторых, сбор отработанных масел весьма сложный в техническом и организационном плане процесс; в-третьих, смена масла без промывки узлов и резервуара не дает устойчивого эффекта. После одной-пяти смен работы эксплуатационное качество нового масла практически не отличается от слитого. Промывка маслами гидросистемы в условиях очистного забоя приведет к большим ее потерям, а промывка эмульсиями для крепей – к добавлению в жидкость большого количества воды, снижению вязкости, бактериологическому заражению. Поэтому следует рассматривать рабочую жидкость как рабочее тело, подлежащее замене после отработки машиной межремонтного срока только на рудоремонтном заводе, где могут быть созданы условия для тщательной и экономичной промывки гидросистемы и резервуара.

Старение – результат действия на рабочую жидкость ряда причин физического, химического и механического характера. К физическим причинам в первую очередь можно отнести проникновение в рабочую жидкость загрязнений в твердом, жидком и газообразном состоянии, изменение количественного и качественного состава присадок за счет их деструкции и образования на контактирующих поверхностях сорбционных пленок. Изменение химического характера – это окисление углеводородов базового масла и разложение последнего под действием разного рода загрязнений (воды,

продуктов износа) и разложение присадок к маслам под действием тех же загрязнений.

Изменения механо-химического характера определяются воздействием процессов трения, дросселирования при высоких давлениях и т.п. Особо следует подчеркнуть воздействие температуры на процесс окисления минеральных масел. Исследования показали, что при повышении температуры на 10°C скорость окисления повышается в два раза.

Анализируя причины старения минеральных масел, можно отметить, что окисление углеводородов базового масла в принципе не ухудшает, а улучшает его свойства, так как при этом окисляются те молекулы масла, которые обладают наибольшей коррозионной активностью. После очистки такого масла от продуктов окисления (смола) показатели качества его возрастают, так как в масле появляются естественные ингибиторы коррозии. Все остальные факторы, способствующие окислению, в той или иной мере зависят от наличия загрязнений в жидкости, причем в легированных маслах окисление при наличии загрязнений происходит значительно быстрее.

Скорость окисления масла можно значительно снизить введением антиокислительных присадок. Таким образом можно в 10-20 раз уменьшить скорость окисления базового масла.

В тоже время введение антиокислительных присадок ухудшает антикоррозионную способность масел. Для подавления процесса коррозии в современные масла вводят антикоррозионные присадки. Антиокислительные и антикоррозионные присадки подразделяются на группы, и их сочетание должно быть строго сбалансированным. В противном случае возможно ухудшение эксплуатационных свойств даже по сравнению с базовым маслом. Поэтому недопустимо вводить какую-либо присадку в условиях эксплуатации машины, тем более, что технология введения ее в этих условиях не может быть выдержана.

Таким образом, составление требуемой композиции присадок и их введение должно производиться только на нефтеперерабатывающих предприятиях. В гидроприводе горных машин следует решительно переходить на легированные масла.

Критерием пригодности масла к эксплуатации относится его кислотное число, т.е. количество миллиграммов едкого калия КОН, необходимого для нейтрализации кислоты в одном грамме масла.

Наибольшую опасность в гидросистемах вызывает быстрое окисление рабочих жидкостей, проявляющееся в виде воспламенения или взрыва. Именно эта опасность заставляет искать замену минеральным маслам, создавать негорючие синтетические жидкости или огнестойкие смеси горючих и негорючих жидкостей (эмульсии).

Все жидкости подразделяются на легковоспламеняемые, горючие, трудногорючие и негорючие. Нефтяные масла относятся к горючим жидкостям. Можно назвать две основные причины пожароопасных ситуаций. Первая, когда рабочая жидкость, распыляясь под большим давлением (при прорыве трубопровода), попадает на какую-либо раскаленную поверхность. Минимальная пожароопасная температура этой поверхности для всех минеральных масел лежит в пределах 225-280°C, независимо от их температуры вспышки. Учитывая требуемый запас, вблизи гидрооборудования, работающего на минеральном масле, не должны располагаться открытые поверхности, нагретые до 200°C и более. Вторая, более вероятная ситуация: пары масла, испаряясь, заполняют определенную емкость или отсек, образуя паровоздушную смесь с воздухом. Ориентировочно нижний предел температуры воспламенения смеси можно принимать на 25% ниже температуры вспышки.

11.5 Выбор рабочих жидкостей для угольной промышленности

При открытых разработках вероятность создания пожароопасных условий чрезвычайно мала. Опасность же, создаваемая самим пожаром, при открытых разработках не столь велика, как при подземной.

Поэтому в гидравлическом оборудовании на открытых разработках используются минеральные масла.

В подземных условиях особенно важна взрывопожаробезопасность применяемых материалов (рабочих жидкостей, конвейерных лент, электрических кабелей и т.д.).

Разрабатываемые в настоящее время огнестойкие жидкости не обязательно являются негорючими. Большинство из них горит при определенных условиях, которые не могут быть реализованы при эксплуатации.

Огнестойкие жидкости можно разложить на следующие категории:

1) эмульсии «масло в воде», содержащие максимум 20% горючих материалов. Обычно они содержат 1.5-5% минеральных масел с добавками (эмульсол: АКВОЛ-3, ВНИИНП-117, 59Ц, ВНИТОЛ) и 98.5-95% воды. Эмульсол либо тщательно перемешивается с водой, создавая эмульсию, в которой он присутствует в виде мелкодисперсных капель, либо растворяется в воде.

В этой жидкости гидравлической средой в основном служит вода, а небольшое количество растворенного масла обеспечивает смазку и защиту от коррозии. В целом этому виду жидкости присущи те же недостатки, что и воде: высокая коррозионная активность, невозможность использования при отрицательных температурах. По внешнему виду эмульсии напоминают молоко.

2) эмульсии «вода в масле», содержащие до 60% горючих материалов. Эти эмульсии содержат от 40 до 45% воды. Они совместимы с большей частью

используемого оборудования, и их можно использовать вместо минеральных масел. Эти жидкости сохраняют многие положительные качества исходного масла, улучшенного введением антиокислительных, противоизносных и антикоррозионных присадок. Однако смазочные свойства у них ниже, чем у высококачественных гидравлических масел. Эмульсии «вода в масле» обычно имеют консистенцию сливок, где масло образует однородную фазу, а вода диспергирована в виде мелких капель.

Учитывая несколько больший износ при применении этой эмульсии, фирмы-изготовители рекомендуют их для гидросистем с рабочим давлением до 14 МПа и максимальной температурой до 65°C.

3) водно-гликолевые и водно-глицериновые рабочие жидкости. Они содержат 30-60% воды, в отличие от эмульсий являются растворами в воде и поэтому стабильны при эксплуатации. В растворы добавляют антикоррозионные, противоизносные и антипенные присадки.

Водно-гликолевые жидкости имеют хорошие вязкостные свойства, совместимы с большинством материалов, применяемых в гидросистемах. Их недостатки – электропроводность и горючесть при содержании воды менее 30%. Поэтому при испарении воды возможно загорание глицерина или гликоля.

Водно-гликолевые жидкости выпускают только для систем охлаждения (антифризы, ТОСОЛы). Водно-глицериновые жидкости применяют для гидросистем мобильных объектов и судовых гидроприводов, а также гидросистем, работающих в условиях возможной пожарной опасности (гидросистемы доменной печи).

4) жидкости, не содержащие воды. Сюда относят жидкости, содержащие сложные эфиры фосфорной кислоты, прочие органические эфиры или из синтезированных углеводов. Они являются эффективными огнестойкими жидкостями, обеспечивающими лучшую смазку, чем жидкости, содержащие воду; пригодны для более высоких рабочих температур по сравнению с минеральными маслами. Многие синтетические жидкости не совместимы с

материалами гидроузлов и особенно уплотнений; они сами или продукты их разложения токсичны. Кроме того, их стоимость чрезвычайно высокая.

12 Объемные гидромашины

12.1 Общие сведения

Объемной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры.

Основными элементами объемных гидромашин являются рабочая камера, подвижный элемент (вытеснитель) и распределитель.

Под рабочей камерой понимается ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода жидкости. Рабочая камера состоит из основного (полезного), изменяющегося во время работы, объема и неизменного (вредного), который обусловлен необходимыми конструктивными зазорами между камерой и подвижным элементом. Вредный объем практически не влияет на рабочий процесс объемной машины при малосжимаемых жидкостях, и наоборот, при сжимаемых жидкостях его влияние существенно.

Подвижный элемент изменяет объем рабочей камеры, а распределитель попеременно сообщает ее с местами входа и выхода жидкости.

По числу рабочих камер гидромашин делятся на одно- и многокамерные, а по конструктивному исполнению подвижных элементов – на поршневые, шестеренные, пластинчатые и винтовые.

В соответствии с тем, создают гидромашин поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.

В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. По принципу действия, точнее

по характеру процесса вытеснения жидкости, объемные насосы разделяют на поршневые и роторные.

В поршневом насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате лишь возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм).

В роторном насосе жидкость вытесняется из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей (шестерен, винтов, пластин, поршней).

Объемный гидродвигатель – это объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока жидкости в энергию движения выходного звена.

По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делят на три класса:

гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена;

гидромоторы с непрерывным вращательным движением выходного звена;

поворотные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена.

В принципе, насосы и гидродвигатели взаимнообратимы, однако непосредственное использование насоса в качестве гидродвигателя, и наоборот, возможно только в некоторых машинах.

Распределение жидкости в насосах может быть автоматическим – клапанным, или принудительным – программным (бесклапанным). В гидродвигателях распределение жидкости всегда принудительное.

При бесклапанном распределении возможно запираение жидкости в замкнутом переменном объеме, а следовательно, и резкое изменение давления жидкости в этом объеме. При повышении давления в замкнутом объеме может произойти заклинивание роторов.

Если рабочая камера гидромашины за один оборот вала только один раз заполняется жидкостью и освобождается от нее, то такая машина называется машиной однократного действия, если происходит несколько циклов, то она называется машиной многократного действия.

Характерный технический показатель объемной гидромашины – ее рабочий объем.

Рабочий объем равен сумме изменений объемов рабочих камер гидромашины за один ее оборот. Он представляет собой объем несжимаемой жидкости, выдаваемой насосом или расходуемый гидромотором за один оборот при отсутствии в них утечек.

Гидромашины с изменяемым рабочим объемом называются регулируемыми, а с неизменяемым – нерегулируемыми.

В регулируемых гидромашинах отношение текущего значения рабочего объема q к его максимальному значению q_{\max} называется параметром регулирования:

$$U_q = \frac{q}{q_{\max}}. \quad (12.1)$$

Основными техническими показателями насоса являются рабочий объем, подача, давление, мощность, КПД и частота вращения.

Подача – это объемный расход жидкости через нагнетательный патрубок насоса.

Теоретическая подача насоса:

$$Q_{H.T} = q_H \cdot n_H. \quad (12.2)$$

Действительная подача меньше теоретической вследствие утечек в насосе:

$$Q_H = Q_{H.T} - \Delta Q_H. \quad (12.3)$$

Утечки ведут к потерям мощности и оцениваются объемным КПД:

$$\eta_{H.O} = \frac{Q_H}{Q_{H.T}} = \frac{Q_H}{Q_H + \Delta Q_H}. \quad (12.4)$$

Тогда подача:

$$Q_H = q_H \cdot n_H \cdot \eta_{H.O}. \quad (12.5)$$

Давление насоса p_H численно равно полному приращению энергии в насосе между входным и выходным патрубками. Так как при работе насоса возникают потери давления, то действительное давление меньше теоретического на величину потерь:

$$p_H = p_{H.T} - \Delta p_H. \quad (12.6)$$

По аналогии с объемными гидравлические потери мощности оценивают гидравлическим КПД:

$$\eta_{H.G} = \frac{p_H}{p_{H.T}}. \quad (12.7)$$

Выходная мощность насоса определяется как мощность потока:

$$N_H = p_H \cdot Q_H. \quad (12.8)$$

Входная мощность больше выходной на величину объемных, гидравлических и механических потерь:

$$N_{H.B} = \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_H}. \quad (12.9)$$

Полный КПД насоса:

$$\eta_H = \eta_{H.O} \cdot \eta_{H.G} \cdot \eta_{H.M}. \quad (12.10)$$

Зная мощность насоса и частоту вращения его вала можно определить момент на его валу:

$$M_H = \frac{N_{H.B}}{\omega_H} = \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_H \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_H}. \quad (12.11)$$

12.2 Поршневые насосы

Основные элементы поршневых насосов (рис.12.1) – цилиндр 1, поршень 2 и распределители 3 и 4, при помощи которых цилиндр попеременно соединяется то с линией всасывания, то с линией нагнетания.

Так как принцип действия всех насосов одинаков, рассмотрим наиболее простой одноцилиндровый насос однократного действия.

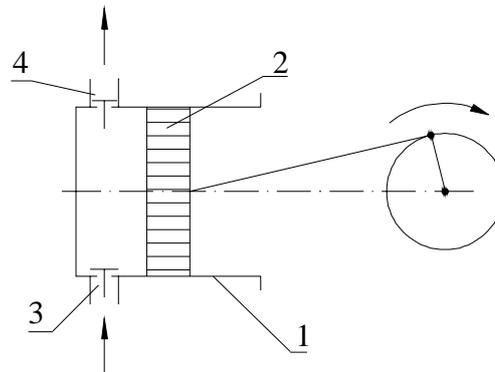


Рисунок 12.1 – Поршневой насос

При движении поршня 2 вправо увеличивается объем рабочей камеры в цилиндре 1, вследствие чего давление в ней уменьшается, всасывающий клапан 3 открывается, и жидкость всасывается в цилиндр из подводящего патрубка. При движении поршня влево объем рабочей камеры уменьшается, давление в ней возрастает, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 4 открывается, и жидкость вытесняется из цилиндра в нагнетательный патрубок. Таким образом, насос однократного действия за один оборот кривошипного вала один раз вытесняет жидкость из рабочей камеры.

Если длина поршня меньше его диаметра, т.е. $b < D$, то такой поршень называется дисковым, если $b > D$ - плунжерным. Как правило, плунжеры используются для получения высокого давления, причем, они могут быть как сплошными, так и пустотелыми.

По числу цилиндров поршневые насосы разделяются на одно- и многоцилиндровые, по их расположению – на насосы с параллельным расположением осей цилиндров в одной плоскости (насосы с кривошипно-шатунным механизмом и эксцентриковые), звездообразным или V-образным (радиальные насосы), а также с расположением осей цилиндров параллельно их оси вращения (аксиальные насосы).

По конструкции распределителя различают поршневые насосы с клапанным распределением и золотниковым.

Рабочий объем одноцилиндрового поршневого насоса однократного действия определяется изменением объема рабочей камеры, вызванным перемещением поршня за один оборот кривошипа:

$$q_H = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \quad (12.12)$$

где D – диаметр поршня; $S = 2 \cdot r$ – ход поршня; r – радиус кривошипа.

Рабочий объем многоцилиндрового насоса многократного действия (с одинаковыми цилиндрами):

$$q_H = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot m \cdot z \cdot k, \quad (12.13)$$

где m – число рядов цилиндров; z – число цилиндров в одном ряду;

k – кратность действия.

Определим действительную мгновенную подачу насоса.

Для одноцилиндрового насоса однократного действия мгновенная теоретическая подача:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c, \quad (12.14)$$

где c – скорость поршня.

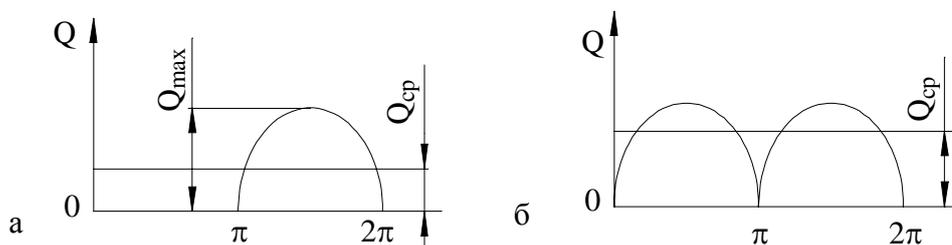


Рисунок 12.2 – Графики подачи поршневых насосов

При повороте кривошипа на угол φ скорость поршня:

$$c = \omega_H \cdot r \cdot \sin(\varphi) = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_H \cdot \sin(\varphi), \quad (12.15)$$

а мгновенная подача:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot n_H}{2} \cdot r \cdot \sin(\varphi). \quad (12.16)$$

Из формулы видно, что скорость поршня и мгновенная подача изменяются синусоидально.

Графическая зависимость $Q = f(\varphi)$ или, $Q = f(t)$ называется графиком подачи. Для одноцилиндрового насоса однократного действия график подачи – это полусинусоиды (рис.12.2, а), смещенные относительно друг друга на угол π , для двухцилиндрового насоса однократного действия или насоса двустороннего действия – это непрерывные полусинусоиды (рис.12.2, б).

Неравномерность подачи вызывает гидравлические удары, опасные вибрации и неравномерность движения исполнительных органов машин. Поэтому стремятся выровнять график подачи, приблизив его к прямой Q_{CP} .

Коэффициент неравномерности:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} \cdot 100\%, \quad (12.17)$$

где Q_{\max}, Q_{\min} - соответственно максимальное и минимальное значение мгновенной подачи.

Таблица 12.1 – Коэффициенты неравномерности подачи

Z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\delta, \%$	314	157	14	33	5	14	3	8	1.5	5	1

Для одноцилиндрового насоса однократного действия

$$Q_{\max} = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot n_H \cdot r}{2} \quad \text{и} \quad Q_{\min} = 0, \quad \text{а} \quad Q_{cp} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot n_H \cdot r}{2}.$$

Подставляя эти значения уравнение, получим $\delta = \pi$. Аналогично вычисляются коэффициенты неравномерности для насосов с различным числом цилиндров.

