

ГИДРОСТАТИКА И ГИДРОДИНАМИКА

Введение. *История, современное состояние и перспективы развития дисциплины «Гидравлика». Основные термины и понятия гидравлики. Силы, действующие в жидкости. Основные единицы измерения физических величин. Основные физико-механические свойства жидкостей.*

История, современное состояние и перспективы развития дисциплины «Гидравлика».

В существующей реальности, окружающий нас мир (окружающая среда), все явления природы, жизнедеятельность человека, животных непосредственно связаны с гидравликой.

Реки, озёра, водохранилища, каналы, питание растений, деревьев, душ, баня, сауна, тушение пожаров, опрыскивание сельскохозяйственных растений, топливные системы, системы смазки и охлаждения автомобилей, тракторов, сельскохозяйственной техники, охлаждение при металлообработке, речной, автомобильный, железнодорожный, авиационный и гидро- пневмотранспорт – всё это непосредственно связано с гидравликой.

Что же такое «гидравлика»? Гидравлика – наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей, законы взаимодействия покоящейся и движущейся жидкости с другими телами, законы взаимодействия жидкостей между собой, а так же применение этих законов для решения задач инженерной практики.

Слово «гидравлика» произошло от греческих слов «хюдер», что в переводе означает – вода и «аулос», что в переводе означает - труба, а следовательно – вода в трубе или течение воды по трубам. Если посмотрим более глубоко, то гидравлика – это всё то, что связано с вышеперечисленными объектами.

Основные области применения гидравлики: сельское хозяйство, мелиорация, водное хозяйство, машиностроение, гидротехника, гидроэнергетика, водоснабжение и канализация, металлургическая, авиационная, лесная, горная, нефтеперерабатывающая промышленность и многие другие.

Археологические исследования показывают, что еще за 5000 лет до нашей эры в Китае, а затем в других странах древнего мира найдены описания устройств различных гидравлических сооружений, представленные в виде риунков (первых чертежей). Естественно, что никаких расчетов этих сооружений не производилось, и все они были построены на основании практических навыков и правил.

Первые указания о научном подходе к решению гидравлических задач относятся к 250 году до н.э., когда Архимедом был открыт закон о равновесии тела, погруженного в жидкость. Потом на протяжении 1500 лет особых изменений гидравлика не получала. Наука в то время почти совсем не разви-

валась, образовался своего рода застой. И только в XVI-XVII веках нашей ары в эпоху Возрождения, или как говорят историки Ренессанса, появились работы Галилея, Леонардо да Винчи, Паскаля, Ньютона, которые положили серьезное основание для дальнейшего совершенствования гидравлики как науки.

Основоположники гидравлики как науки Архимед (трактат «О плавающих телах» 287-212 гг. до н.э.), Леонардо да Винчи, Стевин, Галлилей, Паскаль, Ньютон, Бернулли, Эйлер, Ломоносов и др.

В Беларуси – это академик Аверьянов, Мурашко, в Белорусском государственном аграрном техническом университете (г. Минск) – Карасёв, Холодок Леонид Алексеевич, Костюченко Эдуард Валерьянович.

Роль гидравлики в современном машиностроении трудно переоценить. Любой автомобиль, летательный аппарат, морское судно не обходится без применения гидравлических систем. Добавим сюда строительство плотин, дамб, трубопроводов, каналов, водосливов. На производстве просто не обойтись без гидравлических прессов, способных развивать колоссальные усилия.

Гидравлика как дисциплина включает следующие разделы: гидростатика, динамика, насосы, сельскохозяйственное водоснабжение, гидропривод, мелиорация, гидротранспорт, экология водных ресурсов и некоторые другие.

Основные термины и понятия гидравлики

Жидкость – это физическое тело, обладающее свойством абсолютной текучести, вследствие чего она имеет форму сосуда, в котором находится. Термин жидкость имеет два значения.

Жидкость – это агрегатное состояние вещества между твердым и газообразным.

Жидкость - это материальная среда, находящаяся в жидком агрегатном состоянии.

Агрегатное состояние вещества – это когда молекулы расположены на предельном расстоянии действия межмолекулярных сил. При изменении этого расстояния (увеличение, уменьшение) нарушается состояние покоя жидкости.

Этим объясняется легкоподвижность жидкости. Жидкость не выдерживает разрывающих и сдвигающих усилий, но зато хорошо выдерживает сжимающие, благодаря этому работают такие механизмы как пресс, домкрат, гидроцилиндр и другие.

Существуют следующие модели (понятия) жидкости:

- идеальная жидкость – это жидкость у которой отсутствуют силы трения, она не сжимаемая (жидкий гелий),

- *ньютоновская жидкость* – жидкость, для которой применим закон внутреннего трения Ньютона, для этих жидкостей справедлива зависимость

$$\tau = \mu \frac{du}{dn}, \quad (1)$$

к таким жидкостям относят (вода, керосин, бензин, молоко, спирт и др.) жидкости, не требующие первоначального напряжения сдвига (τ_0), они легкоподвижны,

- *неньютоновские жидкости* – это жидкости в виде коллоидных растворов, суспензий, гидросмеси, требующие некоторое напряжение для начального движения (τ_0), к таким жидкостям относят (мёд, масло, раствор, пульпа и др.)

Основные физико-механические свойства жидкостей.

Плотность – параметр, характеризующий распределение массы (m) по объёму (V):

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] \quad (2)$$

где m - масса жидкости,
 V – объём, занимаемый этой жидкостью,
 существует понятие плотность точки:

$$\rho = \lim \frac{m}{V}, \quad (3)$$

Таким образом, плотность – это масса жидкости в единице объёма.

В практических расчетах принимают: $\rho = \text{const}$ (постоянная) т.е. жидкость однородная.

Для воды $\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, для ртути $\rho = 13600 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ в системе СИ, при температуре $t = 4^0\text{C}$.

Удельный вес – параметр, характеризующий распределение веса жидкости (G) по объёму (V):

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^3} \right] \quad (4)$$

Таким образом, удельный вес – это вес жидкости в единице объёма, для воды $\gamma = 9800 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$, для ртути $\gamma = 133300 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$,

Иногда необходимо знать взаимосвязь между плотностью и удельным весом, для этого воспользуемся формулой (2):

$V = \frac{m}{\rho}$, а вес определим как $G = mg$, подставим эти величины в формулу (4), тогда имеем:

$$\gamma = \rho g, \quad (5)$$

где g - ускорение свободного падения, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

Плотность и удельный вес зависит от температуры и давления.

Вязкость – это свойство жидкости сопротивляться касательным усилиям, оказывать сопротивление относительному сдвигу, скольжению ее слоёв при внешнем воздействии, зависимость (1),

где $\frac{\partial u}{\partial n}$ - градиент скорости, μ - динамический коэффициент вязкости, в СИ (Па·с) или 1 Пуаз, иногда « μ » называют коэффициент внутреннего трения.

В гидравлике чаще встречается и используется для характеристики вязкости – кинематический коэффициент вязкости или просто кинематическая вязкость:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ в СИ } [m^2/c] \text{ или 1 Стокс в системе СГС, который равен } 1 \text{ см}^2 / \text{с}.$$

Вязкость зависит только от рода жидкости и от температуры, с увеличением температуры вязкость жидкости уменьшается, газа увеличивается

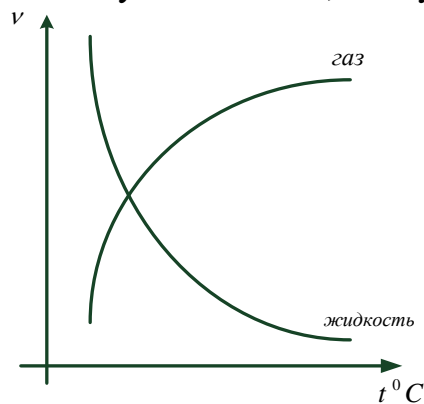


Рис.1. Зависимость вязкости от температуры.

Для измерения вязкости жидкостей используют специальные приборы – вискозиметры, рис. 2.

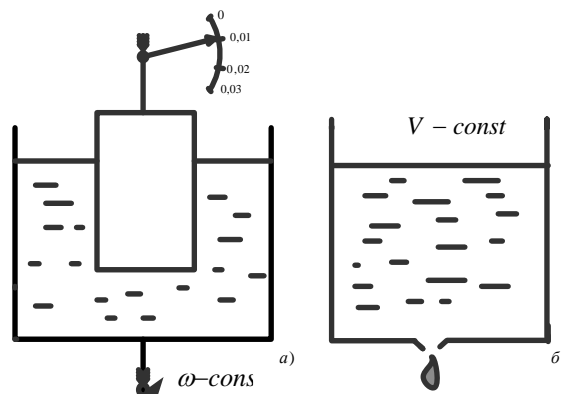


Рис.2. Вискозиметры.
а) ротационный (Пинкевича-Оствальда), б) капиллярный.

Сжимаемость – свойство жидкости изменять объём под давлением, характеризуется коэффициентом относительного объёмного сжатия:

$$\beta = -\frac{1}{\Delta P} \cdot \frac{\Delta V}{V_0} \quad (6)$$

где ΔV – изменение объёма жидкости,
 ΔP – изменение давления жидкости,
 V_0 – первоначальный объём жидкости.

Величина обратная коэффициенту объёмного сжатия, $1/\beta$ называется объёмным модулем упругости жидкости:

$$E_{жс} = -\frac{\Delta P \cdot V_0}{\Delta V}; \quad (7)$$

для воды при 4°C

$$E_{жс} = 2,06 \cdot 10^6 \text{ кПа.}$$

Температурное расширение – свойство жидкости изменять свой объём (плотность) при изменении температуры.

Температурное расширение жидкостей характеризуется коэффициентом температурного расширения

$$\beta_T = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta T}, \quad (8)$$

где ΔT – изменение температуры.

Коэффициент температурного расширения зависит от давления и диапазона изменения температуры.

Жидкости при нагревании расширяются, а при охлаждении сжимаются. Исключение составляет вода, у которой наблюдается так называемая аномалия плотности. При охлаждении вода, как и все жидкости, вначале сжимается, т. е. плотность увеличивается и при температуре 4 °С достигает максимального значения. Но при дальнейшем охлаждении воды до 0 °С плотность уменьшается и, соответственно, происходит расширение воды. Это явление часто приводит к авариям в гидравлических системах в случае неправильной их эксплуатации при низких температурах. В результате расширения воды при ее замерзании могут деформироваться и разрушаться трубопроводы, а также другое оборудование, заполненное водой.