Анализируя эти данные, можно сделать следующий вывод. Для выравнивания подачи целесообразно применять многоцилиндровые насосы с нечетным числом цилиндров.

12.3 Роторные насосы

К роторным насосам относятся насосы, в которых вытеснители при работе совершают сложное пространственное движение, но определяющим движением при этом является вращательное. Наиболее часто применяемые в гидроприводе роторные насосы:

радиально- и аксиально-поршневые; пластинчатые; шестеренные; винтовые.

12.3.1 Радиально-поршневые насосы

Регулируемый радиально-поршневой насос (рис.12.3) состоит из ротора 2 с цилиндрами, плунжеров 1, обоймы 4, распределительного устройства 3 с подводными и отводящими каналами 5 и 6, а также устройства, с помощью которого обойма 4 перемещается относительно оси ротора на величину эксцентриситета e . Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось 7 с уплотнительной перемычкой. На этой оси закреплен ротор. При вращении ротора цилиндры своими каналами поочередно соединяются с каналами всасывания 5 и нагнетания 6, расположенными в пустотелой оси. При переходе цилиндров через нейтральное положение их каналы перекрываются уплотнительной перемычкой, и линия всасывания отделяется от напорной линии.

Перемычка должна иметь оптимальную толщину, исключая изменение запертого объема жидкости в цилиндре при вращении ротора (толщина, превышающая оптимальную), что приводит к вышерассмотренным

негативным явлениям, или возможность перетечки жидкости из области нагнетания в область всасывания (слишком малая толщина).

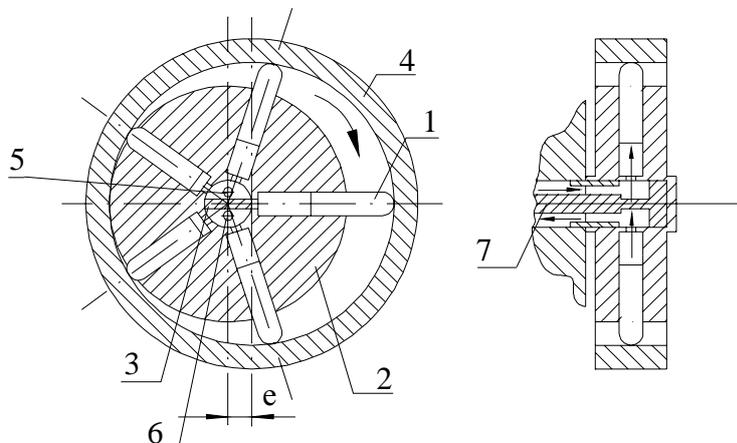


Рисунок 12.3 – Радиально-поршневой насос

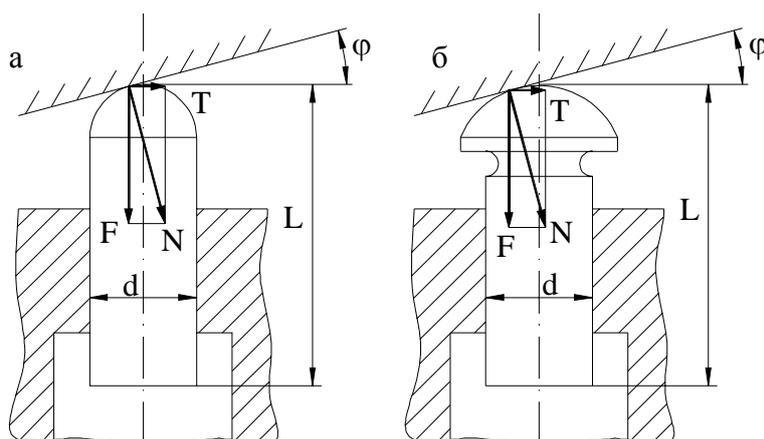


Рисунок 12.4 – Схемы контакта плунжера со статорным кольцом

Для улучшения условий смазки и снижения трения поршня о стенки цилиндра, поршню сообщают поворотное движение относительно его оси. Для этого поверхность статорного кольца, на которую опирается поршень, выполняют под некоторым углом φ , равным $15-20^\circ$ (рис.12.4, а), или цилиндр располагают под таким же углом к плоскости вращения цилиндрического блока. Поскольку точка контакта сферической поверхности поршня в этом случае будет смещена относительно его оси, поршень под действием силы трения будет поворачиваться в цилиндре. Чтобы уменьшить скольжение головки

поршня при проворачивании, необходимо увеличить плечо приложения силы, чего достигают путем выполнения грибообразной головки (рис.12.4, б). Диаметр головки (грибка) поршня обычно выбирают равным $(1.75 \div 2) \cdot d$, где d – диаметр поршня. Длину поршня выбирают не менее $L = 2 \cdot (e + d)$.

Во избежание расклинивания плунжеров в цилиндрах необходимо, чтобы их максимальный ход не превышал 0.1 радиуса ротора. Часто насос выполняют с двумя или тремя рядами плунжеров для увеличения его рабочего объема.

Рабочий объем насоса:

$$q_H = \frac{\pi \cdot D^2}{2} \cdot z \cdot e \cdot m, \quad (12.18)$$

где D – диаметр плунжера; z – число плунжеров; m – число рядов плунжеров.

Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно изменять подачу и направление потока жидкости. При максимальном значении эксцентриситета e_{\max} подача насоса максимальна, а параметр регулирования:

$$U_q = \frac{e}{e_{\max}}, \quad (12.19)$$

где U_q – параметр регулирования или относительный эксцентриситет, который может изменяться от 0 до ± 1 .

12.3.2 Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневые насосы, выпускаемые с наклонным диском (рис.12.5) или наклонным ротором, состоят из ротора 1 с цилиндрами, плунжеров 2, распределительного устройства 3, приводного вала 4 и устройства для изменения угла α наклона диска или ротора. Во избежание заклинивания плунжеров в цилиндрах максимальное значение угла α должно быть равным 20-30°.

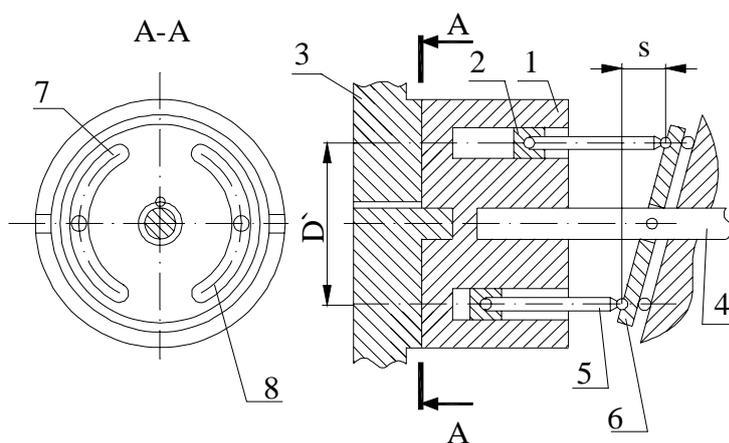


Рисунок 12.5 – Аксиально-поршневой насос

Если $\alpha \neq 0$, то при вращении ротора 1 плунжеры 2, шарнирно связанные шатунами 5 с наклонным диском 6, совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Удаляясь от распределительного устройства 3, плунжеры всасывают жидкость, а приближаясь к нему, - нагнетают. Подвод жидкости к цилиндрам и отвод от них осуществляются через отверстия в торце ротора, которые попеременно соединяются с распределительными полукольцевыми окнами 7 и 8, имеющимися в распределителе 3. Когда плунжеры доходят до крайних точек, отверстия цилиндров располагаются напротив перемычек между окнами 7 и 8 – линия всасывания отделяется от линии нагнетания. Так же как в радиально-поршневых насосах, запертый распределительной перемычкой объем жидкости в цилиндре при вращении ротора может несколько изменяться, вызывая негативные явления. Поэтому в некоторых конструкциях в перемычках между окнами 7 и 8 делают небольшие канавки, что, однако, увеличивает утечки в насосе и снижает его КПД.

Рабочий объем насоса:

$$q_H = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z \cdot D' \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (12.20)$$

где D' - диаметр окружности, проведенной через оси цилиндров.

Изменяя угол α , можно изменять подачу и направление потока жидкости в насосе. При $\alpha = \alpha_{\max}$ подача – максимальна. Параметр регулирования:

$$U_q = \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_{\max})}. \quad (12.21)$$

Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, и имеют больший КПД, однако они чувствительнее к вибрациям и чистоте рабочей жидкости.

12.3.3 Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы могут быть однократного (рис.12.6, а) и многократного действия (рис.12.6, в), одинарными и двойными.

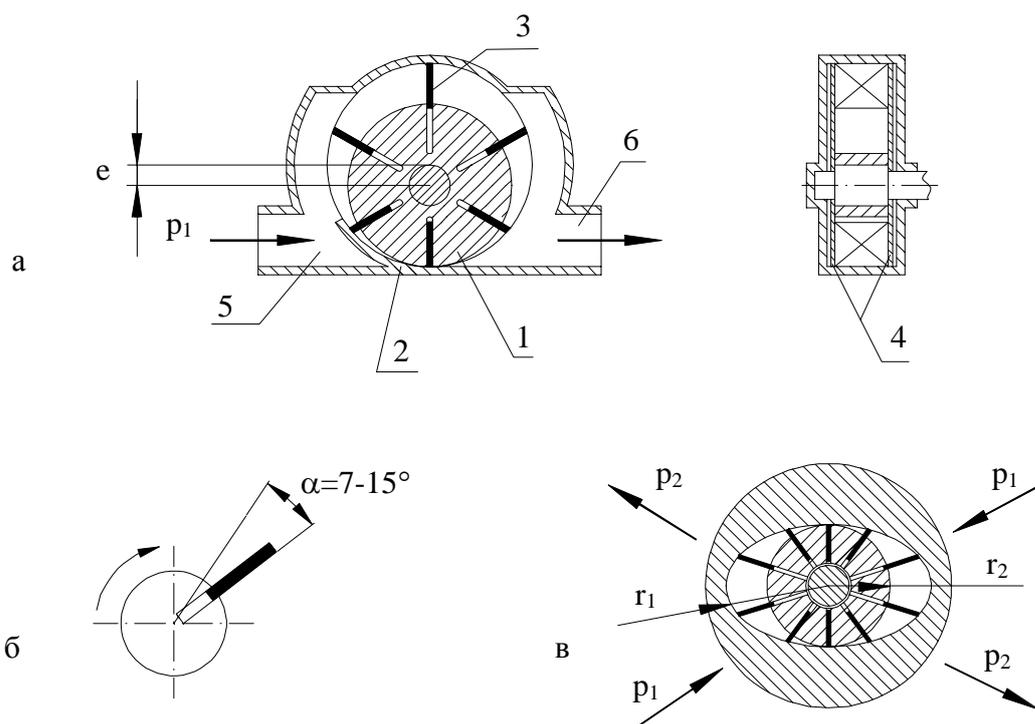


Рисунок 12.6 – Пластинчатые насосы

Насос однократного действия состоит из ротора 1, ось вращения которого смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета e . В пазах

ротора установлены пластины (шиберы) 3, прижимаемые к внутренней поверхности статора давлением жидкости или пружинами. Скользя по статору, пластины одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора. При этом серповидная полость, образованная эксцентричным расположением ротора в статоре, разделяется пластинами на камеры, объем которых во время работы непрерывно меняется. Если объем камер увеличивается, то происходит всасывание жидкости, если уменьшается – нагнетание. Во избежание расклинивания пластин в пазах необходимо, чтобы максимальный эксцентриситет не превышал 0.1 радиуса ротора.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия:

$$q_H = 2 \cdot e \cdot b \cdot (2 \cdot \pi \cdot r - z \cdot \delta), \quad (12.22)$$

где r – радиус ротора; z – число пластин; δ - толщина пластин; b – ширина камеры.

Пластинчатые насосы однократного действия могут быть с постоянной или переменной подачей, причем в последних регулирование подачи осуществляется путем изменения эксцентриситета.

При одностороннем вращении ротора насоса пластины целесообразно устанавливать под некоторым углом ($7-15^\circ$) к радиусу (рис.12.6, б), благодаря чему улучшаются условия их работы (уменьшается эффект заклинивания пластины в пазу). Такое положение пластин позволяет обеспечить такое направление действия реакции статора на пластину, при котором силы трения вызывают минимальные изгибающие напряжения (угол наклона пластины принимается равным углу трения):

$$\alpha = \operatorname{tg} \left(\frac{F_{mp}}{R} \right). \quad (12.23)$$

В пластинчатых насосах однократного действия ротор и подшипники испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание насосов, рассчитанных на большие значения давления, и является одной из причин их малого срока службы. В насосах двухкратного действия, благодаря наличию

двух противоположно расположенных полостей, ротор разгружен от сил давления, а подвод жидкости в камеры и отвод из них производится через торцовые окна статора. Однако, насосы двухкратного действия – нерегулируемые.

12.3.4 Шестеренные насосы

Шестеренные насосы выпускаются с внешним и внутренним зацеплением. Последние более компактны, но из-за сложности изготовления применяются редко.

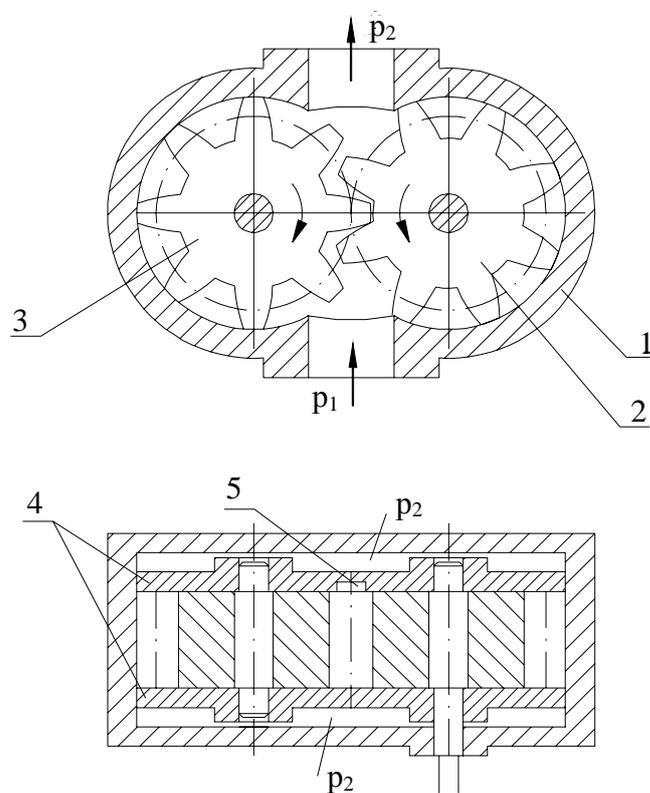


Рисунок 12.7 – Шестеренный насос

Насос с внешним зацеплением (рис.12.7) состоит из корпуса 1, в котором с небольшими торцовыми и радиальными зазорами находятся в зацеплении две одинаковые шестерни – ведущая 2 и ведомая 3 и двух торцовых уплотнений 4.

При вращении шестерен, когда зубья выходят из впадин, происходит всасывание жидкости. Затем жидкость, заполнившая впадины, переносится по внешней дуге шестернями в направлении вращения, а когда зубья входят во впадины, жидкость вытесняется в нагнетательную линию.

В шестеренных насосах, так же как во всех насосах с принудительным распределением жидкости, возможно запираение в переменном объеме. Существуют несколько способов, исключающих запираение жидкости в шестеренных насосах. Наиболее распространенный из них – разгрузка указанного объема за счет создания специальных боковых каналов в корпусе насоса в области зацепления зубьев. При этом снижается объемный а, следовательно, и полный КПД насоса.

Рабочий объем насоса можно определить из условия равенства объемов зуба и впадины:

$$q_H = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b, \quad (12.24)$$

где m – модуль зуба; z – число зубьев; b – ширина зуба.

Шестеренные насосы имеют постоянный рабочий объем.

12.4 Характеристика насоса

Под характеристикой насоса понимают зависимости $Q_H = f(p_H)$, $N_{HV} = f(p_H)$ и $\eta_H = f(p_H)$ при постоянной частоте вращения вала, плотности и вязкости жидкости (рис.12.8).

Теоретическая подача насоса не зависит от давления, поэтому график $Q_{HT} = f(p_H)$ - прямая линия. Такую характеристику называют жесткой, так как при изменении давления подача насоса не изменяется. Аналогичную характеристику имеют все объемные насосы, поэтому они должны снабжаться предохранительными клапанами, предотвращающими случайное повышение давления сверх расчетного во избежание поломки машины или приводного двигателя.

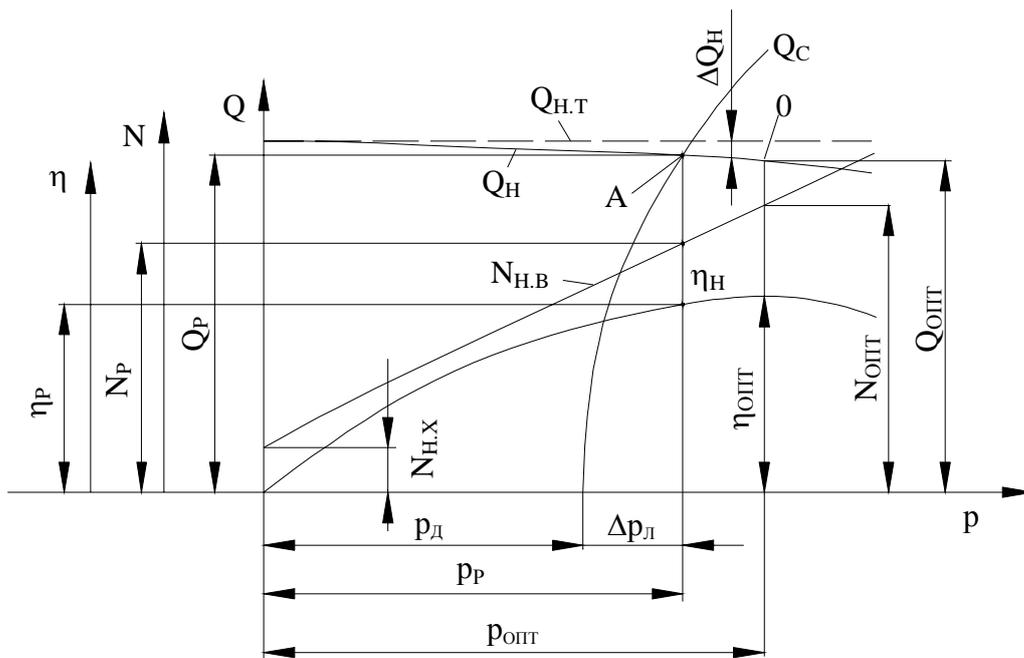


Рисунок 12.8 – Характеристика насоса

Действительная подача насоса $Q_H = Q_{H.T} - \Delta Q_H$ зависит от давления, так как при его увеличении утечки увеличиваются, поэтому действительная характеристика $Q_H = f(p_H)$ не параллельна оси абсцисс и нелинейна.

При давлении $p_H = 0$ полезная мощность насоса $N_H = 0$, а мощность на валу равна $N_{H.B} = \Delta N_{H.T} + \Delta N_{H.M}$. С увеличением давления мощность $N_{H.B}$ увеличивается почти по линейному закону, и рост ее определяется в основном ростом полезной мощности N_H .

КПД насоса $\eta_H = \frac{p_H \cdot Q_H}{N_{H.B}}$ имеет не явно выраженный максимум,

обусловленный влиянием объемных потерь в насосе.

Значения всех параметров при максимальном значении КПД насоса называются оптимальными.

12.5 Сравнительные данные различных типов насосов

При выборе гидроузлов можно ориентироваться на следующие характерные особенности насосов:

1. шестеренные насосы наиболее малогабаритные, но больше всех других боятся загрязнений. Основной износ идет по торцам.

2. пластинчатые не боятся грязи, но нерегулируемые и работают на малых рабочих давлениях.

3. радиально-поршневые просты в изготовлении, работают на сравнительно высоких давлениях, но имеют низкий КПД и большие размеры.

4. аксиально-поршневые позволяют получить высокое давление, весьма высокоскоростны, обладают малым моментом инерции, но сложны в изготовлении и требуют высокой точности изготовления.

5. эксцентриковые дают очень высокую пульсацию и как правило требуют подпор или очень невысокую высоту всасывания. Кроме этого у них низкий КПД.

Таблица 12.2 – Сравнительная характеристика насосов

Тип насоса	Максимальное давление P_{\max} , МПа	Объемный КПД η_0	Общий КПД η	Масса на единицу мощности, кг/кВт
1.Пластинчатый	до 7	0.6-0.9	0.55-0.75	1.3-4.0
2.Шестеренный	до 100	0.7-0.9	0.25-0.7	0.6-7.0
3.Радиально-поршневой	12-20	0.7-0.9	0.67-0.85	10-20
4.Аксиально-поршневой	16-32	0.95-0.98	0.8-0.9	3.3-7.0
5.Эксцентриковый	20-30	0.75-0.95	0.68-0.75	2.7-8.0

13 Объемные гидродвигатели

13.1 Гидромоторы

Рассмотрим принцип действия радиально-поршневого гидромотора. В результате давления рабочей жидкости на поршень (рис.13.1, а), в точке B возникает сила реакции связи R , направление которой (без учета силы трения) нормальное как к поверхности сферы, так и к поверхности обоймы статора в точке их касания. Следовательно, сила R совпадает с направлением радиуса статора, и ее линия действия проходит через точку O_1 . Разложим R на две составляющие P и T . Сила P уравнивается силой $P_{Ж}$, т.е.

$P = P_{Ж} = p_{Д} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$, а сила $T = P_{Ж} \cdot \operatorname{tg}(\beta)$ создает момент на роторе.

При $\frac{e}{R_p} \leq 0.1$ с ничтожной погрешностью можно принять $\operatorname{tg}(\beta) = \sin(\beta)$.

Тогда

$$\frac{e}{\sin(\beta)} = \frac{OB}{\sin(\pi - \varphi)} = \frac{OB}{\sin(\varphi)}, \quad \sin(\beta) = \frac{e \cdot \sin(\varphi)}{OB},$$

а сила

$$T = p_{Д} \cdot \frac{\pi \cdot d^2 \cdot e \cdot \sin(\varphi)}{4 \cdot OB}.$$

Момент на роторе:

$$M = T \cdot OB.$$

Следовательно, сила T и момент M изменяются при вращении ротора по синусоидальному закону. При $\varphi = 0, \varphi = \pi, T = 0, M = 0$, поэтому нельзя создать гидромотор с одним или двумя поршнями.

Сила P значительно превышает силу T , поэтому внутреннюю поверхность обоймы статора и головки поршней необходимо изготавливать из материала высокой твердости, а так как силе T противодействует сила трения, указанные

поверхности должны быть хорошо обработаны. Нередко вместо головок поршней устанавливают подшипники качения.

Принцип действия аксиально-поршневых гидромоторов аналогичен.

В пластинчатых гидромоторах крутящий момент создается за счет разности сил давления жидкости на пластины, образующие рабочую камеру гидромотора (рис.13.1, б). В совершенных гидромашинах в каждом пазу размещают не одну, а две рядом расположенные пластины, что уменьшает утечки в машине и повышает ее КПД.

В шестеренных гидромоторах момент на роторе создается за счет разности сил, действующих на поверхности зуба, находящегося в зацеплении, и зубьев, входящих в полости, образованные внутренними цилиндрическими поверхностями статора (рис.13.1, в).

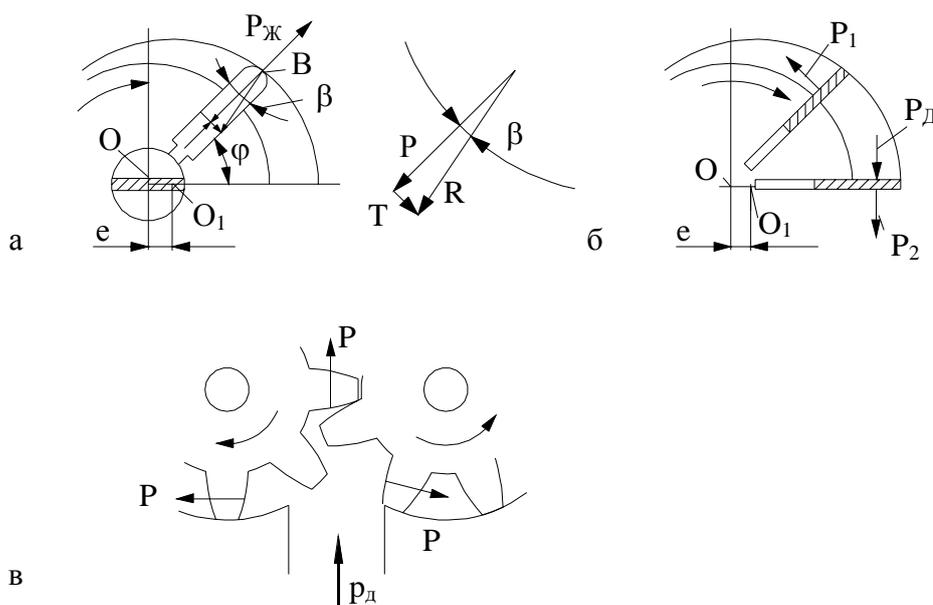


Рисунок 13.1 – Схемы гидромоторов

Во всех гидромоторах распределение жидкости – бесклапанное.

13.2 Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели

Гидроцилиндры – это объемные гидродвигатели с возвратно-поступательным перемещением выходного звена.

В гидроцилиндре одностороннего действия рабочий ход поршня совершается под действием давления жидкости, а возврат, если требуемое усилие невелико, - под действием пружины или внешних сил.

В гидроцилиндрах двустороннего действия прямой и обратный ходы поршня осуществляются под действием давления жидкости. Такие гидроцилиндры могут быть с односторонним штоком или с двусторонним.

Если необходимо обеспечить ход, превышающий длину корпуса цилиндра, то применяют телескопические гидроцилиндры, т.е. цилиндры с несколькими штоками.

Гидроцилиндры с реечной передачей, преобразующие поступательное движение штоков в возвратно-поворотное движение исполнительного механизма, называются поворотными гидродвигателями. Поворотные гидродвигатели могут быть выполнены по другой схеме, например в виде поворотного шибера в цилиндре. Поворотные гидродвигатели широко применяются в робототехнике.

14 Гидроаппаратура, вспомогательные устройства и гидролинии

14.1 Гидроаппаратура

Гидроаппаратами называют устройства, служащие для управления потоками жидкости: изменения или поддержания заданного давления или расхода, а также изменения направления движения потока.

Гидроаппараты совместно с гидромашинами образуют гидросистемы.

Среди всей массы гидроаппаратов можно выделить три наиболее характерных класса:

1. Гидрораспределители, основным назначением которых является изменение согласно внешнему управляющему воздействию направления движения потоков жидкости в нескольких гидролиниях.

2. Клапаны – устройства, способные изменять проходную площадь, пропускающую поток, под его воздействием. Основное назначение клапанов поддерживать в полостях гидросистем давление жидкости в заданных пределах независимо от пропускного расхода, ограничивать в безопасных пределах повышения давления, допускать движение потока в одном определенном направлении.

3. Дроссели – регулирующие устройства, способные устанавливать определенную связь между перепадом давления до и после дросселя и пропускным расходом.

14.2 Гидрораспределители

Гидрораспределители разделяют по типу запорно-регулирующих элементов на золотниковые, крановые и клапанные.

Запорный элемент распределителя может приводиться в движение различными источниками энергии, поэтому различают распределители с механическим, гидравлическим и пневматическим управлением.

Крановые распределители в гидроприводе горных машин нашли самое широкое применение. В запорном элементе имеются проходные каналы для жидкости, а в корпусе, кроме каналов, - соответствующие окна для подвода и отвода жидкости к гидролиниям. При совпадении каналов в кране с окнами в корпусе через распределитель протекает жидкость, при перекрытии окон – распределитель заперт.

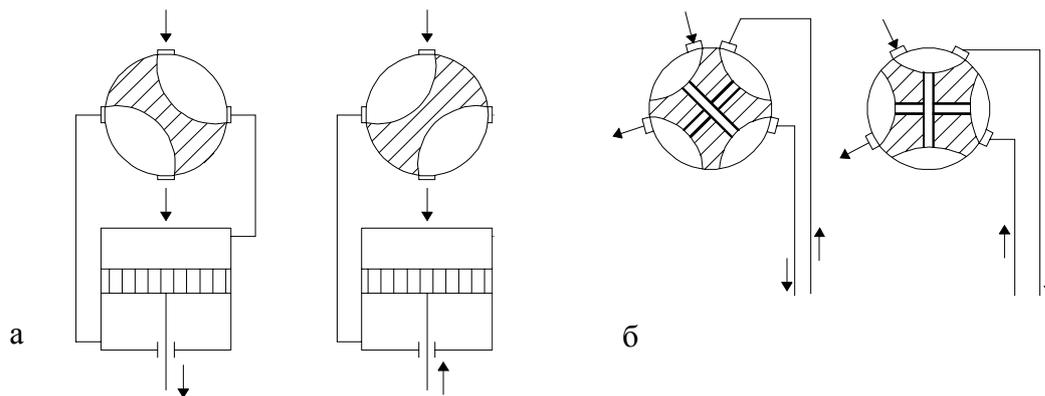


Рисунок 14.1 – Крановые распределители

Крановые распределители могут выполняться разгруженными (рис.14.1,б) или неразгруженными (рис.14.1, а). В неразгруженных кранах давление в камере, связанной с линией нагнетания, не уравнивается, что приводит к одностороннему прижатию пробки, увеличения момента для его поворота и увеличению утечек.

Поэтому при больших давлениях применяют только разгруженные краны, в которых диаметрально противоположные полости соединены между собой каналами.

Золотниковые распределители получили наибольшее распространение в гидроприводе благодаря простоте их изготовления, компактности и высокой надежности в работе.

Основным элементом этих распределителей (рис.14.2) является золотник 1 с поясками и гильза 2 с проточками.

При смещении золотника в ту или иную сторону от нейтрального положения жидкость протекает через распределитель к соответствующим гидролиниям.

Недостаток золотниковых распределителей – возможность появления облитерации. Для предотвращения заедания золотника при облитерации применяют специальные механические и электромеханические устройства, сообщающие колебательные, иногда и вращательные, движения золотнику.

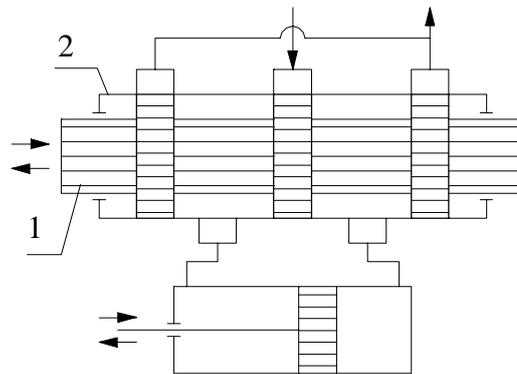


Рисунок 14.2 – Золотниковый распределитель

Клапанные распределители (рис.14.3) применяются, в основном, в гидросистемах, в которых необходимо обеспечить хорошую герметичность. Для этого запорный элемент выполняют в виде конического или шарового клапана.

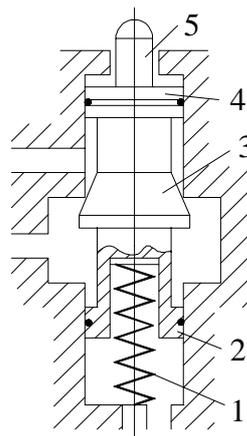


Рисунок 14.3 – Клапанный распределитель

Преимущества распределителей данного типа – возможность работы при весьма высоких значениях давления, большой срок службы; недостатки – значительные усилия, необходимые для управления, и большие габариты при большом числе гидролиний.

Обратные клапаны.

Обратные клапаны предназначены для пропуска жидкости только в одном направлении. В зависимости от конструкции запорного элемента они

могут быть шариковые (рис.14.4, а), конические (рис.14.4, б) и тарельчатые (рис.14.4, в). Обратный клапан, установленный во всасывающей линии называют всасывающим или приемным.

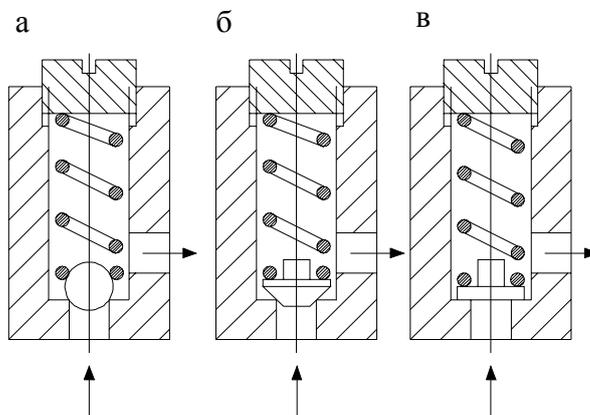


Рисунок 14.4 – Обратные клапаны

Особенность обратных клапанов – небольшое усилие сжатия пружины, прижимающей запорный элемент к седлу, и большая пропускная способность. Обычно потери давления в клапанах не превышает 0.2 МПа, а во всасывающих на порядок меньше. Иногда для уменьшения потерь давления в клапане пружину не устанавливают. Закрытие клапана в этом случае происходит под действием силы тяжести запорного элемента, для чего клапан располагают вертикально.

Гидравлические замки.

Для запираания полостей гидроцилиндра в заданном положении поршня применяют управляемые обратные клапаны – гидрозамки. Существуют гидрозамки одностороннего и двустороннего действия.

Односторонние гидрозамки применяются для запираания поршневых полостей стоек гидрокрепей при их распоре (рис.14.5, б).

Двусторонние гидрозамки широко применяются в угольных комбайнах для запираания рабочей жидкости в гидроцилиндрах, управляющих положением комбайна и его исполнительных органов в пространстве (рис.14.5, а).

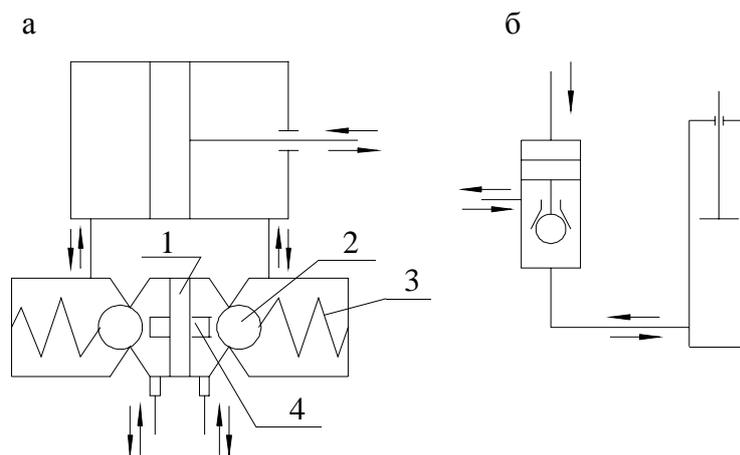


Рисунок 14.5 – Гидрозамки:

1 – плавающий поршень; 2 – клапан; 3 – пружина; 4 - толкатель

При подаче жидкости в правую полость двустороннего гидрозамка плавающий поршень перемещается влево и своим толкателем открывает левый клапан. Одновременно под действием рабочей жидкости открывается правый клапан гидрозамка, и жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра и сливается из поршневой полости гидроцилиндра через открытый левый клапан. С прекращением подачи жидкости в гидрозамок оба его клапана под действием пружин закрываются, и жидкость запирается в обеих полостях гидроцилиндра. При подаче жидкости в левую полость гидрозамка процесс протекает в обратном порядке.