Кипение – процесс парообразования по всему объёму жидкости, при нагревании.

Кавитация – процесс парообразования и испарения жидкости с поверхности при нагревании или понижении давления.

Для удобства применения математического аппарата (расчётов) используют модель жидкости, которая учитывает основные свойства и характеристики, рассмотренные выше.

Модель *реальная жидкость* – сплошная однородная среда, легкоподвижная и несжимаемая. Если принять отсутствие вязкости ($\tau = 0$), то жидкость *идеальная* (модель).

Понятие «жидкость» в гидравлике не связано с агрегатным состоянием, а связано только со свойствами, которые проявляются в конкретном процессе.

Жидкость в зависимости от процесса: дождь – это не жидкость с точки зрения гидравлики, вода в реке – жидкость, сохраняются её основные свойства и характеристики.

Силы, действующие в жидкости.

Гидростатика – это раздел гидравлики, изучающий законы равновесия покоящейся жидкости или жидкости находящейся в равномерном (поступательном или вращательном) движении, а так же законы взаимодействия покоящейся жидкости с другими телами. Это взаимодействие обусловлено действием двух основных видов сил:

- *массовых* – это те силы, которые действуют на каждую частицу жидкости и определяются по второму закону Ньютона (сила тяжести $F = mg$, сила инерции $F = ma$ и центробежная сила $F = m\epsilon$,

- *поверхностных* – это те силы, которые действуют на поверхности жидкости (сила давления и сила вязкостного трения), обычно эти силы возникают на границе раздела двух сред: жидкость – газ, жидкость – жидкость, жидкость – твёрдое тело.

В результате действия сил на жидкость в ней создаётся давление.

Гидростатика. Свойства гидростатического давления. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля. Определение силы и положения центра гидростатического давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности. Гидростатические машины и механизмы. Закон Архимеда и плавание тел. Относительный покой жидкостей

Рассмотрим некоторый объём жидкости, находящийся в состоянии покоя, рассечём этот объём плоскостью на две части, рис. 1, часть A_1 и A_2 .

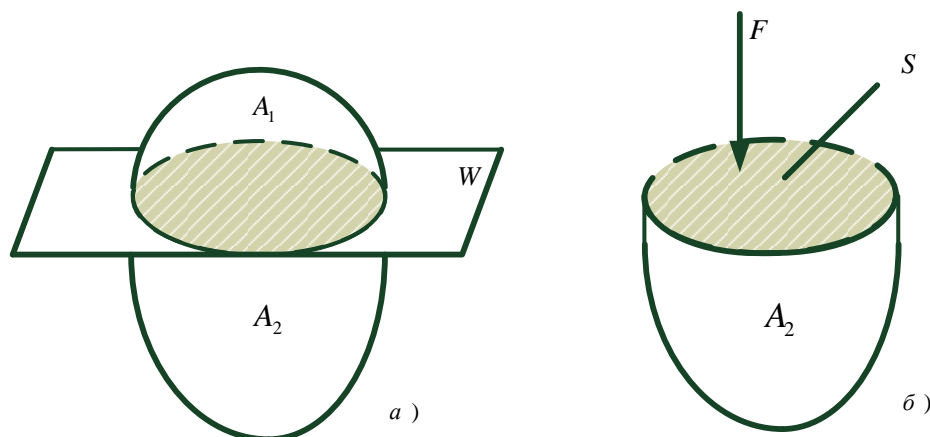


Рис. 1. Определение гидростатического давления.

Верхнюю часть A_1 мысленно отбросим, а действие ее заменим действием силы F , рис. 1, а площадь сечения обозначим S .

Разделив силу F на площадь S получим:

$$\frac{F}{S} = P_{cp} \left[\frac{H}{m^2} \right] \quad (8)$$

где P_{cp} – среднее гидростатическое давление,

F – сила гидростатического давления,

S – площадь на которую действует сила.

Таким образом *гидростатическое давление* – это сила, действующая на единицу площади.

Свойства гидростатического давления:

- 1) Гидростатическое давление всегда направлено внутрь рассматриваемого объёма жидкости.
- 2) Гидростатическое давление в любой точке жидкости одинаково по всем направлениям (вектора сил равны).
- 3) Гидростатическое давление в точке зависит только от её положения в жидкости, т.е. только от координат точки:

$$P = f(x, y, z) \quad (9)$$

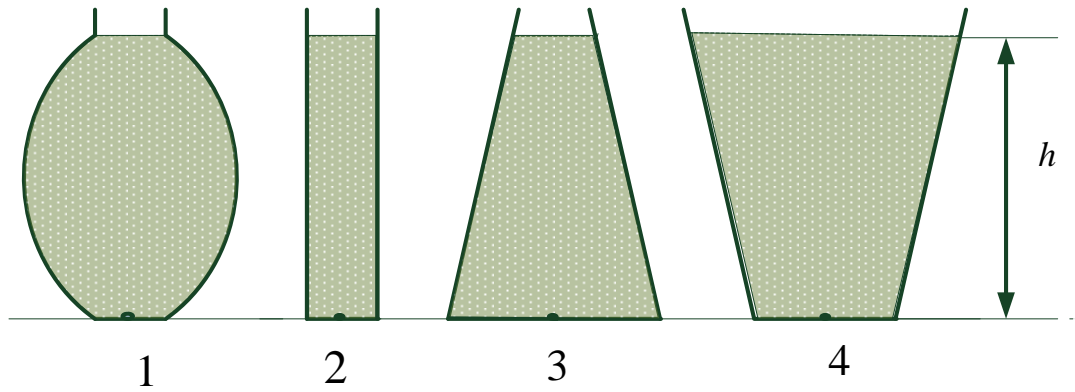


Рис.2. Гидростатический парадокс

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4$$

Гидростатическое давление не зависит от формы сосуда.

Основное уравнение гидростатики

Рассмотрим некоторый объём покоящейся жидкости, поместим объём в декартову систему координат (x, y, z) рис. 3.

Необходимо определить давление в точке M

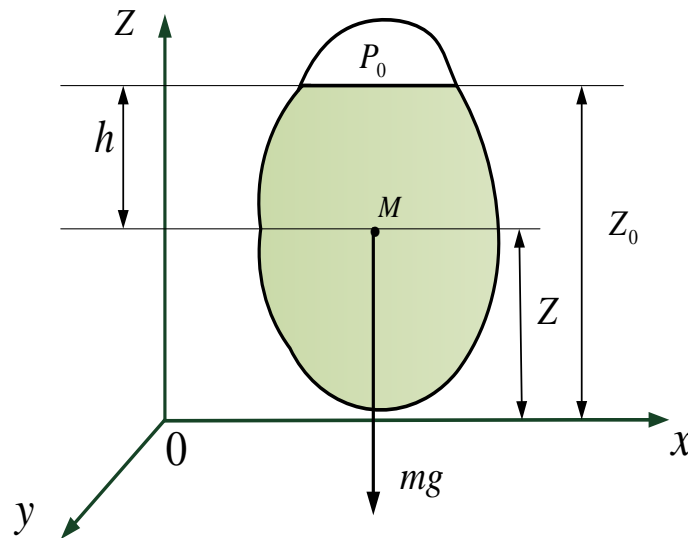


Рис. 3. К определению основного уравнения гидростатики.

Обозначим расстояние от оси Ox до свободной поверхности ($P_0 = 0$) - Z_0 , расстояние от оси Ox до точки M , - Z , расстояние от свободной поверхности до точки M , - h .

В покоящейся жидкости из массовых сил будет действовать только сила тяжести $G=mg$, проекция ускорения этой силы на ось OZ , будет отрицательной, так как ускорение «g» направлено противоположно оси OZ , тогда проекция будет:

$$a_z = -g, \quad a_x = 0, \quad a_y = 0. \quad (10)$$

Так как в состоянии покоя действия других сил отсутствуют.

Из курса физики известно, что давление – это сила действующая на единицу

площади (8):

$$P = \frac{F}{S}; \left[\frac{H}{M^2} \right],$$

отсюда сила гидростатического давления: $F = P \cdot S$, если определить силу в направлении осей координат, то соответственно:

$$\begin{aligned} F_x &= P \cdot S_{yoz} = P \cdot dx \cdot dz = 0; \\ F_y &= P \cdot S_{xoz} = P \cdot dx \cdot dz = 0; \\ F_z &= P \cdot S_{xoy} = P \cdot dx \cdot dy \neq 0; \end{aligned} \quad (11)$$

Учитывая третье свойство гидростатического давления: $P = f(x_1, y_1, z)$ и просуммировав уравнения (11) получим произведение гидростатического давления на площадь или полный дифференциал давления т.е.:

$$dS \cdot dP = P dx \cdot dy + P \cdot dy dz + P dx \cdot dz \quad (12)$$

Или после упрощения получим :

$$dP = \rho(a_x \cdot dx + a_y \cdot dy + a_z \cdot dz) \quad (13)$$

Данное уравнение называют уравнением Эйлера в полных дифференциалах, где a – ускорение в направлении соответствующей оси;

dx, dy, dz - координаты точки М, где определяется давление – Р;

Подставив значения ускорений в уравнение (13) получим:

$$dP = \rho(-g \cdot dz), \quad (14)$$

где $dz = z_0 - z = h$ (рис. 5), проинтегрировав уравнение (14) получим:

$$P = P_0 + \gamma h, \quad (15)$$

где P_0 – давление на рассматриваемой поверхности, $\gamma = g \cdot \rho$ - удельный вес жидкости, h - глубина погружения точки «М», где определяется давление «Р» от поверхности, где давление « P_0 »;

Уравнение (15) называют *основным уравнением гидростатики*.

Следствия основного уравнения гидростатики.

Во-первых, из основного уравнения гидростатики следует, что для любой точки жидкости в состав величины давления входит P_0 давление, которое приложено к граничной поверхности жидкости извне. Эта составляющая одинакова для любой точки жидкости. Поэтому из основного уравнения гидростатики следует *закон Паскаля*, который гласит: давление, приложенное к граничной поверхности покоящейся жидкости, передаётся всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Следует подчеркнуть, что давление во всех точках не одинаково. Одинакова лишь та часть (составляющая), которая приложена к граничной

поверхности жидкости. Закон Паскаля – основной закон, на основе которого работает объемный гидропривод, применяемый в абсолютном большинстве гидросистем технологических машин.