Логические клапаны.

Логические клапаны «И», «ИЛИ» применяются в схемах автоматики для выполнения соответствующих логических операций.

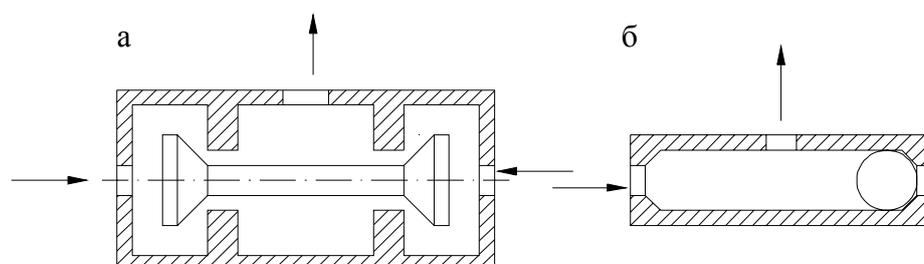


Рисунок 14.6 – Логические клапаны

Клапан «И» (рис.14.6, а) предназначен для пропуска жидкости только при наличии давления во всех подводящих гидролиниях. При этом двусторонний запорный клапан находится в нейтральном положении, и жидкость свободно проходит в отводящую гидролинию.

Логический клапан «ИЛИ» (рис.14.6, б) предназначен для пропуска рабочей жидкости при наличии давления только в одной из подводящих гидролиний. При этом свободно перемещающийся в корпусе клапан запирает другой подводящий канал.

14.3 Гидроклапаны (регуляторы давления)

Регуляторы давления разделяются по назначению на предохранительные, переливные, редуционные клапаны.

Предохранительные клапаны.

Предохранительный клапан предназначен для ограничения давления в месте его подключения. При повышении давления до настроечного предохранительный клапан срабатывает и сбрасывает часть жидкости из гидравлической системы: давление уменьшается, и клапан, как правило, закрывается. Такой режим работы клапана является эпизодическим.

В зависимости от конструкции запорного элемента клапаны разделяются на шариковые, конические, тарельчатые, плунжерные, золотниковые и мембранные. Принципиальные схемы первых трех типов практически не отличаются от схем обратных клапанов, но в предохранительных клапанах меньшие сечения проходных каналов.

Предохранительные клапаны должны отвечать основным требованиям: высокая герметичность; достаточная пропускная способность во время срабатывания; отсутствие вибрации запорного элемента при срабатывании.

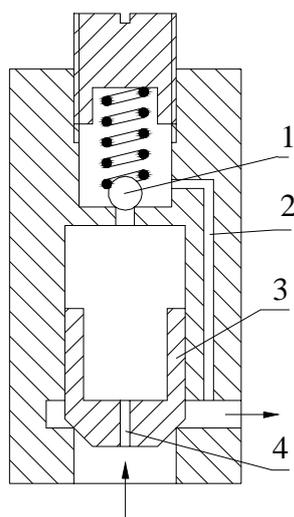


Рисунок 14.7 – Двухступенчатый клапан

При больших значениях настроечного давления и расхода необходимая жесткость пружины клапана становится настолько значительной, что он может потерять свою чувствительность, т.е. срабатывать при значениях давления с большими отклонениями от настроечного. В этих случаях, как правило, применяют клапан непрямого действия (двухступенчатый) (рис.14.7), состоящий из двух запорных элементов: основного – конического 3 и дополнительного – шарикового 1. При повышении давления до настроечного шариковый клапан, сжимая свою пружину, открывается и сбрасывает жидкость через обводной канал 2. Конический клапан при этом, за счет возникшего на нем перепада давления, также открывается и сбрасывает основную часть жидкости. Наличие жиклерного канала 4 в коническом клапане и большое сопротивление обводного канала 2 исключают колебательные явления в клапане.

Переливные клапаны.

Переливной клапан предназначен для поддержания заданного давления в месте его подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан отличается от предохранительного только постоянством своего действия. Это накладывает на его конструкцию ряд требований: скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть

небольшой (не более 5-8 м/с); пропускная способность клапана должна быть значительной (равной подаче насоса), а чувствительность – высокой (за счет применения более мягкой пружины); запорный элемент не должен подвергаться колебательным явлениям.

Для повышения чувствительности клапана и стабилизации давления в системе после его срабатывания в качестве переливных чаще всего применяют клапаны непрямого действия.

Переливные клапаны устанавливаются чаще всего после подкачных насосов для сбрасывания избыточного расхода и поддержания постоянного давления в подводящем патрубке основного насоса.

Редукционные клапаны.

Редукционный клапан предназначен для поддержания заданного более низкого давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке по сравнению с давлением в подводимом к нему потоке. Редукционный клапан, как и переливной, при работе нормально открыт и отличается от него тем, что поддерживает постоянное давление жидкости по потоку после себя, а переливной – до себя.

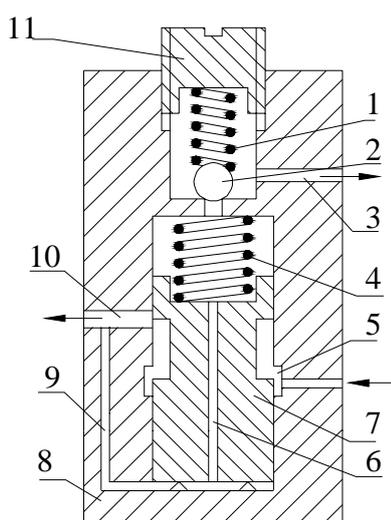


Рисунок 14.8 – Редукционный клапан

Так как отводимое давление должно быть стабильным, а расход через клапан – значительным, то по этим причинам для этих условий наиболее применимы клапаны непрямого действия.

Клапан (рис.14.8) состоит из корпуса 8, золотника 7 с дроссельным каналом 6 и шарикового клапана 2. Оба запорных элемента прижаты пружинами 1 и 4. Жидкость повышенного давления подводится в полость 5, а пониженного давления отводится через канал 10.

Поступающая в клапан жидкость повышенного давления по каналам 10, 9 и 6 подводится к шаровому клапану 2, и он открывается. Под действием перепада давления в дроссельном канале 6 открывается золотник, и жидкость из полости 5 через щелевой дроссель, образованный выступом в корпусе 8 клапана и кромкой нижнего пояска золотника 7, поступает в отводящий канал 10. При повышении давления в канале 10 сверх настроечного увеличивается давление на торец золотника 7, и он приподнимается вверх, дросселируя зазор между нижним пояском и кромкой кольцевой канавки в корпусе, вследствие чего давление в канале 10 понижается. При понижении давления в отводящем канале 10 падает давление на торец золотника 7, и он пружиной 4 отжимается вниз: зазор между пояском и крышкой в корпусе увеличивается, а перепад давления в зазоре уменьшается. В итоге, давление в отводящем канале 10 повышается до настроечного. Регулирование редуционного давления осуществляется винтом 11. В процессе работы клапана шарик 2 постоянно открыт, и часть жидкости сливается через отверстие 3.

Редуционные клапаны применяются в схемах с несколькими потребителями, требующими разных значений давления, но питающихся от одного насоса.

14.4 Регуляторы управления расходом

Дроссели.

Дроссель представляет собой местное регулируемое или нерегулируемое сопротивление, устанавливаемое на пути течения жидкости с целью ограничения ее расхода, достигаемого отводом части ее в сливную линию, или созданием перепада давления.

По принципу действия дроссели разделяют на дроссели вязкостного сопротивления, потеря напора в которых определяется преимущественно вязкостным сопротивлением потоку жидкости в длинном дроссельном канале, и – дроссели инерционного сопротивления с малой длиной канала, потеря напора в которых определяется в основном инерционными силами (деформация потока жидкости и вихреобразование).

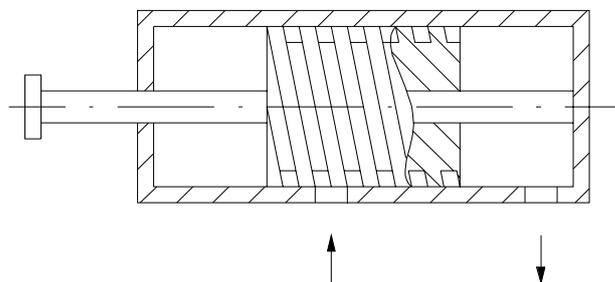


Рисунок 14.9 – Дроссель винтового типа

Дроссели первого типа характеризуются большой длиной и малым сечением канала и соответственно небольшим значением Re , вследствие чего потеря напора в них в основном обусловлена трением при ламинарном течении. Однако поскольку потеря напора в таких дросселях изменяется прямо пропорционально вязкости жидкости, их гидравлическая характеристика зависит от температуры. Пример данного типа дросселя представлен на рис.14.9. В этом дросселе сопротивление регулируется изменением длины канала, которым в этом случае служит винтовая прямоугольная канавка.

Ввинчивая или вывинчивая винт можно изменить длину канала a , следовательно, регулировать сопротивление дросселя. Однако он может применяться лишь при стабильных температурах.

В дросселях второго типа давление изменяется практически пропорционально квадрату скорости потока жидкости, поэтому их называют квадратичными. Характеристика таких дросселей не зависит от вязкости в распространенном ее диапазоне. В условиях широкого колебания температур применяют дроссели в виде тонкой шайбы (диафрагмы) (рис.14.10, а) с круглым отверстием. Этот дроссель обладает минимальной зависимостью сопротивления от вязкости жидкости. В нем потери обусловлены внезапным сжатием потока при входе в отверстие и внезапным расширением при выходе.

При разработке гидравлических систем часто требуется дроссель, обладающий высоким гидравлическим сопротивлением и стабильными расходными характеристиками при колебаниях вязкости. Удовлетворить подобные требования одной шайбой невозможно. Поэтому применяют дроссели из последовательно соединенных шайб (рис.14.10, б). Регулирование такого дросселя осуществляется подбором количества шайб.

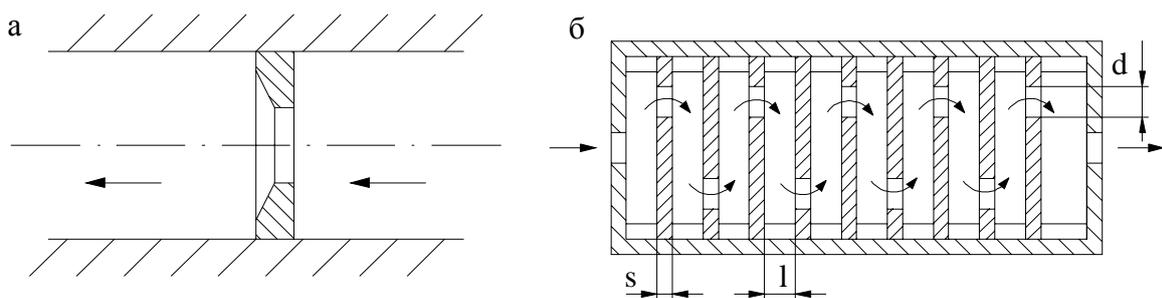


Рисунок 14.10 – Дроссель диафрагменного типа

Существует еще ряд дросселей, регулирование которых происходит изменением площади проходного отверстия. Они отличаются друг от друга формой проходного отверстия и конструкцией регулирующего элемента.

Распространенными являются игольчатые (рис.14.11, а), щелевые (рис.14.11, б) и втулочные (рис.14.11, в) дроссели.

Изменение проходного отверстия игольчатых дросселей достигается за счет осевого перемещения иглы. Преимущество дросселя – простота конструкции, недостатки – невысокая точность регулирования и склонность к облитерации при малых расходах вследствие значительного периметра кольцевой щели.

Площадь проходного отверстия щелевых дросселей изменяется при повороте полой пробки, в которой имеется щель. Так как толщина стенки пробки мала, пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. В щелевом дросселе не возникает облитерации, однако, вследствие малого сечения щели, расходы через дроссель обычно не велики. Из-за одностороннего подвода жидкости при больших перепадах давления на дросселе возникает боковое прижатие пробки к корпусу (втулке).

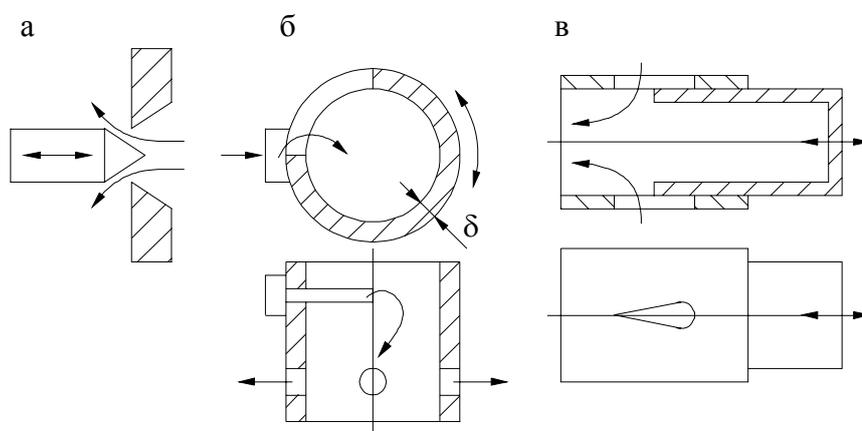


Рисунок 14.11 - Дроссели

Втулочный дроссель состоит из двух втулок: наружной, с фигурными отверстиями для прохода жидкости, и внутренней, перемещающейся в наружной. Регулирование расхода осуществляется изменением площади фигурных отверстий торцом внутренней втулки, не испытывающей боковых

прижатий. Дроссель обеспечивает широкий диапазон регулирования расхода и высокую точность регулирования, мало чувствителен к облитерации.

Делители потока.

Делители предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках. Чаще всего возникает необходимость разделить расход жидкости, поступающий к двум гидродвигателям, на две равные части. Например, от одного насоса осуществляется подвод жидкости к двум гидромоторам, приводящим в движение гусеничный ход машины. В этом случае для прямолинейного поступательного движения машины необходимо, чтобы в каждый гидромотор, независимо от нагрузки, поступал одинаковый расход рабочей жидкости.

Для этой цели часто применяют делитель потока на основе двух, спаренных между собой общим валом, шестеренных насосов (рис.14.12, а).

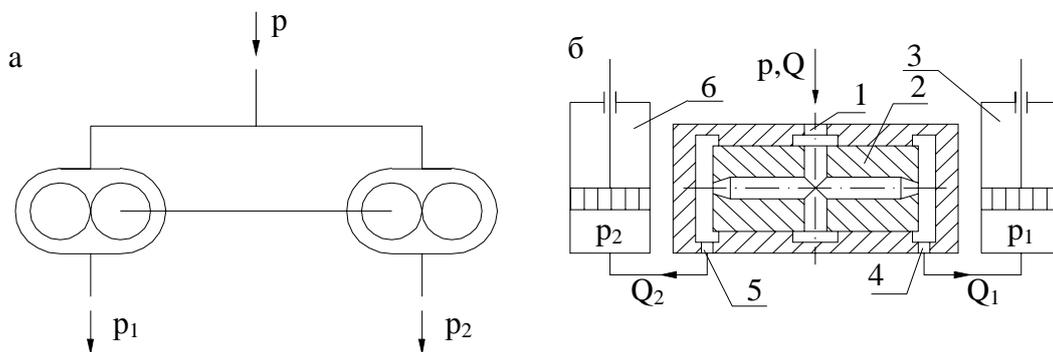


Рисунок 14.12 – Делители потока

Существуют и другие варианты делителей потока. Рассмотрим возможную схему подключения делителя потока к гидроцилиндрам (рис.14.12,б). Жидкость с давлением p и расходом Q , подводимая в канал 1, поступает в полый, свободно перемещающийся в цилиндрической расточке, поршень 2. При равенстве давлений в гидравлических цилиндрах 3 и 6 потери давления на участках сети, подводящих жидкость к гидроцилиндрам, будут одинаковыми, как в параллельно включенных трубопроводах. При равенстве

сопротивлений параллельных участков расходы в них одинаковые. В этих условиях на торцы поршенька 2 действует одинаковое давление, и он, находясь в равновесном состоянии, располагается симметрично оси канала 1.

При увеличении усилия на штоке одного из цилиндров, например 3, давление в этом гидроцилиндре увеличится на величину Δp , что приведет к неравенству давления на торцах поршенька 2. Вследствие этого поршень переместится в направлении гидроцилиндра 6, дросселируя канал 5 и увеличивая в нем потери давления до Δp . В этих условиях вновь наступит равновесное состояние поршенька 2. При выравнивании усилий на штоках гидроцилиндров поршеньек возвратится в исходное положение.

Недостаток рассмотренного делителя – необходимость изготовления его элементов с очень высокой точностью.

14. 5 Вспомогательные устройства и гидролинии

К вспомогательным устройствам гидропривода условно относят кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и измерительную аппаратуру.

Кондиционеры.

Кондиционеры предназначены для получения необходимых качественных показателей рабочей жидкости. К ним относятся гидроочистители и теплообменные аппараты.

Гидроочистители служат для очистки рабочей жидкости от твердых частиц.

Твердые частицы ухудшают смазку трущихся поверхностей, приводя к интенсивному их износу и заклиниванию, засоряют проходные отверстия гидроаппаратов, способствуют окислению и разрушению масел, поэтому от чистоты рабочей жидкости зависит срок службы и надежность работы гидропривода. За счет качественной очистки рабочей жидкости долговечность гидравлических систем и оборудования можно увеличить в 2-3 раза.

Загрязнение рабочих жидкостей гидросистем может происходить во время поставки жидкостей, хранения и заправки их в гидросистему, в процессе изготовления, сборки и испытания элементов гидросистемы, эксплуатации, а также за счет распада самой жидкости. Наибольшее количество загрязнений попадает в рабочие жидкости в процессе эксплуатации гидросистем.

За счет износа элементов гидросистемы рабочие жидкости загрязняются непрерывно самыми различными видами загрязнителей. При нагревании жидкостей во время эксплуатации увеличивается количество осадков, вызываемых окислением.

Загрязненность воздуха интенсивно влияет на чистоту рабочей жидкости, особенно в негерметичных гидросистемах. Воздух может содержать влагу, абразивную пыль, пары кислот.

Пыль оседает на масляных пленках, покрывающих штоки гидроцилиндров. Когда шток втягивается, пыль смешивается с жидкостью и попадает в гидроцилиндр. Значительное количество пыли с воздухом попадает в гидросистему в течение рабочих циклов, во время нагрева и охлаждения, вследствие изменения уровня жидкости.

Твердые частицы разрывают масляную пленку, ухудшая режим смазки, закупоривают щели дросселей и других каналов малого сечения. Загрязнения приводят к заклиниванию движущихся деталей гидрооборудования, вызывая скачкообразные движения привода. Сильные загрязнения ухудшают работу золотниковых распределителей. Чем выше концентрация загрязнений в жидкости, тем больше силы трения плунжерных пар гидрооборудования.

Так как загрязнение жидкости во время работы происходит непрерывно, для очистки необходимы постоянно действующие очистители.

Различают три принципиальные схемы очистки рабочих жидкостей:

- последовательная (рис.14.13, а, б, в);
- параллельная (рис.14.13, г, д);
- фильтрация вне системы (рис.14.13, е).

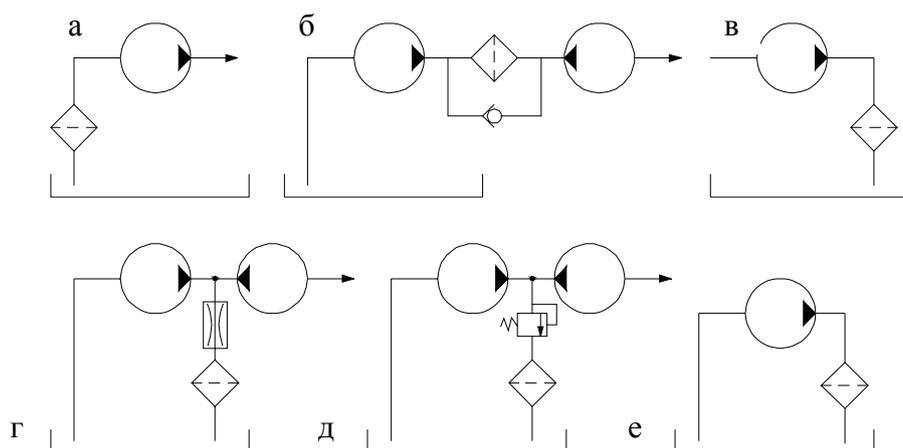


Рисунок 14.13 – Схемы очистки рабочей жидкости

В первом случае возможны три варианта:

а) фильтр стоит на всасе насоса. При этом весь гидропривод работает на очищенной жидкости, а фильтр находится под малым давлением. Так как фильтр значительно увеличивает сопротивление всасывающей линии, может возникнуть кавитация, поэтому применяют только фильтры грубой очистки;

б) фильтр стоит в напорной линии. При этом насос работает на неочищенной жидкости. Сам фильтр должен быть рассчитан на высокое давление, но дополнительно для защиты его от высокого давления, перед ним устанавливают предохранительный клапан, который срабатывает при засорении фильтра;

в) фильтр стоит на сливе. При этом сам фильтр работает под малым давлением, а перепад давления на нем допускается значительный. Однако в данном случае непосредственная очистка жидкости в гидроприводе отсутствует.

При параллельной схеме фильтруется только часть жидкости. При этом фильтр располагают либо после дросселя, либо на сливе предохранительного клапана.

Фильтрация жидкости вне системы предусматривает наличие самостоятельного очистителя, состоящего из дополнительного насоса и фильтра.

Принципиально отделение механических примесей от рабочих жидкостей производится двумя способами: очисткой в силовом поле и фильтрованием. В первом случае отделение производится под действием гравитационных, центробежных, магнитных и электростатических сил, а также сил, действующих на частицы при ультразвуковых колебаниях.

Во втором случае происходит механическая очистка жидкости, при которой частицы загрязнителя задерживаются на поверхности фильтровального материала (поверхностные фильтры) или в порах последнего (глубинные фильтры).

Отстаивание твердых и жидких загрязнений один из самых простых способов очистки, происходящей под действием веса частиц. В качестве гравитационного очистителя в машинах обычно используют масляный бак. Внутри бака устанавливают разделительную перегородку, которая разделяет слив масла от всасывающего патрубка насоса.

Отстой в емкостях происходит медленно. Резервуары, в которых имеются локальные участки нагрева жидкости (дресселя, места утечек и т.п.), создают худшие условия для отстаивания загрязнений.

Среди загрязняющих частиц до 65% составляют ферромагнитные, представляющие собой продукты износа гидроагрегатов, отделившиеся заусеницы, остатки стружек и т.п. Хотя продукты износа, как правило, малы по размеру, они являются катализаторами окисления минеральных масел и тем самым снижают долговечность узлов и срок службы самой жидкости. Улавливание этих частиц наиболее эффективно с помощью магнитных фильтров.

Нижний предел крупности улавливаемых таким способом частиц 0.4мкм, что недостижимо для других видов фильтров с большой пропускной

способностью. Анализ загрязнений, задержанных магнитами, показал, что среди них много немагнитных частиц.

Хотя магнитная фильтрация не может защитить конкретный узел от загрязнений, так как при однократном проходе жидкости вдоль него задерживаются не все даже ферромагнитные частицы, эти фильтры являются необходимым дополнением к механическим фильтрам. С добавлением магнитного поля эффективность работы сетчатого фильтра вследствие коагулирующего действия на тонкодисперсные частицы резко возрастает, особенно в области меньших, чем размеры ячеек.

Магнитная вставка для фильтра тонкой очистки (рис.14.14) представляет собой намагниченный стержень 3, установленный внутри трубы на текстолитовых распорках 2. Концы магнита покрыты для изоляции от стального корпуса фильтра текстолитовыми колпачками 1.

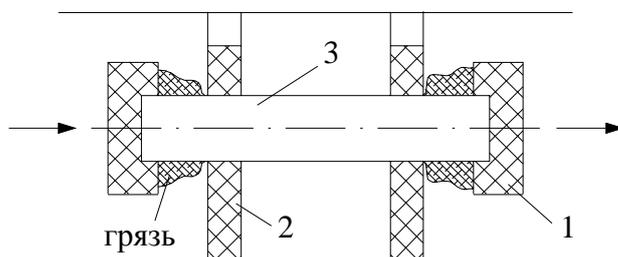


Рисунок 14.14 – Магнитная вставка для фильтра тонкой очистки

Недостатки такого варианта:

1. Скорость обтекания магнита должна быть незначительной.
2. Частицы у стенки трубы проходят мимо.
3. По мере роста грязи сила притяжения уменьшается.

Следует подчеркнуть, что дополнительный перепад давлений на фильтре увеличивается при наличии магнитных элементов незначительно и практически не растет по мере осаждения частиц на этом элементе.

Следующая схема, изображенная на рис.14.15, представляет магнитный очиститель с поперечными дисками.

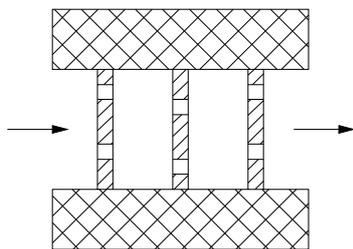


Рисунок 14.15 – Магнитный очиститель с дисками

Процесс разделения жидких неоднородных систем в роторах под действием центробежных сил называется центрифугированием. Очистка в центробежном поле рабочих жидкостей нашла широкое применение в технике. При этом возможно два решения: создать вращательное движение жидкости в неподвижном корпусе (гидроциклоны) или вращать жидкость вместе с корпусом (центрифуги).

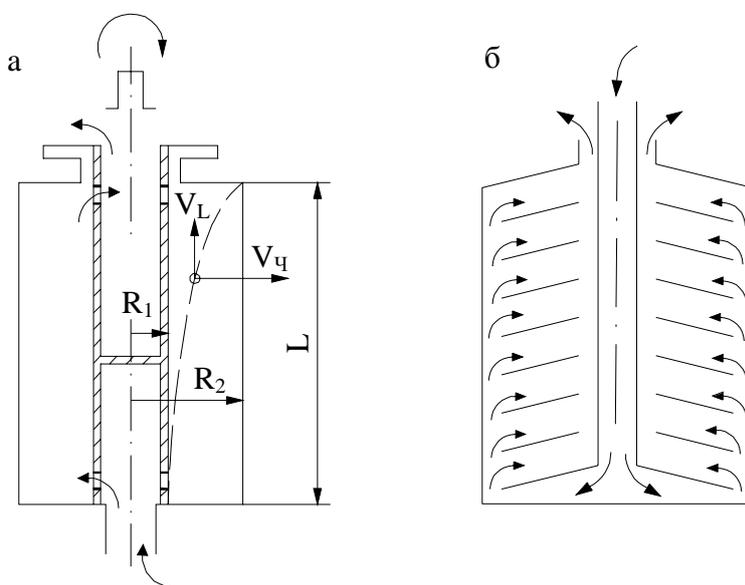


Рисунок 14.16 – Схемы трубчатой (а) и тарельчатой (б) центрифуг

По направлению движения жидкости во вращающемся роторе центрифуги можно разделить на три группы:

- трубчатые (очищенный поток движется параллельно оси вращения)

(рис.14.16, а);

- тарельчатые (в плоскости, перпендикулярной оси вращения)

(рис.14.16, б);

- шнековые (под острым углом к оси вращения ротора).

Достоинства центрифуг:

- высокая тонкость очистки;
- высокая грязеемкость;
- возможность отделения воды и воздуха;
- постоянный перепад давления.

Недостатки:

- сложность конструкции и привода;
- большое число оборотов (5000-30000об/мин);
- применяются только в качестве вынесенных очистителей.

Гидроциклоны. Для создания центробежной силы поток жидкости вводят в верхнюю часть гидроциклона (рис.14.17) через касательный канал, поток закручивается при движении по спирали вниз вдоль стенок, частицы отбрасываются к поверхности стенки, а очищенный поток, благодаря наличию конусной части корпуса, в нижней его части сжимается, поднимается вверх вдоль оси и выходит через имеющееся в верхней части отверстие.

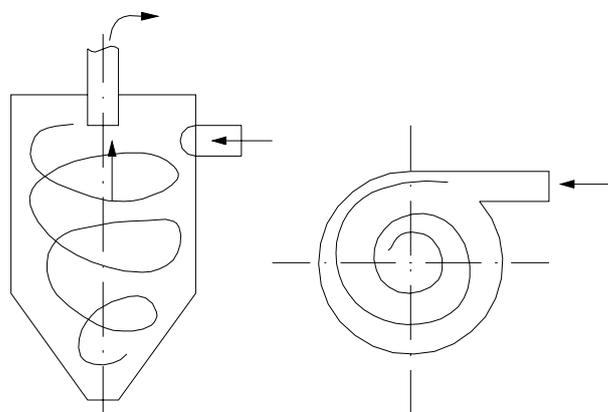


Рисунок 14.17 – Схема гидроциклона

Достоинства:

- простота конструкции;
- отсутствие движущихся деталей.

Недостатки:

- невозможность работы при значительном подпоре в линии чистой жидкости;
- скорость жидкости должна быть значительной.

Минеральные масла, применяемые в качестве рабочих жидкостей гидросистем, являются диэлектрическими жидкостями. Поэтому их можно очищать от загрязняющих частиц в электростатическом поле, используя силы электростатического притяжения.

Очистка рабочих жидкостей в электрическом поле – один из наиболее новых и прогрессивных способов. Работами ряда исследователей доказана высокая эффективность очистки топлив и маловязких жидкостей от твердых частиц и воды.

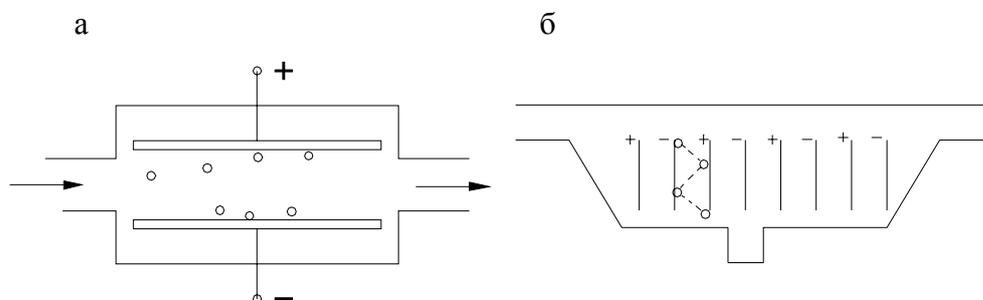


Рисунок 14.18 – Схемы электростатической очистки:

а – с продольным расположением пластин; б – с поперечным расположением пластин

Загрязняющие частицы, перемещаясь вместе с жидкостью, все время трутся о жидкость и, под действием этого трения получают отрицательный или положительный заряд. Если жидкость пропустить между двумя электродами, то отрицательно заряженные частицы будут притянуты к электроду с положительным зарядом, а положительно заряженные – к электроду с

отрицательным зарядом, Произойдет электростатическая очистка жидкости. Трудности при создании электростатических очистителей вызваны необходимостью удерживать на поверхности электродов загрязняющие частицы, потерявшие заряд в результате соприкосновения с электродом. При этом возможны два варианта: продольное (рис.14.18, а) и поперечное (рис.14.18, б) расположение пластин. В первом случае возникает необходимость покрытия электродов пористым материалом, который уменьшает отрыв частиц от них, но снижает эффективность очистки и затрудняет регенерацию электродов.

Очистка жидкости в силовых полях пригодна либо для работы вне гидравлической системы (гравитационная, центробежная, электростатическая очистка), либо как вспомогательная к механической (в магнитном поле).

Как правило, во всех гидросистемах применяется механическая очистка рабочей жидкости, т.е. отделение взвешенных в жидкости твердых частиц, с помощью перегородок.

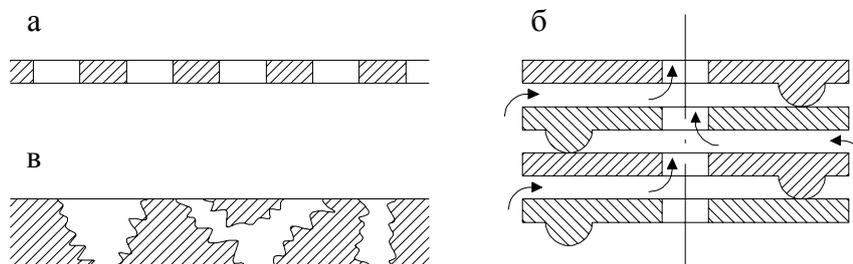


Рисунок 14.19 – Типы механических фильтров

Фильтр, в котором фильтрование происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки называется сетчатым (рис.14.19, а). В зависимости от материала фильтрующего элемента различают металлические и неметаллические сетчатые фильтры.

Фильтры, в которых очистка происходит при прохождении жидкости через щели в фильтрующем элементе, принято называть щелевыми

(рис.14.19,б). В зависимости от конструкции фильтрующего элемента различают пластинчатые, проволочные и ленточные фильтры.

Фильтр, в котором очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через поры фильтрующего элемента, называются пористыми (рис.14.19, в).

Выбор фильтрующего материала определяет тонкость очистки, скорость фильтрования, гидравлическое сопротивление. Ресурс работы фильтрующего материала определяется объемом рабочей жидкости определенной вязкости и загрязненности, который может быть пропущен через материал до достижения максимально допустимого перепада давления. При большой загрязненности ресурс работы фильтра уменьшается в сотни и даже в тысячи раз. Основным недостатком всех этих фильтров является увеличение перепада давления на фильтроэлементе по мере его загрязнения в процессе работы, что при несвоевременной замене фильтроэлемента может привести к его разрыву и смыву осажденного загрязнения в гидросистему.

Уменьшение перепада давления на фильтроэлементе, повышение тонкости очистки рабочей жидкости, предохранение его от засорения и, следовательно, обеспечение саморегенерации могут быть обеспечены, если создать условия, при которых через ячейки поверхностного фильтроэлемента будут проходить частицы, размер которых существенно меньше размеров ячеек «в свету». Эти условия созданы на гидродинамических фильтрах.

Гидродинамические фильтры можно разделить на две группы: фильтры с разделением частиц за счет потока жидкости, детали которых не перемещаются в процессе работы (рис.14.20, а) и фильтры с разделением частиц за счет движения поверхности фильтроэлемента относительно неподвижной в продольном направлении жидкости (рис.14.20, б). При этом фильтроэлемент может совершать вращательное, возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движение.