Вторым следствием является тот факт, что на равной глубине в покоящейся жидкости давление одинаково. В результате можно говорить о поверхностях равного давления. Для жидкости, находящейся в абсолютном покое или равномерно движущейся, эти поверхности – горизонтальные плоскости. В других случаях относительного покоя, поверхности равного давления могут иметь другую форму или не быть горизонтальными прямыми.

Существование поверхностей равного давления позволяет измерять давление в любой точке жидкости.

Определение силы и положения центра гидростатического давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности.

Сила гидростатического давления жидкости на поверхность определяется по формуле

$$F = pS, \quad (20)$$

где p – гидростатическое давление на рассматриваемую поверхность;

S – площадь рассматриваемой поверхности.

Гидростатическое давление p в любой точке покоящегося объема жидкости определяется с помощью основного уравнения гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + \gamma h, \quad (21)$$

где p_0 – давление на поверхности рассматриваемого объема жидкости;

ρ, γ – плотность и удельный вес жидкости в приборе;

h – глубина погружения рассматриваемой точки под горизонтальную поверхность, на которой давление равно p_0 .

При помощи основных уравнений (20) и (21) решаются практические задачи по определению силы гидростатического давления на различные поверхности.

Задачи по определению силы и точки приложения силы гидростатического давления, действующей на плоские и криволинейные поверхности, решаются в инженерной практике для расчета резервуаров, гидротехнических сооружений, элементов гидравлических систем различного назначения, гидравлических машин (гидравлические прессы, домкраты, мультипликаторы, подъемники и др.).

Определение силы гидростатического давления на плоскую поверхность может осуществляться двумя методами: аналитическим и графическим.

Аналитический метод

Сила гидростатического давления, действующего на плоские поверхности, определяется по формуле (20) в виде

$$F = p_C S, \quad (22)$$

где p_C – гидростатическое давление, действующее в центре тяжести данной плоской фигуры (точка C на рис. 4).

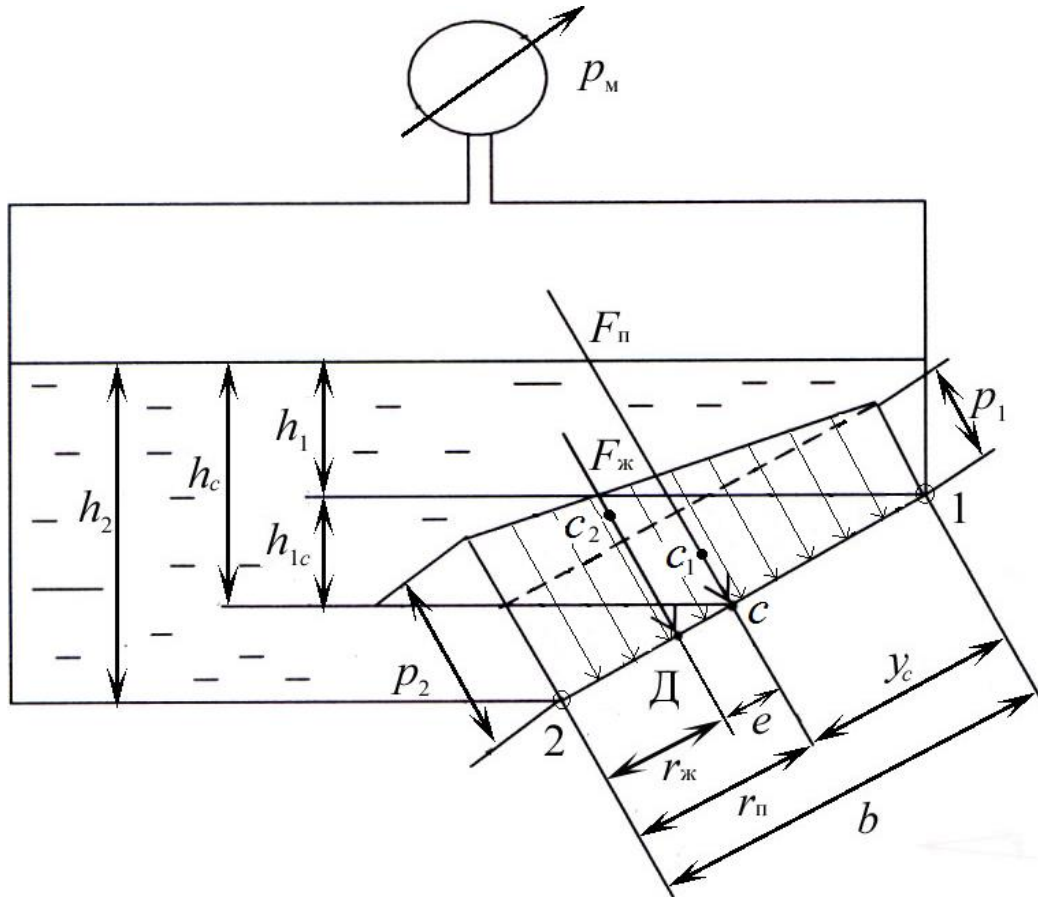


Рис. 4. Расчетная схема для определения силы гидростатического давления

Давление p_C находится с помощью основного уравнения гидростатики (21) в виде

$$p_C = p_0 + \gamma h_C, \quad (23)$$

где h_C – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой плоской фигуры от горизонтальной плоскости, на которой давление p_0 определено граничными условиями.

Давление жидкости на заданной поверхности p_0 часто является известным. Например, в случае, представленном на рис. 4, давление $p_0 = p_m$ (находится по показанию манометра).

При подстановке в формулу (23) численного значения давления p_0 необходимо выбрать вид шкалы давлений (абсолютное или избыточное). В большинстве практических задач условие равновесия рассматриваемой фигуры определяется разностью значений гидростатического давления, действующего внутри резервуара,

и давления окружающей среды (обычно атмосферного), действующего на данную фигуру снаружи резервуара. Поэтому в таких случаях использование в расчетах значения избыточного давления позволит значительно их сократить.

Когда по условиям задачи требуется определить момент силы гидростатического давления, расчеты упрощаются при вычислении не полной силы гидростатического давления на рассматриваемую плоскую фигуру по формуле (22), а ее составляющих: силы Паскаля F_{Π} и силы давления от веса жидкости $F_{ж}$.

Сила Паскаля F_{Π} , которая возникает в результате давления на граничную поверхность жидкости в резервуаре и слоев жидкости, расположенных над верхней точкой рассматриваемой фигуры (точка 1 на рис. 4), определяется по формуле

$$F_{\Pi} = p_1 S, \quad (24)$$

где p_1 – давление в верхней точке рассматриваемой фигуры.

Сила $F_{ж}$ создается весом слоя жидкости, расположенного в пределах рассматриваемой фигуры:

$$F_{ж} = \gamma h_{1C} S, \quad (25)$$

где h_{1C} – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой фигуры от горизонтальной плоскости, проходящей через верхнюю точку фигуры (см. рис. 4).

Давление в точке 1 (см. рис. 4) согласно уравнению (21)

$$p_1 = p_m + \gamma h_1. \quad (26)$$

Обе составляющие, F_{Π} и $F_{ж}$, действуют по нормали к поверхности плоской фигуры, но приложены в разных точках. Сила F_{Π} по закону Паскаля равномерно распределяется по поверхности рассматриваемой фигуры и приложена в центре ее тяжести (точка C , рис. 4). Сила $F_{ж}$ распределяется по поверхности фигуры неравномерно, и ее результирующая приложена в точке D , которая смещена вниз вдоль фигуры от точки C на величину e , называемую эксцентриситетом силы:

$$e = \frac{I_C}{y_C S}, \quad (27)$$

где I_C – центральный момент инерции рассматриваемой фигуры относительно горизонтальной оси, которая лежит в плоскости и проходит через центр тяжести фигуры;

y_C – расстояние вдоль фигуры между горизонтальной плоскостью, проходящей через верхнюю точку фигуры, и ее центром тяжести.

Графический метод

Для определения силы гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, графическим методом предварительно необходимо построить эпюру давления, действующего на рассматриваемую фигуру.

Эпюрой гидростатического давления называется график, показывающий величину давления в каждой точке рассматриваемой фигуры. При построении эпюр удобнее использовать понятие «избыточное давление».

При построении эпюры ординаты давления, изображаемые стрелками в стандартном масштабе, откладываются по нормали к поверхности со стороны нагрузки (стрелки должны упереться в рассматриваемую фигуру).

Основное уравнение гидростатики (21) представляет собой линейную функцию, поэтому если поверхность плоская, то для построения эпюры достаточно определить давление в двух точках на концах отрезка, представляющего сечение рассматриваемой поверхности (точки 1 и 2 на рис. 4).

Основное уравнение гидростатики для определения давления в точке 1 представлено формулой (26), а для вычисления давления в точке 2 имеет следующий вид:

$$p_2 = p_m + \gamma h_2, \quad (28)$$

где h_2 – глубина погружения самой нижней точки фигуры от горизонтальной поверхности, на которой давление равно p_m .

Ординаты давлений p_1 и p_2 в соответствующих точках откладываются в масштабе по нормали к поверхности со стороны нагрузки и соединяются прямой линией.

Сила гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, определяется как объем эпюры давления.

Точка приложения силы гидростатического давления находится на пересечении рассматриваемой фигуры с перпендикуляром, опущенным на нее из центра тяжести эпюры давления.

Если эпюра гидростатического давления представляет собой сложную фигуру, то для удобства расчетов ее целесообразно разбить на ряд простых. При этом каждая простая фигура будет соответствовать одной из составляющих силы гидростатического давления. Например, если считать, что показанная на рис. 4 наклонная поверхность, на которую действует искомая сила, является прямоугольником, то эпюра давления будет представлять собой призму с трапецеидальными основаниями. Поскольку центр тяжести трапеции находится более сложно, чем треугольника, то в данном случае при определении момента силы давления эпюру следует разбить на параллелепипед, объем которого определяет силу Паскаля F_{II} с центром тяжести C_1 , и треугольную призму, объем которой соответствует силе весового давления слоя жидкости $F_{жс}$ с центром тяжести C_2 .

Определение силы гидростатического давления на криволинейную поверхность усложняется тем, что действующие силы в различных точках криволинейной

поверхности имеют разные направления. Поэтому сила гидростатического давления разбивается на вертикальные и горизонтальные составляющие.

Результирующая сила гидростатического давления на криволинейную поверхность в общем случае определяется по формуле

$$F_{кр} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}, \quad (29)$$

где F_x, F_y – горизонтальные составляющие, действующие по направлению осей x и y ;

F_z – вертикальная составляющая по направлению оси z (рис. 5).

В практических инженерных задачах в основном рассматриваются случаи, когда криволинейная поверхность симметрична оси y , тогда составляющая $F_y = 0$ и выражение (29) для цилиндрической симметричной поверхности имеет следующий вид:

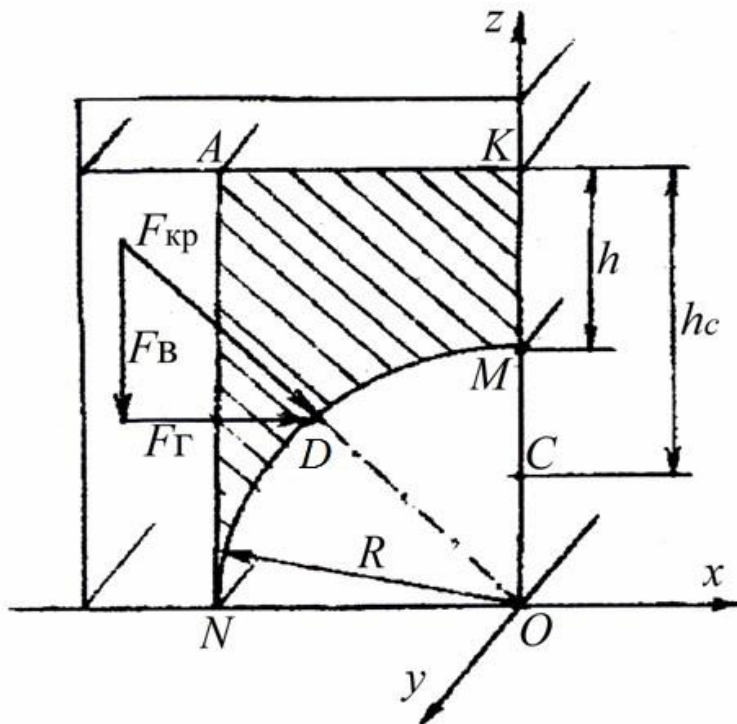


Рис. 5. К определению силы давления на криволинейную поверхность

$$F_{кр} = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}. \quad (30)$$

Горизонтальная составляющая силы гидростатического давления на криволинейную поверхность определяется по формуле

$$F_Г = F_x = p_c S, \quad (31)$$

где p_c – избыточное давление в центре тяжести плоской поверхности (точка C , рис. 5), являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость zOy , которое определяется по формуле (23);

S – площадь плоской поверхности, являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость zOy .

Вертикальная составляющая определяется по формуле

$$F_B = F_z = \gamma V_{т.д}, \quad (32)$$

где γ – удельный вес жидкости;

$V_{т.д}$ – объем тела давления, заключенный между криволинейной поверхностью, вертикальными плоскостями, проходящими через начало и окончание криволинейной поверхности, и горизонтальной плоскостью, где избыточное давление равно нулю (на рис. 5 сечение объема тела давления заштриховано).

Результирующая сила гидростатического давления $F_{кр}$ всегда действует нормально к поверхности. Направление результирующей силы $F_{кр}$ определяется углом α к горизонту по формуле

$$\alpha = \arctg \frac{F_B}{F_T}. \quad (33)$$

Точка приложения результирующей силы гидростатического давления $F_{кр}$ (точка D , рис. 1.4) обычно определяется геометрическим построением в масштабе сил F_T и F_B . Горизонтальная составляющая F_T , проходящая через центр симметрии проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость zOy , направлена со стороны действия жидкости в случае положительного значения давления p_c или со стороны окружающей среды в случае отрицательного значения давления p_c в формуле (31). Вертикальная составляющая F_B проходит через центр тяжести тела давления. Если взаимное положение тела давления и жидкости относительно криволинейной поверхности совпадают, то сила F_B направлена со стороны жидкости. Если тело давления и жидкость находятся по разные стороны от рассматриваемой криволинейной поверхности, то сила F_B направлена со стороны окружающей среды.

Задача по определению точки приложения результирующей силы гидростатического давления $F_{кр}$ значительно облегчается в том случае, когда рассматриваемая поверхность является сферической или цилиндрической с круговой направляющей. В этом случае направление действия результирующей силы $F_{кр}$ совпадает с радиусом цилиндрической или сферической поверхностей, т. к. сила гидростатического давления действует по нормали к поверхности.

Гидростатические машины и механизмы.

С помощью законов гидростатики рассчитываются, например, гидропрессы и гидромультипликаторы в случаях, когда их рабочие органы находятся в состоянии предельного равновесия.

Гидропресс (рис.6) предназначен для увеличения сил, действующих на обрабатываемый объект. Гидропресс состоит из двух сообщающихся цилиндров, поршни которых имеют разную площадь.

При воздействии силы F_1 на площадь S_1 , под поршнем создается давление $p = F_1/S_1$. Это давление по закону Паскаля передается жидкостью во все точки одинаково. Следовательно, давление будет также действовать и на поршень широкого цилиндра, создавая рабочее усилие, давление $F_2 = pS_2$. Таким образом, рабочее усилие, создаваемое гидропрессом определяется формулой:

$$F_2 = \frac{S_2}{S_1} F_1.$$

Отсюда следует, что усилие с помощью гидропресса увеличивается во столько раз, во сколько площадь поршня широкого цилиндра превышает площадь узкого.

Гидромультипликатор (рис.13) предназначен для увеличения давления. Он состоит из двух цилиндров разного размера, поршни которых, имеющие площадь S_1 и S_2 соединены друг с другом штоком.

В состоянии предельного равновесия поршни неподвижны, поэтому силы, создаваемые давлениями в обоих цилиндрах, будут равны, т.е. $F_1 = F_2$ или $p_1 S_1 = p_2 S_2$, откуда

$$p_2 = \frac{S_1}{S_2} p_1.$$

Таким образом, гидромультипликатор увеличивает давление во столько раз во сколько площадь большего поршня превышает площадь меньшего поршня.

При выводе соотношений не учитывались силы трения. В случае необходимости оценки их влияния на условия равновесия, следует иметь ввиду, что силы трения уменьшают усилие рассматриваемых устройств.

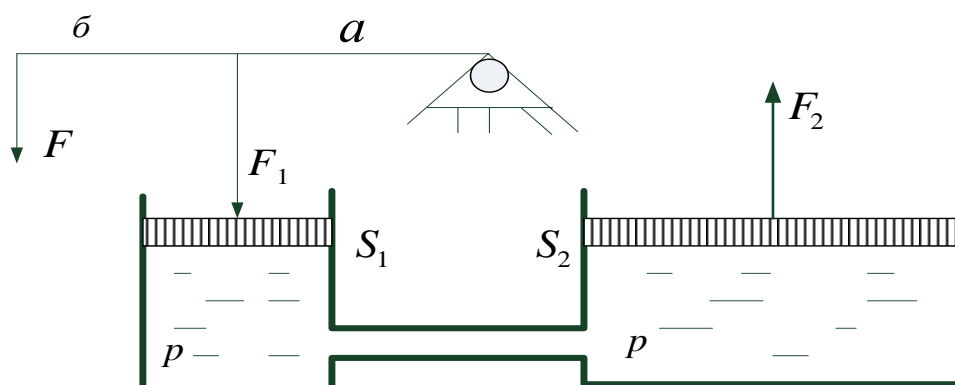


Рис.6. Принципиальная схема гидравлического пресса.

F_1 – сила с которой оказывается воздействие на поршень малого цилиндра; F_2 - сила с которой поршень большого цилиндра оказывает воздействие на тело (рабочее усилие)

Закон Архимеда и плавание тел.

Любое тело, погруженное в жидкость, подвергается сжимающему и выталкивающему действию со стороны жидкости.

Представим такую ситуацию: ученый, владеющий современными приборами и мощным математическим аппаратом, решил вычислить силу, выталкивающую из жидкости погруженное в нее тело.

Он экспериментально установит, что на единицу поверхности тела, погруженного в жидкость с плотностью ρ действует по нормали к поверхности сила гидростатического давления, зависящая от глубины погружения h по определенному закону (pgh) не зависящая от ориентации поверхности.

Он сложит векторы сил давления, действующих на различные элементы поверхности тела и направленные по нормали к ним; для этого потребуется вычислить так называемый поверхностный интеграл от некоторой векторной функции по поверхности тела сложной формы. С помощью современного математического аппарата и мощных компьютеров этот интеграл может быть вычислен. Но каково же будет изумление этого ученого, когда окажется, что полученный результат численно равен весу жидкости в объеме погруженной части тела! Этот результат был получен греческим ученым Архимедом 2200 лет назад, причем в общем виде – для любой формы!

Попробуем восстановить ход рассуждений Архимеда и вывести закон.

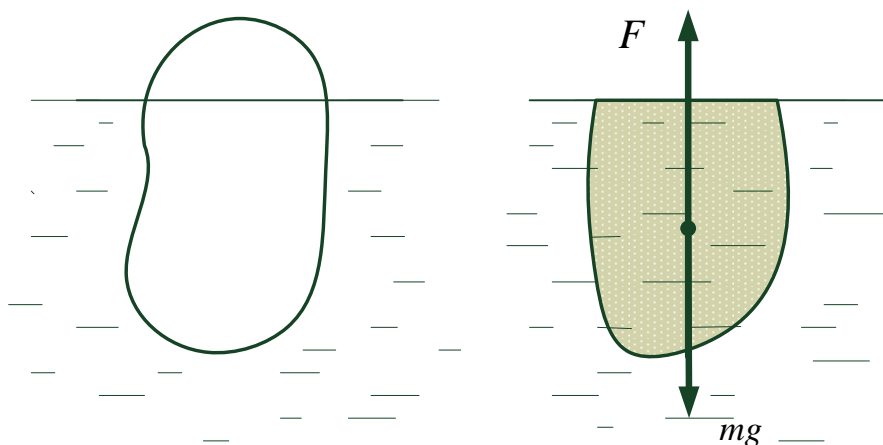


Рис.7. К определению закона Архимеда.