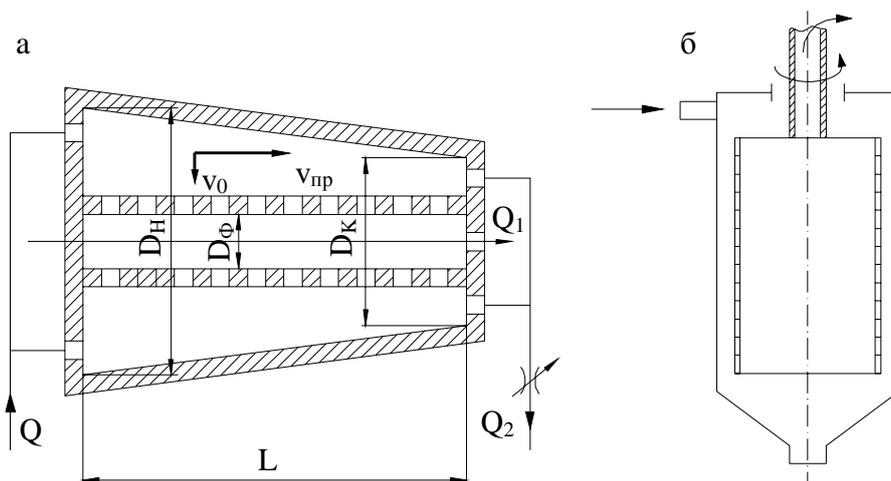


Рисунок 14.20 – Схемы гидродинамических фильтров

При простоте конструкции и обслуживания фильтры первой группы неполнопоточные, т.е. часть жидкости, обогащенной крупными частицами механических примесей, сбрасывается в ванну.

Область применения фильтров первой группы могут быть системы с замкнутой циркуляцией жидкости, в которых имеется подпиточный насос постоянной производительности, сбрасывающий часть жидкости на слив или системы прокачки недефицитных жидкостей, например воды.

Метод фильтрования со сбросом части жидкости в ванну недопустим для полнопоточных систем очистки. Для таких систем необходимы фильтры с подвижными фильтроэлементами. Конструктивно движение поверхности фильтроэлемента относительно неподвижной жидкости реализуется различными способами.

Наиболее простой способ заключается в применении фильтроэлемента в виде цилиндра, приводимого во вращательное движение от постороннего источника энергии.

Для быстротвердеющих и взрывоопасных жидкостей разработан фильтр с пневмоприводом. При этом фильтроэлемент совершает возвратно-поступательное движение. Такое же движение совершает фильтроэлемент при его соединении с сердечником соленоида.

Колебательное движение фильтроэлемента может быть осуществлено рычажным или эксцентриковым механизмом.

Теплообменные аппараты – нагреватели и охладители применяются для поддержания нормальной температуры рабочей жидкости и устанавливаются, как правило в гидробаках. Охладитель выполняют в виде змеевика, по которому протекает рабочая жидкость. Змеевик охлаждается потоком воздуха, либо более холодной жидкостью. Нагреватель передает тепло рабочей жидкости от змеевика, по которому протекает теплоноситель.

Гидроемкости.

К гидроемкостям относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

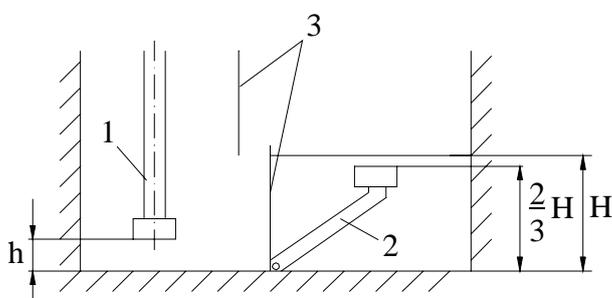


Рисунок 14.21 – Схема гидробака

Гидробак предназначен для питания гидропривода рабочей жидкостью. Его размеры должны быть такими, чтобы жидкость, циркулирующая в гидроприводе, успевала отстояться и отдать избыток тепла в окружающую среду. Для этого объем бака принимают равным двух- трехминутной подаче насоса. Бак выполняют сварным со съемной верхней крышкой, в которой имеется отверстие с пробкой и сетчатым съемным фильтром для заливки жидкости. В баке (рис.14.21) установлена перегородка 3, отделяющая линию слива от всасывающей линии и предназначена для успокоения жидкости и улучшения условий ее отстоя от частиц. Приемный фильтр, установленный на конце всасывающего патрубка 2, необходимо располагать на высоте не менее

2/3 от высоты залитой жидкости. Минимально допустимое расстояние между дном резервуара и нижним срезом подающей трубы 1: $h = d_{mp} / 4$.

В баках устанавливают фильтры и теплообменные аппараты, а также устройство для контроля уровня жидкости, которое выполнено в виде смотрового стекла или поплавка. Для смены рабочей жидкости и слива отстоя бак снабжается спускным отверстием с пробкой.

Если уровень жидкости в баке в процессе работы гидропривода колеблется в значительных пределах, то на верхней крышке устанавливают обратные клапаны для пропуски воздуха. Часто вместо обратных клапанов устанавливают пробку с отверстием для прохода воздуха (сапун) (рис.14.22, б), представляющий собой пустотелый болт большого диаметра, полость которого набита проволокой (путанкой), смоченной маслом.

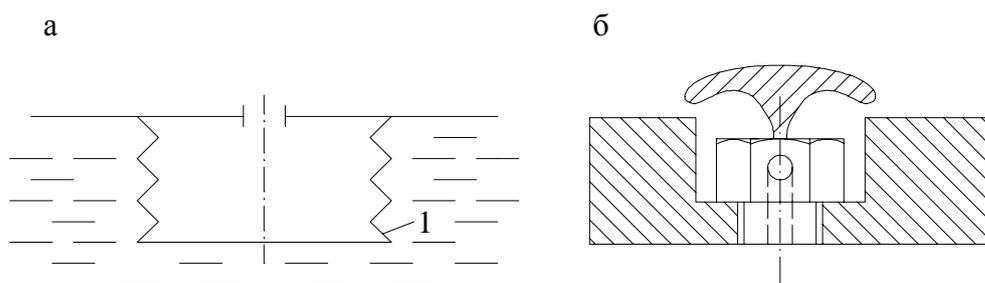


Рисунок 14.22 – Устройства для компенсации давления в емкостях

Устройство для компенсации давления в герметичных системах (рис.14.22, а) применяется для емкостей с небольшими масляными ваннами. Он представляет собой эластичную емкость 1 в виде силикона.

Гидроаккумулятор предназначен для аккумулирования энергии рабочей жидкости в случаях эпизодической работы насоса, неравномерной подачи насоса, неравномерного расхода в гидроприводе.

В зависимости от того, как происходит накопление потенциальной энергии и ее возврат, различают грузовые, пружинные и пневматические гидроаккумуляторы.

Грузовой аккумулятор (рис.14.23, а) состоит из цилиндра 1, поршня 2 и грузов 3.

Пружинный аккумулятор (рис.14.23, б) отличается от грузового наличием пружин 3.

Пневматические аккумуляторы бывают с резиновым разделителем сред (рис.14.23, в) и с разделителем в виде поршня (рис.14.23, г).

В первом случае гидроаккумулятор состоит из корпуса 2, частично заполненного сжатым газом, частично – рабочей жидкостью. Диафрагма 3 изолирует жидкость от газа, который может растворяться в ней. Штуцер 5 предназначен для подключения аккумулятора к гидрوليнии, штуцер 1 – для подзарядки аккумулятора газом. Металлическая шайба 4 предохраняет резиновую диафрагму 3 от продавливания газом при полной разрядке аккумулятора.

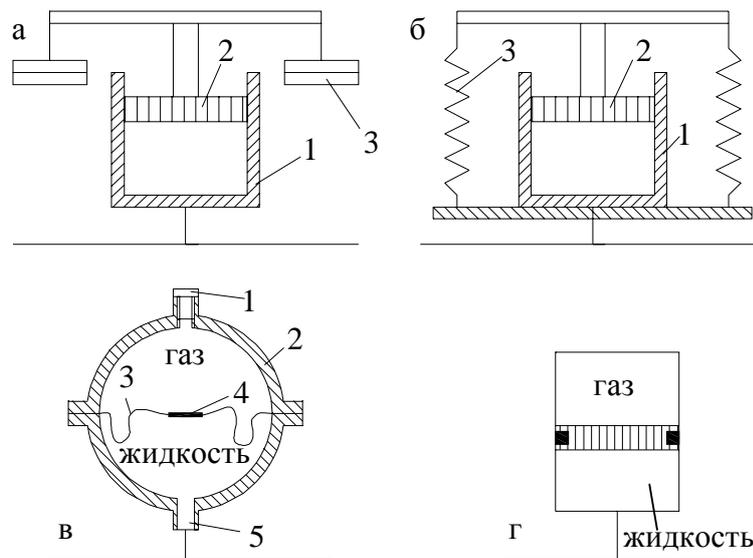


Рисунок 14.23 – Схемы аккумуляторов

Недостаток поршневых аккумуляторов – наличие сил трения поршня в цилиндре. Это приводит к замедлению его быстрого действия. Кроме того возможны скачкообразные движения поршня, что приведет к колебаниям давления в газовой среде и в гидравлической магистрали.

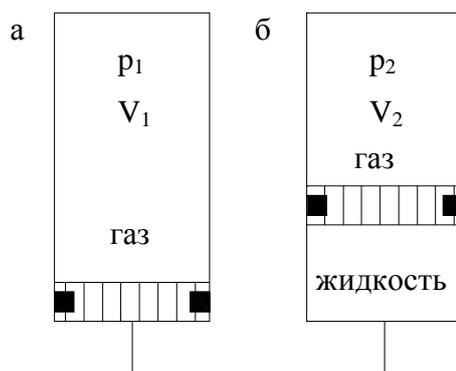


Рисунок 14.24 – Расчетные схемы гидрогазовых аккумуляторов

Расчет пневматического аккумулятора сводится к определению полной его емкости и полезного объема жидкости (объем жидкости, вытесняемый газом из аккумулятора в процессе его разрядки).

Для политропного процесса сжатия газа $p \cdot V^n = const.$ ($n=1-1.4$)

Тогда:

$$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_H}{p_K} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (14.1)$$

Разность

$$\Delta V = V_1 - V_2 = V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_K} \right)^{\frac{1}{n}} \right], \quad (14.2)$$

а отношение

$$\frac{\Delta V}{V_2} = \left(\frac{p_{\max}}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1, \quad (14.3)$$

где $\Delta V = V_{\text{ПОЛ}}$ - полезный объем жидкости;

$V_1, p_H = p_1 = p_{\min}$ - начальный объем и начальное давление;

$V_2, p_K = p_2 = p_{\max}$ - конечный объем и конечное давление.

Опыт показал, что полезный объем аккумулятора меньше конструктивного в 10-12 раз.

Гидролинии.

Гидролинии предназначены для прохождения рабочей жидкости в процессе работы гидропривода. В общем случае гидролиния состоит из всасывающей, напорной и сливной линий. Кроме того, в гидроприводе часто имеются гидролинии управления и дренажная.

Всасывающая линия служит для подведения рабочей жидкости к насосу из бака.

Часть линии по которой рабочая жидкость движется от насоса, гидроаккумулятора или гидромагистрالی к гидродвигателю называется напорной.

Сливная линия предназначена для слива рабочей жидкости в бак. В системах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости этот участок линии отсутствует.

Гидролиния, по которой отводятся утечки рабочей жидкости, называется дренажной.

Гидролиния управления предназначена для подвода жидкости к гидроаппаратам гидропривода.

15 Управление приводом и его регулирование

По способу управления гидропривод может быть с ручным или автоматическим управлением.

Регулирование скорости выходного звена гидродвигателя в гидроприводе горных машин осуществляется, как правило, при неизменной скорости входного звена насоса. В общем случае расход гидродвигателя:

$$Q_D = Q_H - \Delta Q, \quad (15.1)$$

где Q_H - подача насоса; ΔQ - утечки в гидролинии.

Из уравнения видно, что расход гидродвигателя, а следовательно, и скорость его выходного звена, можно регулировать либо изменением ΔQ , либо Q_H . При этом скорость выходного звена гидроцилиндра:

$$u_D = Q_D \cdot \eta_{D.O} / F_D, \quad (15.2)$$

гидромотора:

$$n_D = Q_D \cdot \eta_{D.O} / q_D. \quad (15.3)$$

Из уравнения видно, что скорость выходного звена гидромотора можно регулировать также изменением его рабочего объема.

Так как регулирование насоса осуществляется за счет изменения его рабочего объема, все способы регулирования можно разделить на два вида: дроссельное – за счет частичного сброса жидкости из системы при постоянной подаче насоса; объемное – изменение рабочего объема насоса или гидромотора.

Дроссельное регулирование энергетически менее экономичное, чем объемное, так как при нем ухудшается общий КПД гидропривода за счет уменьшения объемного КПД. Однако, объемное регулирование требует более сложного, а следовательно и более дорогостоящего оборудования – регулируемого насоса или гидромотора. Кроме этого существует предельный диапазон регулирования - $n_{D.min} / n_{D.max}$. При изменении q_H диапазон регулирования скорости вращения составляет **1:500**, при изменении q_D - **1:3**, при одновременном регулировании насоса и гидромотора – **1:1500**. Обычно, в практике диапазон регулирования не превышает **1:1000**.

Как правило, в горном машиностроении гидроприводы с гидроцилиндрами имеют дроссельное регулирование, а в схемах с гидромоторами применяют объемное регулирование, используя регулируемые насосы.

15.1 Дроссельное регулирование

При дроссельном регулировании применяют насосы постоянной подачи, а регулирование скорости выходного звена гидродвигателя осуществляется изменением утечек в гидролинии с помощью дросселя. Дроссель может быть установлен последовательно с гидродвигателем или параллельно ему.

Последовательное включение дросселя.

При последовательном включении дроссель может быть установлен в напорной или сливной гидролинии (рис.15.1, а). Давление p_H , создаваемое насосом, определяется настройкой переливного клапана и в процессе работы остается постоянным.

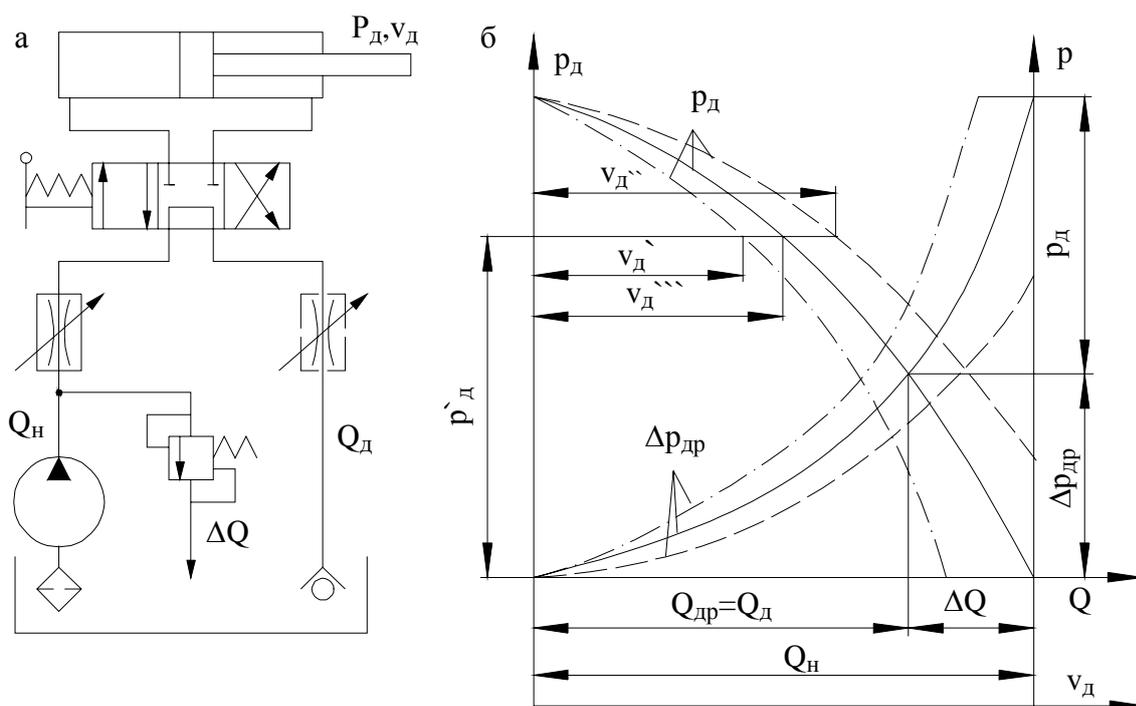


Рисунок 15.1 – Принципиальная схема последовательного включения дросселя и гидродвигателя (а) и их характеристики (б)

Без учета потерь давления и утечек в гидролинии давление гидродвигателя:

$$p_d = p_H - \Delta p_{др}, \quad (15.4)$$

а расход

$$Q_D = Q_H - \Delta Q, \quad (15.5)$$

где $\Delta p_{ДР}$ - перепад давления на дросселе; ΔQ - регулируемые утечки через переливной клапан.

$$\Delta p_{ДР} = \rho \cdot g \cdot a_{ДР} \cdot Q_{ДР}^m, \quad (15.6)$$

где $a_{ДР}, Q_{ДР}$ - соответственно сопротивление и расход дросселя.

Решая совместно уравнения (15.4) и (15.6) относительно $Q_{ДР}$ и учитывая, что при последовательном соединении двигателя и дросселя $Q_{ДР} = Q_D$, получим:

$$Q_D = \sqrt[m]{\frac{p_H - p_D}{\rho \cdot g \cdot a_{ДР}}}. \quad (15.7)$$

Из уравнения (15.7) видно, что при $p_H = const$ и $a_{ДР} = const$ с изменением нагрузки на гидродвигатель (p_D) автоматически изменяется и Q_D , а следовательно, и скорость выходного звена.