На рис.7, изображено тело, помещенное в жидкость. На это тело со стороны жидкости действует описанная выше сила гидростатического давления. Для нахождения этой силы вместо вычисления сложных интегралов проведем мысленный эксперимент: уберем тело и рассмотрим жидкость в объеме V , который занимала погруженная часть тела (рис.7). на эту жидкость действует сила тяжести $mg = \rho Vg$ и сила гидростатического давления F . Выделенный объем находится в

равновесии, следовательно силы, действующие на жидкость в этом объеме, равны:
 $F = \rho Vg$.

Отсюда следует выражение для силы гидростатического давления:

$$F = \rho Vg.$$

Мы нашли силу, действующую на жидкость, заполняющую объем V . Но поверхность тела, погруженного в жидкость, совпадает с поверхностью жидкости в нашем мысленном эксперименте, следовательно, найденное выражение и есть «выталкивающая» сила – сила Архимеда

$$F_{Арх} = \rho gV. \quad (33)$$

Это равенство и носит название *закон Архимеда*

Относительный покой жидкостей

При неравномерном или непрямолинейном движении на частицы жидкости кроме силы тяжести действуют еще и силы инерции, причем если они постоянны по времени, то жидкость принимает новое положение равновесия. Такое равновесие жидкости называется *относительным покоем*.

Рассмотрим два примера такого относительного покоя.

В первом примере определим поверхности уровня в жидкости, находящейся в цистерне, в то время как цистерна движется по горизонтальному пути с постоянным ускорением a (рис. 8).

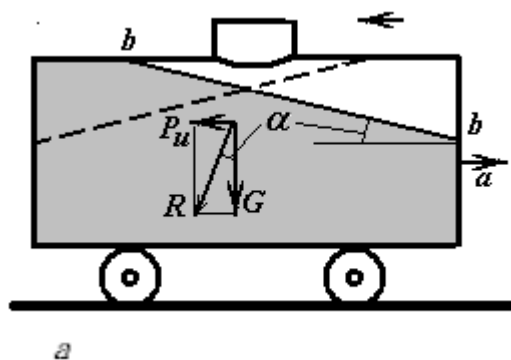


Рис. 8. Движение цистерны с ускорением

К каждой частице жидкости массы m в этом случае приложены ее вес $G = mg$ и сила инерции F_u , равная по величине ma . Равнодействующая

$R = \sqrt{(mg)^2 + (ma)^2}$ этих сил направлена к вертикали под углом α , тангенс которого равен

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{g}$$

Так как свободная поверхность, как поверхность равного давления, должна быть нормальна к указанной равнодействующей, то она в данном случае представит собой уже не горизонтальную плоскость, а наклонную, составляющую угол α с горизонтом (плоскость $b - b$). Учитывая, что величина этого угла зависит только от ускорений, приходим к выводу, что положение свободной поверхности не будет зависеть от рода находящейся в цистерне жидкости. Любая другая поверхность уровня в жидкости также будет плоскостью, наклоненной к горизонту под углом α . Если бы движение цистерны было не равноускоренным, а равнозамедленным, направление ускорения изменилось бы на обратное, и наклон свободной поверхности обратился бы в другую сторону (см. рис. 12, пунктир).

В качестве второго примера рассмотрим часто встречающийся в практике случай относительного покоя жидкости во вращающихся сосудах (например, в сепараторах и центрифугах, применяемых для разделения жидкостей). В этом случае (рис. 9) на любую частицу жидкости при ее относительном равновесии действуют массовые силы: сила тяжести $G = mg$ и центробежная сила $F_u = m w^2 r$, где r – расстояние от оси вращения, а w – угловая скорость вращения сосуда.

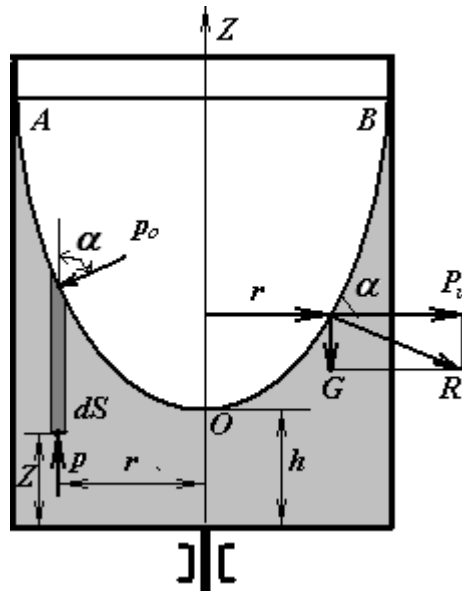


Рис. 9. Вращение сосуда с жидкостью

Поверхность жидкости также должна быть нормальна в каждой точке к равнодействующей этих сил R и представит собой параболоид вращения. Из чертежа находим:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_u}{G} = \frac{m w^2 r}{m g} = \frac{w^2 r}{g}.$$

В точке пересечения кривой АОВ с осью вращения $r = 0$, $z = h = \text{const}$, т.е. кривая АОВ является параболой, а свободная поверхность жидкости параболоидом.

Давление возрастает пропорционально квадратам радиуса r и угловой скорости ω , а уменьшается пропорционально высоте Z .

Гидродинамика. Классификация и параметры потоков. Уравнение неразрывности. Режимы движения жидкости

Гидродинамика – раздел гидравлики, изучающий законы движения жидкости, т.е. гидродинамика занимается изучением потоков жидкости и их взаимодействием с другими телами и жидкостями.

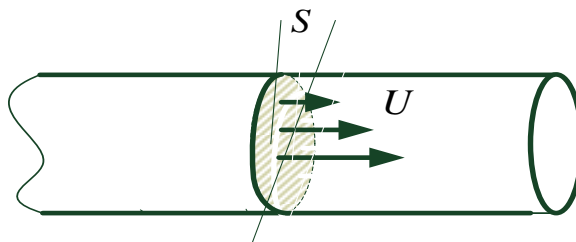
Движение жидкости характеризуется *скоростью* и *гидродинамическим давлением*.

Различают скорость U_t – местную, мгновенную – это скорость в данной точке в данный момент времени.

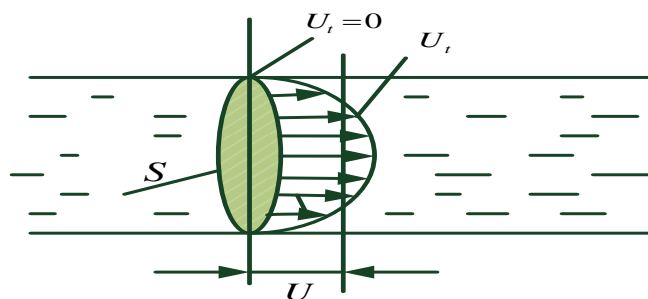
U – местная усредненная скорость, т.е. скорость в данной точке потока усредненная по времени.

$$U = \int_{t_1}^{t_2} U_t dt;$$

Поверхность, в каждой точке которой, вектор скорости является нормальным к ней, называется *поперечным сечением* потока "S":



График, который показывает величину местной скорости в каждой точке сечения, называется *эпюрой скоростей*.



Местная скорость в 1^{ом} молекулярном слое $U_t=0$; к центру потока возрастает, U – это средняя скорость по сечению и по времени. Эта средняя скорость определяется делением объёма эпюры на площадь поперечного сечения или определяется как интеграл:

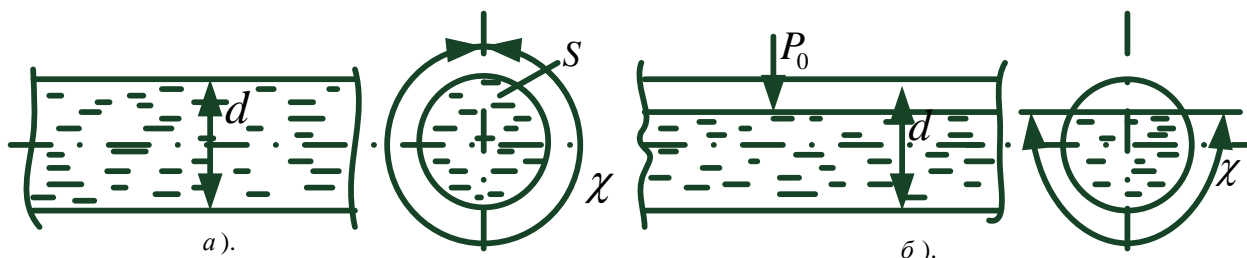
$$U = \frac{\int_{S_0}^S U dS}{S} ; \quad \text{или} \quad US = \int U dS = Q \left[\frac{M^3}{c} \right]$$

Геометрический смысл уравнения – это объём эпюры, физический смысл – это *расход жидкости*, т.е. объём жидкости проходящий через данное поперечное сечение в единицу времени.

Сечение потока, во всех точках которого линии тока нормальны (перпендикулярны) к этой поверхности, называется *живым сечением потока*.

Длина линии, по которой жидкость в живом сечении соприкасается с твердыми поверхностями, ограничивающими поток, называется *смоченным периметром* « χ » - хи.

Если смоченный периметр замкнутая линия, то этот поток называют *напорным*, если смоченный периметр разомкнутая линия, то этот поток называют *безнапорным*.



Отношение площади поперечного сечения (площади живого сечения) к смоченному периметру в этом сечении называется *гидравлическим радиусом*.

$$а). R = \frac{S}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4} / \pi d = \frac{d}{4} \text{ или } R = \frac{r_0}{2};$$

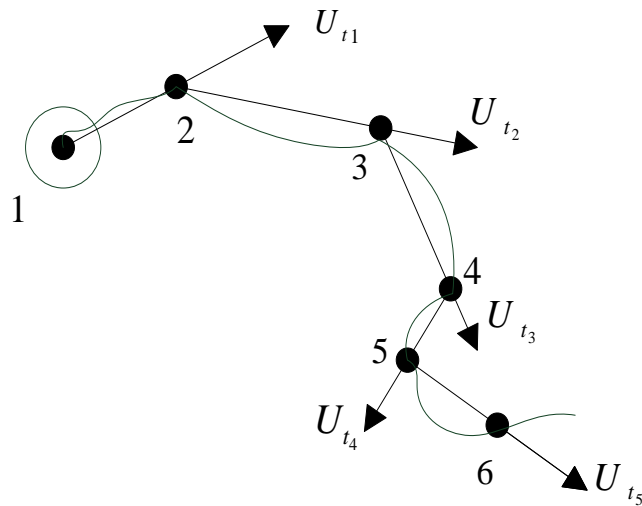
где R - гидравлический радиус, d , r_0 – диаметр и радиус трубы.

Поток жидкости параметры которого не меняются во времени называется *установившимся*.

Практический аналог – это поток жидкости параметры которого изменяются медленно и незначительно, т.е. за интересующий нас промежуток времени параметры существенно не изменяются.

Установившийся поток жидкости, эпюра скоростей которого во всех сечениях одинакова называется *равномерным*.

В потоке жидкости возьмём точку 1 мгновенная скорость которой направлена см. рис., на отрезке (векторе) скорости U_{t_1} возьмём точку 2, вектор её мгновенной скорости направлен см. рис. U_{t_2} , на этом отрезке возьмём точку 3 и т.д.



В пределе, когда все отрезки стремятся к 0, ломаная линия переходит в плавную кривую, которая называется *линией тока*.

Линия тока и траектория движения жидкости совпадают только при установившемся движении.

Свойства линии тока:

1. Вектор местной скорости является касательным в каждой точке линии тока – это свойство может быть определением линии тока.

2. Линии тока не пересекаются, не начинаются и не заканчиваются внутри объёма жидкости.

Линии тока являются плоскопараллельными прямыми или кривыми линиями, уравнение которых выглядит следующим образом:

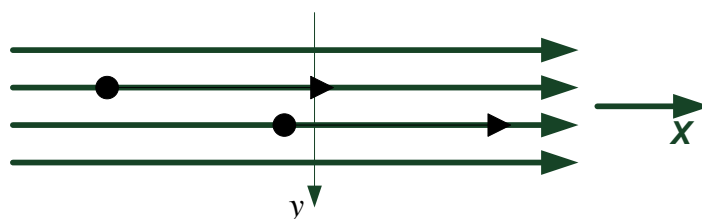
$$\frac{dx}{U_x} = \frac{dy}{U_y} = \frac{dz}{U_z} \quad (22)$$

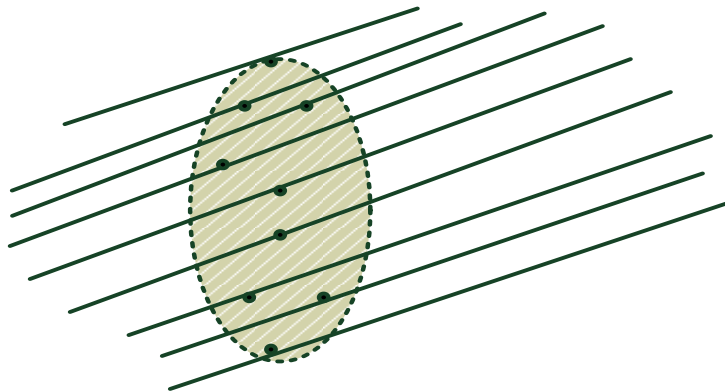
Если в направлении какой-либо из осей параметры потока не меняются, такой поток называют *плоским*.

Предположим такой осью является ось z , тогда уравнение линии тока примет вид: $U_x dy = U_y dx$;

Рассмотрим плоскопараллельный поток жидкости, в плоскопараллельном потоке в любой точке жидкости векторы местной скорости одинаковы, поэтому $U_x = A, U_y = 0$.

Подставляем эти значения в уравнение линии тока, получим: $dy = 0$, проинтегрировав это уравнение, получим $y = const$ – это уравнение представляет собой семейство параллельных прямых.





В потоке жидкости проведём замкнутый бесконечно малый контур и в каждой точке проведём линии тока.

Линии тока представляют собой сплошные непрерывные линии.

Полученную поверхность называют *трубкой тока*.

Поток жидкости, протекающий по трубке тока, называют *элементарной струйкой*.

Для удобства применения математического аппарата поток жидкости можно рассматривать как множество элементарных струек - это так называемая *струйная модель* потока жидкости.

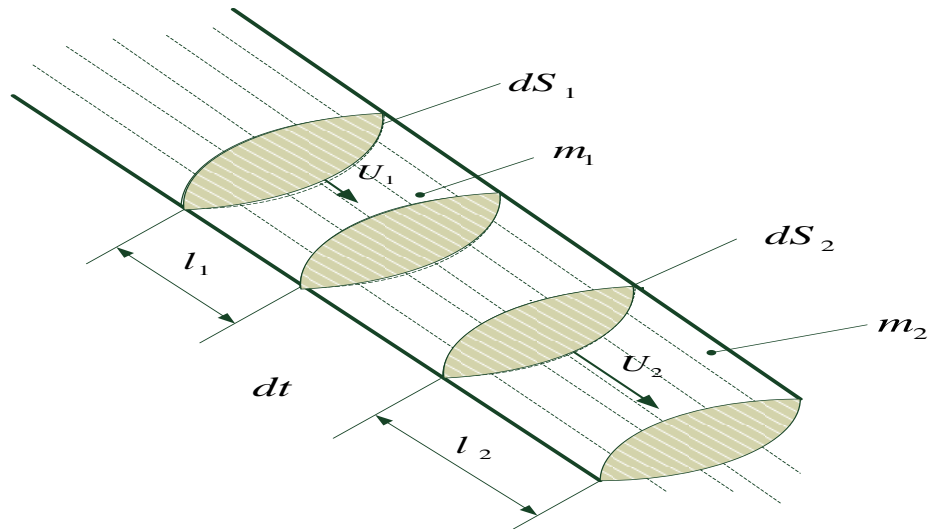
Уравнение неразрывности

Будем рассматривать установившиеся потоки. В потоке выделяем элементарную струйку.

Изобразим 2^а сечения со скоростями U_1 и U_2 и площадями dS_1 , dS_2 .

Применим закон сохранения массы m для жидкости перемещающейся через поперечное сечение.

В связи с законом $m_1 = m_2 = \text{const}$ т.е. сколько жидкости втекает столько и вытекает за время dt на участке l .



Через боковую поверхность, перетока жидкости нет, переток жидкости осуществляется только через поперечное сечение - «труба»

$$m_1 = m_2, \text{ но } m_1 = \rho V_1 = \rho l_1 dS_1 = \rho U_1 \cdot dt \cdot dS_1$$

$$\rho dQ_1 = \rho dQ_2; \quad m_2 = \rho V_2 = \rho U_2 \cdot dt \cdot dS_2,$$

где dQ – элементарный расход через сечение dS , или $\rho U_1 dS_1 = \rho U_2 dS_2$ приравняв

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3 = \dots \text{const},$$

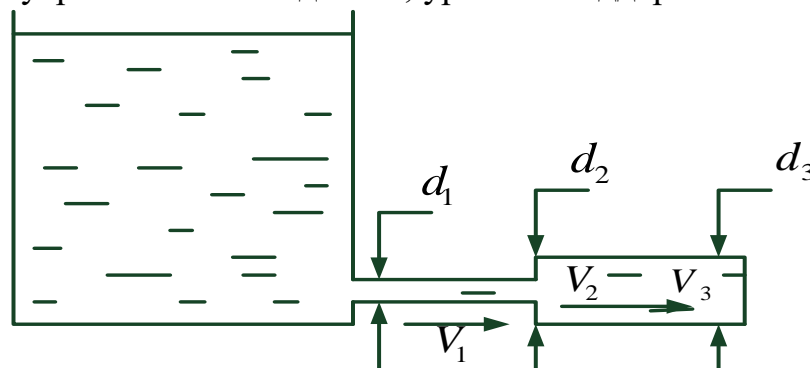
отсюда следует, что расход в любом поперечном сечении трубки одинаков.

Промежуток времени перетока жидкости через сечения dS_1, dS_2 одинаков $dt_1 = dt_2$

Переходим к потоку жидкости. Сечения элементарных струек в сумме дают поперечное сечение потока. Расход элементарных струек в сумме даёт расход потока.

Общий расход $Q = \sum_{i=1}^n dQ_i$, сумма постоянных величин есть величина постоянная. $Q_1 = Q_2 = \dots = Q$, для потока, или $Q = \text{const}$; $Q = VS - \text{const}$, это и есть уравнение неразрывности.

Из резервуара вытекает жидкость, уровень поддерживается постоянный.



Необходимо определить $V_1 - ?$; $V_2 - ?$; $V_3 - ?$, если $d_1 < d_2$, $d_2 = d_3$; $V_2 = V_3$ т. к. $S_3 = S_2$; $V_1 > V_2$ т. к. $S_1 < S_2$, а $Q_1 = Q_2 = Q_3$ (уравнение неразрывности потока или постоянства расхода).

Режимы движения жидкости.

Экспериментальные исследования показали, что потери энергии при движении жидкости существенно зависят от режима движения жидкости. В 1880г. Д.И.Менделеев в работе «О сопротивлении жидкостей и воздухоплавании» указал на наличие двух различных видов движения жидкости, которые отличаются друг от друга характером зависимостей сил трения от скорости движения. Более полно режимы движения жидкости исследованы в 1883г. английским физиком О. Рейнольдсом.

Наблюдать особенности режимов движения можно на специальной опытной установке, схема которой показана ниже. К баку достаточных размеров, наполненному жидкостью, присоединена стеклянная труба с вентилем в конце для регулирования расхода потока.