Усилие на выходном звене гидроцилиндра:

$$P_D = p_D \cdot F_D \cdot \eta_G \cdot \eta_M, \quad (15.8)$$

а скорость выходного звена:

$$u_D = Q_D \cdot \eta_o / F_D. \quad (15.9)$$

Подставляя в формулу (15.8) значения p_D из уравнения (15.4), $\Delta p_{ДР}$ - из (15.6), Q_D - из (15.9) и учитывая, что $Q_{ДР} = Q_D$, получим:

$$P_D = \left[p_H - \rho \cdot g \cdot a_{ДР} \cdot (F_D \cdot u_D / \eta_{Д.О})^m \right] \cdot F_D \cdot \eta_{Д.Г} \cdot \eta_{Д.М}. \quad (15.10)$$

Как видно из уравнения (15.10) $P_D = f(u_D)$ является ветвью параболы m -й степени с вершиной при $u_D = 0$ и $P_D = \max$. При изменении $a_{ДР}$

изменяется кривизна параболы, что позволяет при $P_{Д} = const$ получить различные значения скорости $v_{Д}$, и наоборот.

Параллельное включение дросселя.

При параллельном включении дросселя и гидродвигателя расход последнего до срабатывания предохранительного клапана:

$$Q_{Д} = Q_{Н} - Q_{ДР}. \quad (15.11)$$

Пренебрегая потерями давления в гидролинии можно записать:

$$P_{Д} = P_{Н} = \Delta P_{ДР}. \quad (15.12)$$

Таким образом, с изменением нагрузки изменяется давление, развиваемое насосом, а значит, и его мощность:

$$N_{Н.В} = P_{Н} \cdot Q_{Н} / \eta_{Н}.$$

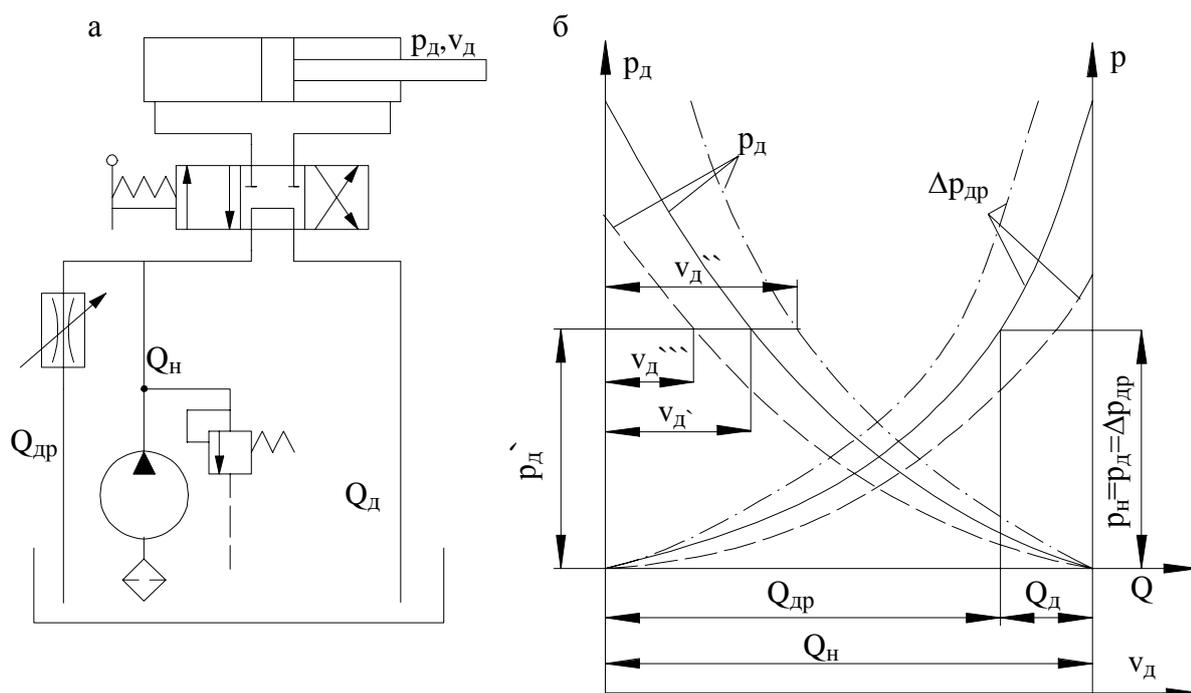


Рисунок 15.2 – Принципиальная схема параллельного включения дросселя и гидродвигателя (а) и их характеристики (б)

Поэтому такая схема более экономична, чем схема с последовательным включением дросселя. Подставляя значение $Q_{ДР}$ из уравнения (15.6) в уравнение (15.11) и решая его с учетом равенства (15.12), получим:

$$Q_D = Q_H - \sqrt[m]{\frac{P_D}{\rho \cdot g \cdot a_{ДР}}}. \quad (15.13)$$

Как видно из уравнения, эта схема регулирования при $a_{ДР} = const$ также не обеспечивает постоянной скорости выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке (изменяется давление p_D).

Согласно равенству (15.12), подставляя в уравнение (15.8) вместо p_D значение $\Delta p_{ДР}$ из уравнения (15.4), в котором заменим $Q_{ДР}$ его значением из (15.11), а Q_D - значением из (15.9), получим:

$$P_D = \rho \cdot g \cdot a_{ДР} \cdot (Q_H - F_D \cdot u_D / \eta_{Д.О})^m \cdot F_D \cdot \eta_{Д.Г} \cdot \eta_{Д.М}. \quad (15.14)$$

Из уравнения видно, что силовая характеристика двигателя $P_D = f(u_D)$, так же как при последовательном включении дросселя и гидродвигателя, является ветвью параболы m -й степени, но с вершиной при $u_{Д.макс} = Q_D \cdot \eta_{Д.О} / F_D$ ($Q_{ДР} = 0$) и $P_D = 0$.

Изменяя сопротивление дросселя можно получить семейство кривых $P_D = f(u_D)$.

15.2 Объемное регулирование

Объемное регулирование осуществляется изменением рабочего объема или насоса, или гидродвигателя, или того и другого одновременно.

Рассмотрим принципиальную схему гидропривода с объемным регулированием (рис.15.3).

При отсутствии утечек теоретическая подача насоса $Q_{Н.Т}$ равна полезному расходу гидромотора $Q_{Д.П}$. Учитывая, что $Q_{Н.Т} = q_H \cdot n_H$, а $Q_{Д.П} = q_D \cdot n_D$, получим:

$$n_D = n_H \cdot q_H / q_D. \quad (15.15)$$

Характеристики гидропривода при регулировании удобно выразить в зависимости от параметра регулирования U . Тогда при $q = U \cdot q_{\max}$:

$$n_D = n_H \cdot U_H \cdot q_{H.\max} / (U_D \cdot q_{D.\max}). \quad (15.16)$$

Как видно из уравнения (15.16), при изменении U_H насоса частота вращения ротора гидромотора изменяется по линейному закону от нуля при $U_H = 0$ до максимума при $U_H = 1$. При изменении рабочего объема гидромотора частота вращения его ротора изменяется от минимальной при $U_D = 1$ до бесконечности при $U_D = 0$ по гиперболическому закону.

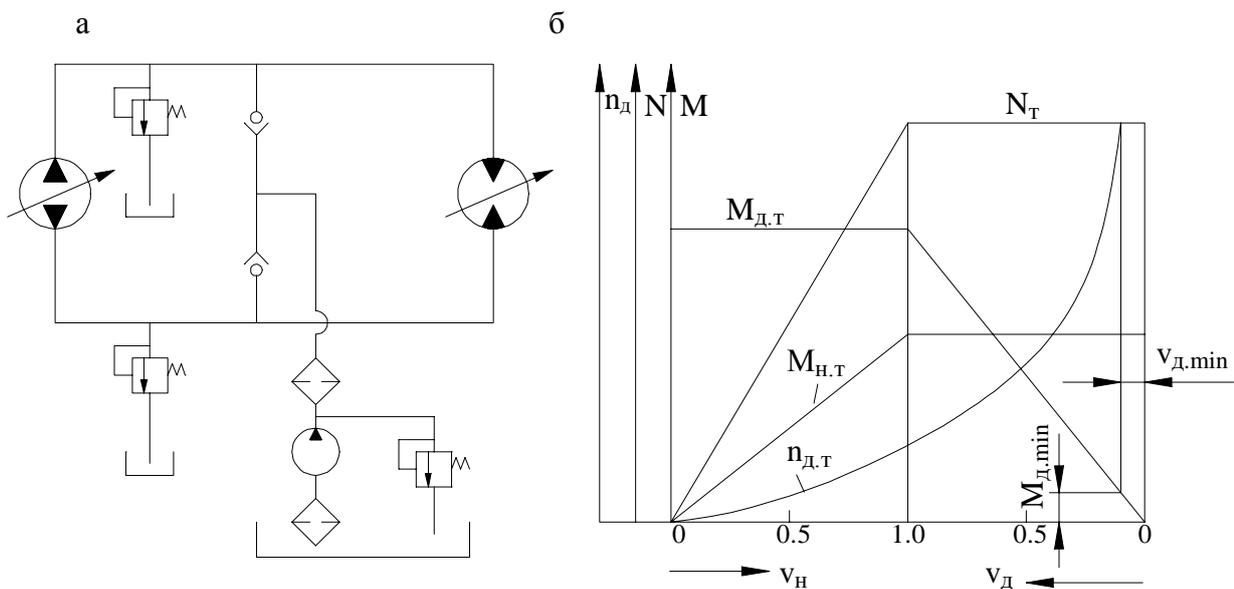


Рисунок 15.3 – Принципиальная схема (а) и теоретические характеристики (б) гидропривода с объемным регулированием

Теоретический момент на валу гидромотора:

$$M_{Д.Т} = p_D \cdot q_D / (2 \cdot \pi) = p_D \cdot U_D \cdot q_{D.\max} / (2 \cdot \pi). \quad (15.17)$$

При постоянном давлении p_D и при изменении рабочего объема насоса, $M_{Д.Т}$ остается постоянной величиной независимо от скорости вращения гидромотора. При изменении рабочего объема гидромотора момент на его валу будет изменяться пропорционально U_D по линейному закону.

Теоретический момент на валу насоса:

$$M_{Н.Т} = p_H \cdot q_H / (2 \cdot \pi) = p_H \cdot U_H \cdot q_{H.\max} / (2 \cdot \pi). \quad (15.18)$$

При тех же условиях он изменяется по линейному закону при изменении U_H насоса и остается постоянным при регулировании гидромотора.

Теоретическая мощность насоса:

$$N_{Н.Т} = p_{Н.Т} \cdot n_H \cdot q_H = p_{Н.Т} \cdot n_H \cdot U_H \cdot q_{H.\max}. \quad (15.19)$$

При отсутствии потерь в гидропередаче она равна теоретической мощности гидромотора:

$$N_{Д.Т} = p_{Д.Т} \cdot n_D \cdot q_D = p_{Д.Т} \cdot n_D \cdot U_D \cdot q_{D.\max}. \quad (15.20)$$

Следовательно, при изменении U_H мощность на валах машин изменяется прямо пропорционально изменению рабочего объема насоса. При изменении U_D мощность не изменяется, так как $N_{Д.Т} = N_{Н.Т} = const$. При этом U_D и n_D изменяется так, что

$$n_D \cdot U_D \cdot q_{D.\max} = n_H \cdot U_H \cdot q_{H.\max} = const.$$

Следовательно, при регулировании n_D с помощью насоса и самого гидромотора теоретически можно изменять частоту вращения вала от нуля до бесконечности. На практике максимальная частота вращения вала гидромотора имеет предел, так как с уменьшением U_D уменьшается и крутящий момент M_D . Максимальная скорость вращения обычно ограничена значением $U_{D.\min} = 0.3$, соответствующим минимальному значению момента $M_{D.\min}$.

В горных машинах регулирование, как правило, осуществляется только за счет изменения рабочего объема насоса.

16 Гидродинамические передачи

16.1 Общие сведения

Гидродинамические передачи в отличие от объемной предназначена только для передачи крутящего момента. Ее основные рабочие элементы – колеса лопастных машин.

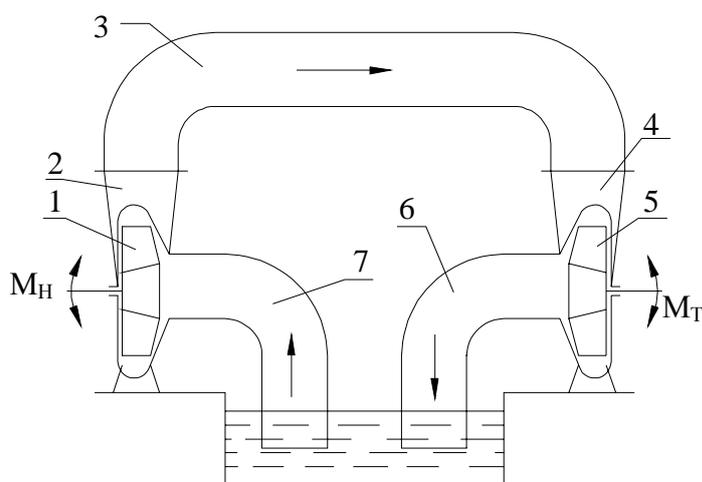


Рисунок 16.1 – Гидродинамическая передача

Мощность от приводного двигателя подводится к насосу колесу 1 (рис.16.1), при вращении которого механическая энергия преобразуется в гидравлическую вследствие силового взаимодействия его лопаток с жидкостью. В колесе происходит приращение как статического, так и скоростного напоров, причем последний составляет 20-30% от полного. Это вызывает необходимость в частичном преобразовании скоростного напора в статический с целью уменьшения потерь напора в самом насосе и в нагнетательном трубопроводе 3. Напор преобразуется в отводе 2, куда жидкость поступает после колеса 1. Отвод выполнен в виде диффузора. Из трубопровода 3 жидкость поступает в подвод турбины 4, где происходит частичное преобразование статического напора в скоростной. В колесе турбины 5 напор жидкости вследствие ее

силового взаимодействия с лопатками колеса преобразуется в механическую энергию, которая через вал передается рабочей машине. Из турбины рабочая жидкость возвращается по отсасывающей трубе 6 в резервуар, откуда забирается насосом по всасывающему трубопроводу 7, и весь процесс повторяется.

В современной гидродинамической передаче отсутствуют трубопроводы и все устройства для преобразования скоростного напора в статический и обратно, за исключением рабочих колес, помещенных в один корпус. Такая схема впервые была предложена проф. Феттингером в 1902г для передачи больших мощностей от приводных быстроходных судовых двигателей к гребным винтам, требующим сравнительно малых скоростей вращения и больших моментов, а сама конструкция получила позже название гидротрансформатора.

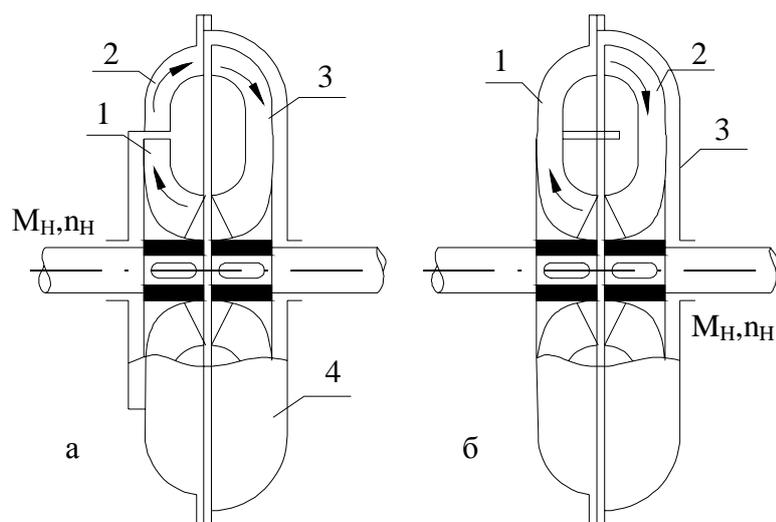


Рисунок 16.2 – Гидротрансформатор (а) и гидромуфта с тором (б)

Основными элементами гидротрансформатора (рис.16.2, а) являются насосное колесо 1, турбинное колесо 3 и реактор 2, жестко связанный с неподвижным корпусом 4. Реактор представляет собой неподвижное лопаточное колесо аналогичное лопаточному НА лопастных гидромашин и предназначен для изменения момента количества движения жидкости,

протекающей в гидропередаче. Благодаря наличию реактора в гидротрансформаторе момент на ведущем валу в общем случае не равен моменту на ведомом валу, поэтому гидротрансформатор можно представить как редуктор с переменными значениями передаточного отношения и коэффициента трансформации момента. Причем, изменение этих технических показателей происходит плавно, бесступенчато.

Существуют передачи, в которых необходимо изменение только передаточного отношения при постоянном передаваемом моменте. Одна из таких гидропередач была разработана в 1910г на базе гидротрансформатора, из схемы которого исключили реактор, и получили название – гидродинамической муфты.

Гидромуфта (рис.16.2, б) состоит из насосного колеса 1, закрепленного на ведущем валу, турбинного колеса 2, закрепленного на ведомом валу, и корпуса 3 с уплотнением. Как правило, корпус жестко связан с насосным колесом. Из-за отсутствия реактора потери напора в гидромуфте значительно меньше, чем в гидротрансформаторе, а КПД выше: при номинальном моменте он составляет 0.95-0.97 (против 0.87-0.9 в гидротрансформаторе).

Гидродинамические передачи обладают рядом преимуществ: возможность преобразования моментной характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки; простота и надежность предохранения приводного двигателя от перегрузки; сравнительно высокая компактность при значительной передаваемой мощности; возможность бесступенчатого регулирования скорости выходного звена.

В гидродинамических передачах менее жесткая связь между валами, чем в объемных, что способствует сглаживанию пиковых нагрузок и колебаний при вращении. Гидродинамические передачи конструктивно проще объемных, и поэтому надежнее в эксплуатации. Они менее требовательны к чистоте рабочей жидкости и ее смазочным свойствам. Кроме того, давление жидкости в них меньше, чем в объемных передачах.