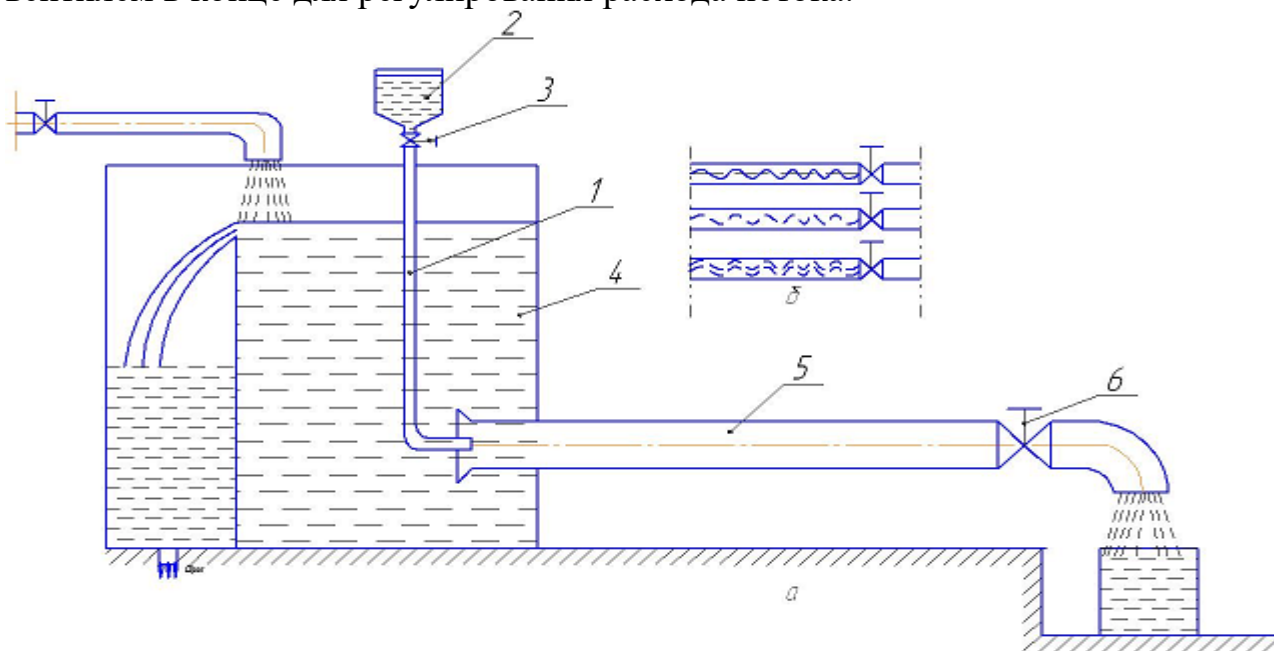


Рисунок 15

1- трубка для красителя, 2- емкость для красителя, 3- кран, 4- сосуд с жидкостью, 5 – прозрачная труба, 6 – вентиль.

Из сосуда по трубке меньшего диаметра к входному участку трубы подается раствор красителя плотностью, близкой к плотности жидкости в потоке. Расход красителя регулируется краном. При открытии вентиля в трубе установится некоторая скорость в потоке. При малой скорости потока в трубе краситель образует прямолинейную несмешивающуюся с окружающей жидкостью струйку. Такое движение называется *ламинарным*.

Слово «ламинарный» произошло от латинского слова (*lamina*), что в переводе означает «слой», т.е. жидкость в данном случае перемещается слоями, параллельными друг другу, поэтому краситель не перемешивается.

При дальнейшем открытии крана характер протекания жидкости в трубе может измениться. При некоторой скорости струйка красителя становится волнообразной, а затем с увеличением скорости потока в струйке намечаются разрывы и полное разрушение ее, то есть происходит перемешивание окрашенной струйки с массой текущей жидкости в трубе. Движение становится *турбулентным*.

Слово «турбулентный» произошло от слова (*turbulentus*), что в переводе означает «беспорядочный», т.е. слои жидкости перемешиваются и частицы движутся беспорядочно, поэтому красителя не видно, он перемешивается с жидкостью.

При постепенном закрытии крана явление протекает в обратном порядке. Однако переход от турбулентного движения к ламинарному происходит при скорости, меньшей, чем скорость, при которой наблюдался переход от ламинарного движения к турбулентному. Скорость, при которой меняется режим движения, называется *критической*. Рейнольдс выделил две критические скорости: одну при переходе ламинарного режима движения, называется *нижней критической скоростью* $V_{н.кр.}$, другую при переходе турбулентного режима движения в ламинарный, она называется *верхней критической скоростью* $V_{в.кр.}$. Верхняя критическая скорость, как показали опыты, зависит от внешних условий: постоянства температуры, уровня вибрации установки и др. Нижняя критическая скорость в широком диапазоне изменения внешних условий остается практически постоянной.

Результатами опытов установлено, что режим движения жидкости характеризуется численным значением безразмерного параметра, называемым *числом Рейнольдса* Re ,

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (24)$$

где V – скорость движения жидкости, d – диаметр трубопровода, ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Число Рейнольдса характеризует отношение сил инерции к силам трения (вязкости).

Так как нижняя критическая скорость не зависит от внешних условий, то наиболее устойчивым значением обладает нижнее критическое число Рейнольдса $Re_{н.кр.}$, которое для труб может быть принято $Re_{н.кр.}=2320$. Верхнее критическое число Рейнольдса не имеет строго установленного значения. В лабораторных условиях иногда удается ламинарный режим движения сохранить при числах Re до $(40-50) \cdot 10^3$ и более.

Чисто условно, для простоты применения математического аппарата (расчетов), было принято считать ламинарным режим движения жидкости при $Re \leq 2300$, турбулентным – при $Re \geq 4000$, а при: $2300 > Re > 4000$, считать режим движения жидкости переходным.

Турбулентное движение жидкости в природе и технике встречается чаще, чем ламинарное. Ламинарный режим наблюдается при движении грунтовых вод и движении в капиллярных трубах (в том числе и движении крови человека и животных).

В каналах и руслах некруглого сечения число Рейнольдса выражают через гидравлический радиус:

$$Re = \frac{VR}{\nu},$$

где R – гидравлический радиус.

Для открытых каналов число $Re_{R.кр.} = 300 \dots 500$. Гидравлический радиус круглых труб $R = \frac{d}{4}$, нижнее критическое число Рейнольдса для них $Re_{R.кр.} = 580$.

Гидродинамика. Классификация и параметры потоков. Уравнение неразрывности. Режимы движения жидкости

Гидродинамика – раздел гидравлики, изучающий законы движения жидкости, т.е. гидродинамика занимается изучением потоков жидкости и их взаимодействием с другими телами и жидкостями.

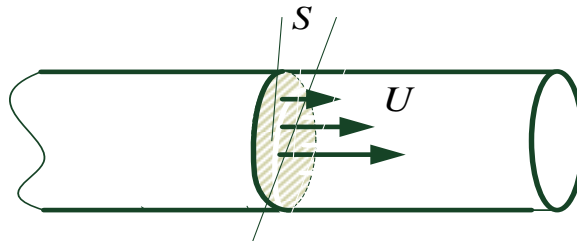
Движение жидкости характеризуется *скоростью* и *гидродинамическим давлением*.

Различают скорость U_t – местную, мгновенную – это скорость в данной точке в данный момент времени.

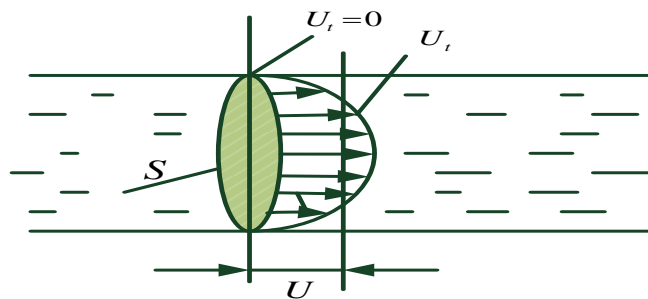
U – местная усредненная скорость, т.е. скорость в данной точке потока усредненная по времени.

$$U = \int_{t_1}^{t_2} U_t dt;$$

Поверхность, в каждой точке которой, вектор скорости является нормальным к ней, называется *поперечным сечением* потока "S":



График, который показывает величину местной скорости в каждой точке сечения, называется *эпюрой скоростей*.



Местная скорость в 1^{ом} молекулярном слое $U_t=0$; к центру потока возрастает, U – это средняя скорость по сечению и по времени. Эта средняя скорость определяется делением объёма эпюры на площадь поперечного сечения или определяется как интеграл:

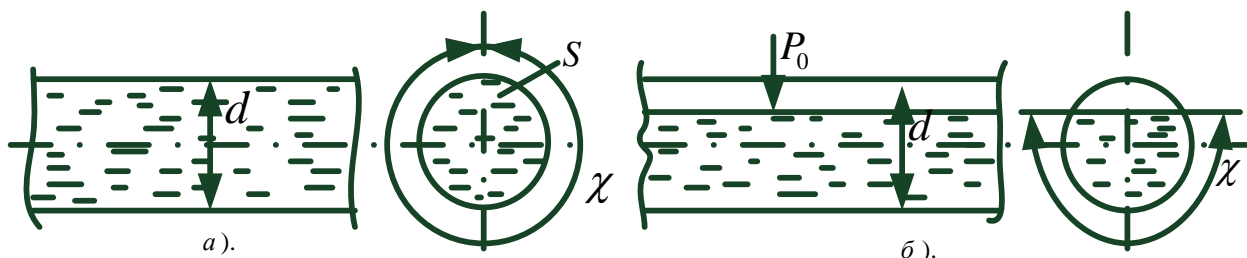
$$U = \frac{\int_{S_0}^S U dS}{S} ; \quad \text{или} \quad US = \int U dS = Q \left[\frac{M^3}{c} \right]$$

Геометрический смысл уравнения – это объём эпюры, физический смысл – это *расход жидкости*, т.е. объём жидкости проходящий через данное поперечное сечение в единицу времени.

Сечение потока, во всех точках которого линии тока нормальны (перпендикулярны) к этой поверхности, называется *живым сечением потока*.

Длина линии, по которой жидкость в живом сечении соприкасается с твердыми поверхностями, ограничивающими поток, называется *смоченным периметром* « χ » - хи.

Если смоченный периметр замкнутая линия, то этот поток называют *напорным*, если смоченный периметр разомкнутая линия, то этот поток называют *безнапорным*.