К недостаткам относятся: нагрев рабочей жидкости в процессе эксплуатации; интенсивное уменьшение КПД при перегрузках; утечки жидкости, особенно в аварийных случаях.

16.2 Характеристики гидромуфт

Характеристики предназначены для оценки энергетических и эксплуатационных качеств гидромуфт. Различают внешние, универсальные и приведенные характеристики.

Внешняя характеристика представляет собой зависимость момента, мощности и КПД от частоты вращения турбины или от передаточного отношения при постоянных значениях частоты вращения насосного колеса и вязкости жидкости (рис.16.3, а).

При $s = 0$ ($i = 1$) $M = 0$. С ростом значения скольжения момент увеличивается и достигает своего максимума при $s = 1$ ($i = 0$). Для полностью заполненных гидромуфт в зависимости от их конструкции $M_{\max} = (5 \div 7) \cdot M_H$.

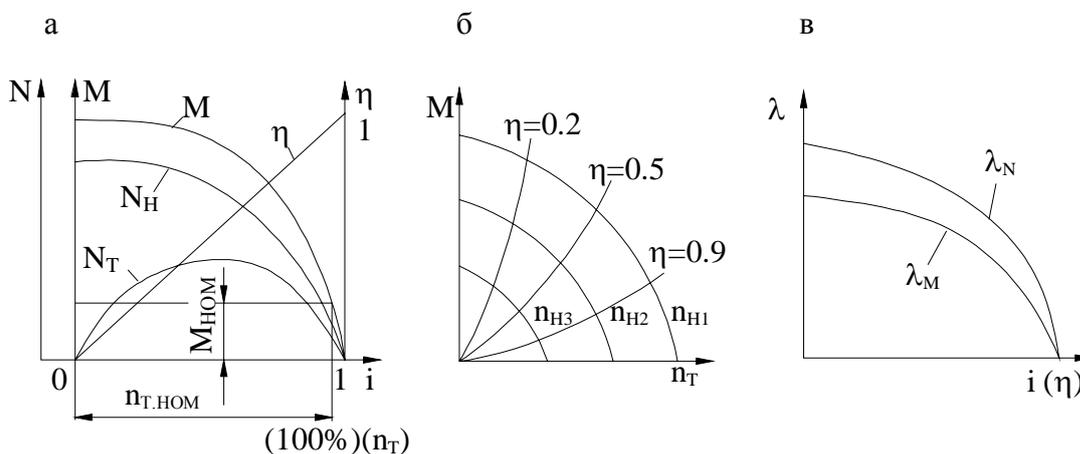


Рисунок 16.3 – Характеристики гидромуфт:
а – внешняя; б – универсальная; в - приведенная

Универсальная характеристика в отличие от внешней представляет собой зависимости момента, мощности и КПД от i , n_T или s при разных

частотах вращения ведущего вала n_H (рис.16.3, б). На эту характеристику наносят линии равных КПД.

Приведенная характеристика представляет собой зависимости коэффициентов мощности λ_N и момента λ_M от передаточного отношения или КПД (рис.16.3, в). Обычно она строится на основании внешних характеристик с использованием формул перерасчета: $N = \lambda_N \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5$ $M = \lambda_M \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5$

16.3 Регулирование гидромффт

Регулирование скорости вращения ведомого вала при постоянной скорости вращения ведущего можно получить двумя способами: изменением степени заполнения рабочей полости жидкостью или воздействием на поток в рабочей полости (путем изменения угла установки лопаток рабочих колес, дросселирование потока шибером, изменением осевого зазора между колесами.

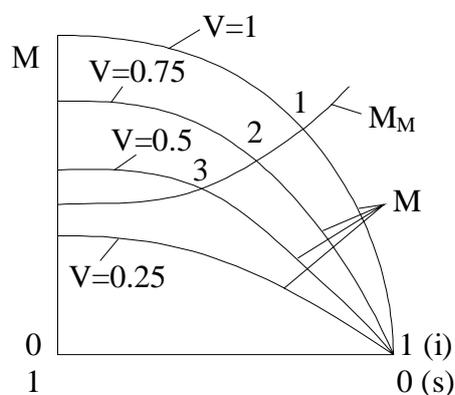


Рисунок 16.4 – Моментные характеристики гидромффт

Первый, наиболее распространенный способ, основан на том, что при уменьшении заполнения рабочей полости жидкостью при всех прочих равных условиях уменьшается расход, следовательно, с ростом скольжения снижается значение передаваемого момента.

При работе гидромолфы с какой либо машиной, нагрузочная характеристика которой $M_M = f(i)$, можно получить режимы, определяемые точками 1-3 (рис.16.4).

Во втором способе, при регулировании увеличиваются потери напора в проточной части, уменьшается расход, увеличивается скольжение и снижается передаваемый гидромолфтой момент примерно так же, как при уменьшении заполнения рабочей полости.

17 Следящие гидроприводы (гидроусилители)

Следящим называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия на звено управления. Выходное звено – это обычно шток гидроцилиндра или вал гидромолтора, а звено управления – устройство, на которое подается управляющий сигнал.

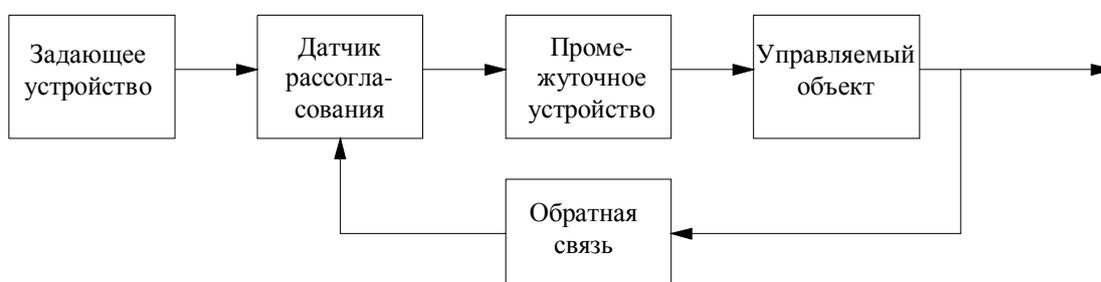


Рисунок 17.1 – Блок-схема следящей системы с обратной связью

В большинстве случаев использования следящего гидропривода к функциям слежения добавляются также функции усиления управляющего сигнала по мощности, поэтому следящий гидропривод часто называют гидроусилителем. Следящий гидропривод применяют в тех случаях, когда непосредственное ручное управление той или иной машиной является для человека непосильным.

Степень усиления выходной мощности гидроусилителя по сравнению с мощностью входного сигнала практически неограничен. Так, например, в рулевых гидроусилительных устройствах крупных морских судов обеспечивается усиление до 100000 раз, а в некоторых конструкциях до 10000000 раз (электрогидравлические системы).

По способу управления гидроусилители можно поделить на два основных типа: без обратной связи и с обратной связью (рис.17.1).

В гидросистемах машин в основном применяют гидроусилители с жесткой обратной связью выхода с входом, которые обладают высокой точностью слежения и устойчивостью против колебаний, малой зависимостью своих характеристик от качества изготовления управляющих элементов, вязкости жидкости и прочих факторов.

Гидроусилитель с рычажной связью (с золотниковым распределением). В нем выходному звену, штоку 6 (рис.17.2), сообщаются движения, согласованные с определенной точностью с перемещением звена управления, тяги 2, при требуемом усилии входной мощности.

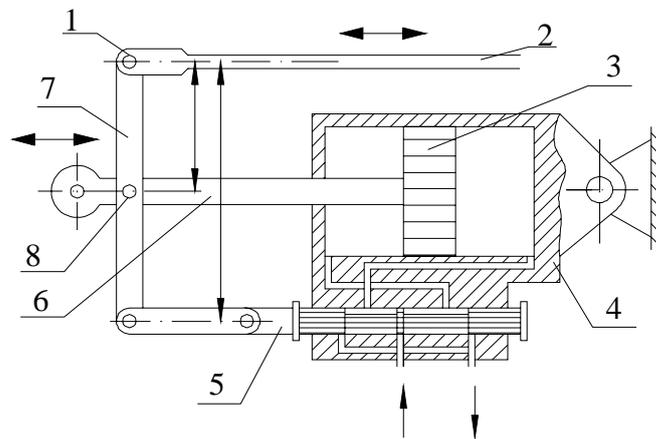


Рисунок 17.2 – Схема гидроусилителя с золотником

Для обеспечения слежения выходного звена 6 за перемещением звена управления 2 применяют отрицательную обратную связь, передающую движения выходного звена на звено управления для уменьшения управляющего

сигнала. Действие этой связи сводится к тому, что движение звена управления в сторону открытия расходных окон распределителя 5 вызывает движение выходного звена, направленное на их закрытие.

Обратная связь в данной схеме осуществляется посредством диф. рычага 7, охватывающего распределитель (звено управления) 5 и поршень гидродвигателя 3 со штоком 6 (выходное звено). При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается точка 1 дифференциального рычага 7, с которым связаны штоки силового гидроцилиндра 4 и распределителя 5. Так как силы, противодействующие смещению золотника распределителя, несравненно меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 3, точку 8 штока можно рассматривать в начале движения тяги 2 как неподвижную, ввиду чего перемещение тяги вызовет через рычаг 7 смещение золотника распределителя 5. В результате при смещении его из нейтрального положения на величину, превышающую перекрытие, жидкость поступит в соответствующую полость цилиндра 4, что вызовет перемещение поршня 3 (а следовательно, и движение точки 8 выходного звена 6) на некоторое расстояние, пропорциональное перемещению тяги 2.

Если движение тяги 2 прекратится, продолжающийся перемещаться поршень 3 сообщит через рычаг 7 золотнику распределителя 5 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2. При этом расходные окна распределителя будут в результате обратного движения его плунжера постепенно прикрываться, скорость поршня 3 будет уменьшаться до тех пор, пока золотник не придет в положение, при котором окна распределителя полностью перекроются и движение поршня прекратится. При смещении золотника распределителя в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства происходит в обратном направлении.

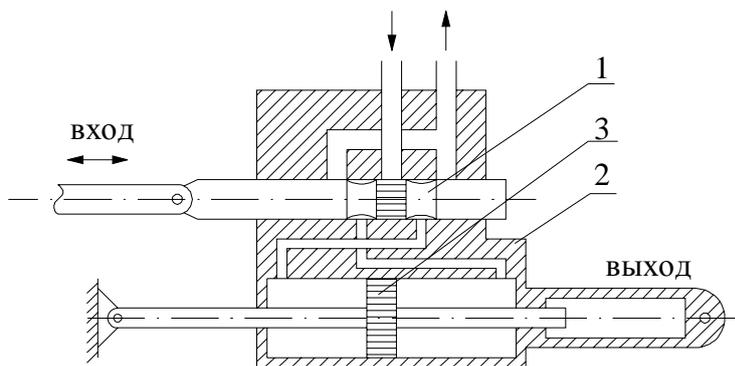


Рисунок 17.3 - Схема гидросилителя с золотником, расположенным в корпусе силового цилиндра

Гидросилитель с золотником, расположенным в корпусе силового цилиндра состоит из плунжера 1, цилиндра 2 с поршнем 3. Длина дифференциального рычага обратной связи в этой схеме равна нулю.

Гидросилитель типа сопло-заслонка состоит из сопел 1 и 4 (рис.17.4), которые вместе с подвижной заслонкой 2 образуют два регулируемых щелевых дросселя, и нерегулируемых дросселей 5 и 12, установленных на пути подвода жидкости из точки 6, куда она подается от насоса. Исполнительным механизмом гидросилителя служит гидроцилиндр 9.

Вся система нужна для того, чтобы на входе мог быть использован маломощный электрический командный сигнал от задающей электронной аппаратуры. Этот сигнал подается на обмотки миниатюрного электромеханического преобразователя 3 в результате чего происходит отклонение заслонки 2. До ее отклонения обе дросселирующие ветви А и В имели одинаковые сопротивления и пропускали одинаковые расходы. После отклонения сопротивление сопла, к которому приблизилась заслонка, увеличивается и расход через него уменьшается. Расход в другой ветви возрастает. При этом возникает неравенство давлений в точках А и В. Эта разница давлений вызывает смещение золотника 8 центрируемого пружинами 7 и 11, что в конечном итоге приводит в действие гидроцилиндр.

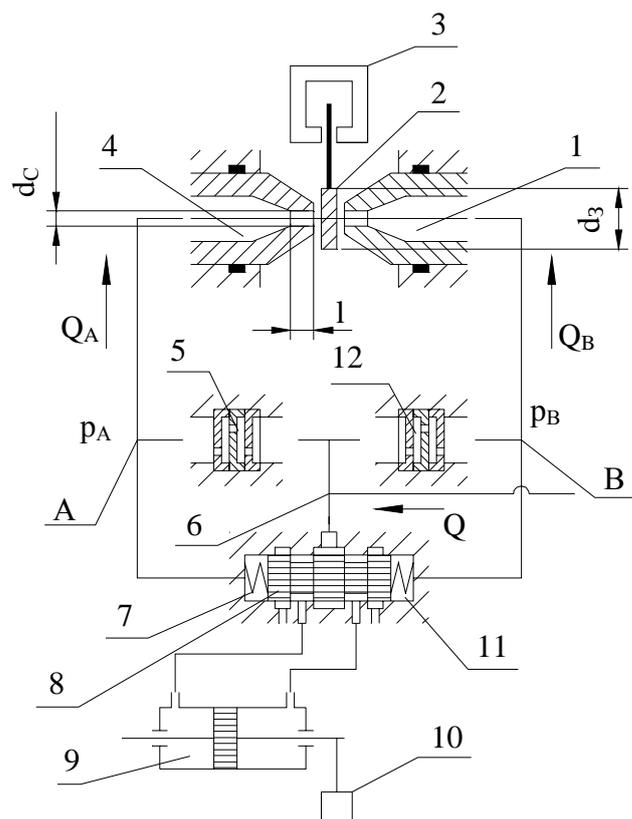


Рисунок 17.4 – Схема гидроусилителя типа сопло-заслонка

Если в такой системе на выходе исполнительного механизма, предусмотрен датчик обратной связи 10, то она будет представлять электрогидравлическую следящую систему.

Основные конструктивные размеры сопла и заслонки:

диаметр сопла $d_c \leq 1\text{мм}$;

длина цилиндрического участка сопла $d_3 = (3 \div 4) \cdot d_c$;

диаметр заслонки $l = (1 \div 2) \cdot d_c$.

Гидроусилитель типа струйная трубка. Он состоит из поворотной трубки 1 (рис.17.5), к которой через шарнир «а» подведена жидкость от источника питания. Струя из сопла «в» направлена на распределитель «с» с двумя отверстиями, соединенными с полостями управляемого элемента – золотника 2 второго каскада гидроусилителя. Последний служит для управления исполнительным гидродвигателем. Среднему положению трубки 1 соответствует среднее положение золотника 2. Поворот трубки вызывает его

смещение и далее ведет к смещению гидродвигателя. Легкость поворота и малая инерция трубки позволяет управлять ее движением при помощи маломощных электродвигателей (электромагнитов) с большим быстродействием.

Достоинства:

1. простота изготовления;
2. низкая стоимость;
3. способность работать в разнообразных средах;
4. высокое быстродействие;
5. нечувствительность к загрязнениям жидкости;
6. малая инерция;
7. малое трение механических частей.

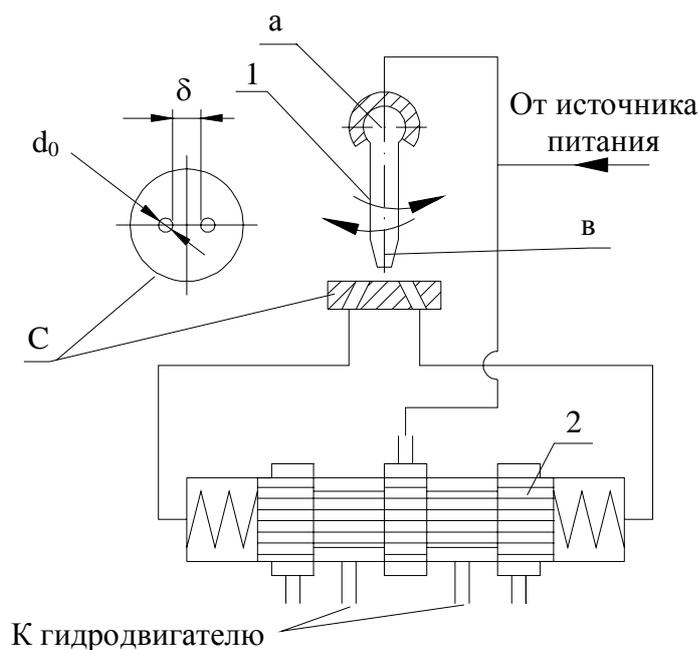


Рисунок 17.5 – Схема гидроусилителя типа струйная трубка

Основные размеры и параметры:

диаметр приемных отверстий $d_0 = 2 - 2.5$ мм;

расстояние между приемными отверстиями $\delta = 0.2 - 0.5$ мм;

диаметр сопла $d = 1.5 - 2.0$ мм;

длина сопла $d = 150 - 170$ мм;

скорость истечения жидкости $u = 30 - 40$ м/с.

Работает при давлениях $p = 0.6 - 0.8$ МПа, но иногда и до 15 МПа.

Применяется в системах автоматики и в системах гидравлического управления. Может работать в затопленном состоянии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1991. – 331с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др., - 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971. – 672с.
4. Богомолов А.И., Михайлов К.А. Гидравлика. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1972. - 648с.
5. Финкельштейн З.Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. – М.: Недра, 1986. – 232с.