Отношение площади поперечного сечения (площади живого сечения) к смоченному периметру в этом сечении называется *гидравлическим радиусом*.

$$а). R = \frac{S}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4} / \pi d = \frac{d}{4} \quad \text{или} \quad R = \frac{r_0}{2};$$

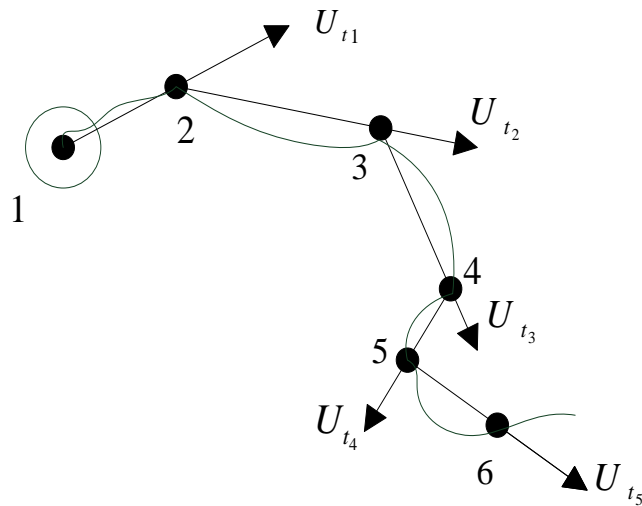
где R - гидравлический радиус, d , r_0 – диаметр и радиус трубы.

Поток жидкости параметры которого не меняются во времени называется *установившимся*.

Практический аналог – это поток жидкости параметры которого изменяются медленно и незначительно, т.е. за интересующий нас промежуток времени параметры существенно не изменяются.

Установившийся поток жидкости, эпюра скоростей которого во всех сечениях одинакова называется *равномерным*.

В потоке жидкости возьмём точку 1 мгновенная скорость которой направлена см. рис., на отрезке (векторе) скорости U_{t_1} возьмём точку 2, вектор её мгновенной скорости направлен см. рис. U_{t_2} , на этом отрезке возьмём точку 3 и т.д.



В пределе, когда все отрезки стремятся к 0, ломаная линия переходит в плавную кривую, которая называется *линией тока*.

Линия тока и траектория движения жидкости совпадают только при установившемся движении.

Свойства линии тока:

1. Вектор местной скорости является касательным в каждой точке линии тока – это свойство может быть определением линии тока.

2. Линии тока не пересекаются, не начинаются и не заканчиваются внутри объёма жидкости.

Линии тока являются плоскопараллельными прямыми или кривыми линиями, уравнение которых выглядит следующим образом:

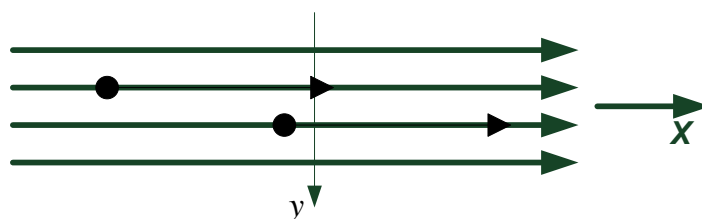
$$\frac{dx}{U_x} = \frac{dy}{U_y} = \frac{dz}{U_z} \quad (22)$$

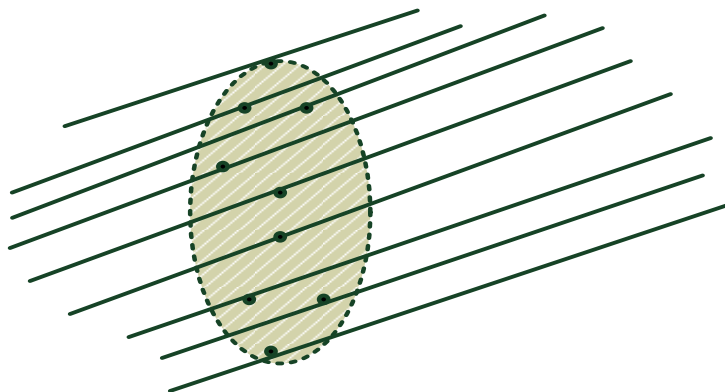
Если в направлении какой-либо из осей параметры потока не меняются, такой поток называют *плоским*.

Предположим такой осью является ось z , тогда уравнение линии тока примет вид: $U_x dy = U_y dx$;

Рассмотрим плоскопараллельный поток жидкости, в плоскопараллельном потоке в любой точке жидкости векторы местной скорости одинаковы, поэтому $U_x = A, U_y = 0$.

Подставляем эти значения в уравнение линии тока, получим: $dy = 0$, проинтегрировав это уравнение, получим $y = const$ – это уравнение представляет собой семейство параллельных прямых.





В потоке жидкости проведём замкнутый бесконечно малый контур и в каждой точке проведём линии тока.

Линии тока представляют собой сплошные непрерывные линии.

Полученную поверхность называют *трубкой тока*.

Поток жидкости, протекающий по трубке тока, называют *элементарной струйкой*.

Для удобства применения математического аппарата поток жидкости можно рассматривать как множество элементарных струек - это так называемая *струйная модель* потока жидкости.

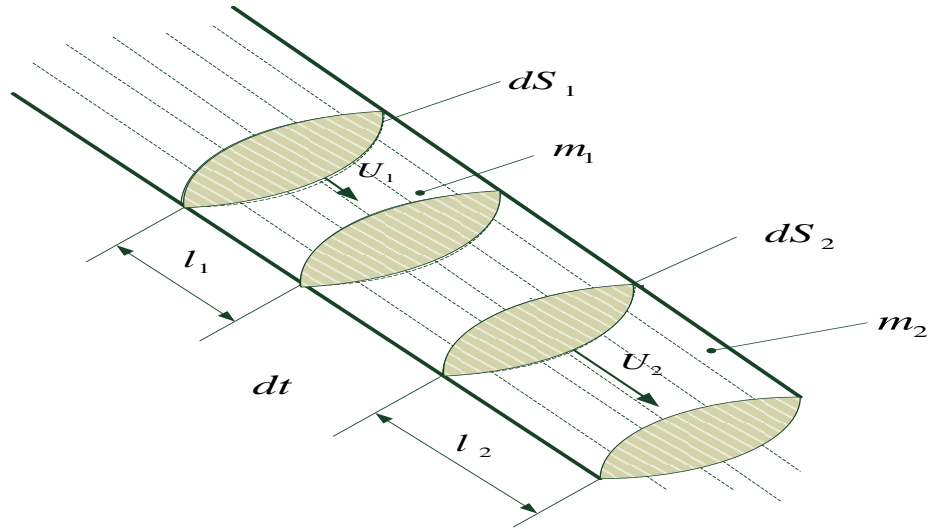
Уравнение неразрывности

Будем рассматривать установившиеся потоки. В потоке выделяем элементарную струйку.

Изобразим 2^а сечения со скоростями U_1 и U_2 и площадями dS_1 , dS_2 .

Применим закон сохранения массы m для жидкости перемещающейся через поперечное сечение.

В связи с законом $m_1 = m_2 = \text{const}$ т.е. сколько жидкости втекает столько и вытекает за время dt на участке l .



Через боковую поверхность, перетока жидкости нет, переток жидкости осуществляется только через поперечное сечение - «труба»

$$m_1 = m_2, \text{ но } m_1 = \rho V_1 = \rho l_1 dS_1 = \rho U_1 \cdot dt \cdot dS_1$$

$$\rho dQ_1 = \rho dQ_2; \quad m_2 = \rho V_2 = \rho U_2 \cdot dt \cdot dS_2,$$

где dQ – элементарный расход через сечение dS , или $\rho U_1 dS_1 = \rho U_2 dS_2$ приравняв

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3 = \dots \text{const},$$

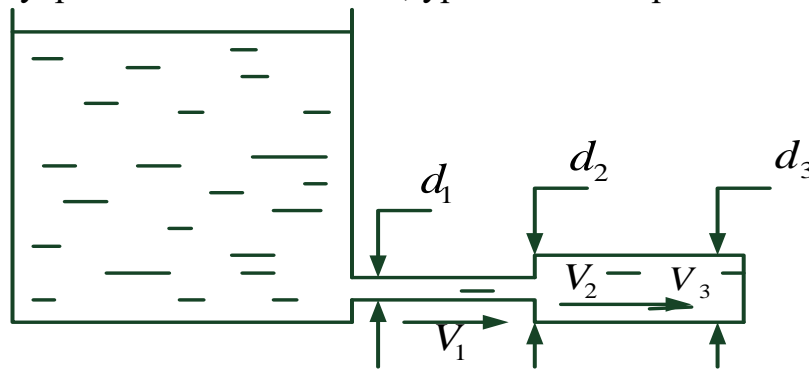
отсюда следует, что расход в любом поперечном сечении трубки одинаков.

Промежуток времени перетока жидкости через сечения dS_1, dS_2 одинаков $dt_1 = dt_2$

Переходим к потоку жидкости. Сечения элементарных струек в сумме дают поперечное сечение потока. Расход элементарных струек в сумме даёт расход потока.

Общий расход $Q = \sum_{i=1}^n dQ_i$, сумма постоянных величин есть величина постоянная. $Q_1 = Q_2 = \dots = Q$, для потока, или $Q = \text{const}$; $Q = VS = \text{const}$, это и есть уравнение неразрывности.

Из резервуара вытекает жидкость, уровень поддерживается постоянный.



Необходимо определить V_1 -?; V_2 -?; V_3 -?, если $d_1 < d_2$, $d_2 = d_3$; $V_2 = V_3$ т. к. $S_3 = S_2$; $V_1 > V_2$ т. к. $S_1 < S_2$, а $Q_1 = Q_2 = Q_3$ (уравнение неразрывности потока или постоянства расхода).

Режимы движения жидкости.

Экспериментальные исследования показали, что потери энергии при движении жидкости существенно зависят от режима движения жидкости. В 1880г. Д.И.Менделеев в работе «О сопротивлении жидкостей и воздухоплавании» указал на наличие двух различных видов движения жидкости, которые отличаются друг от друга характером зависимостей сил трения от скорости движения. Более полно режимы движения жидкости исследованы в 1883г. английским физиком О. Рейнольдсом.

Наблюдать особенности режимов движения можно на специальной опытной установке, схема которой показана ниже. К баку достаточных размеров, наполненному жидкостью, присоединена стеклянная труба с вентилем в конце для регулирования расхода потока.

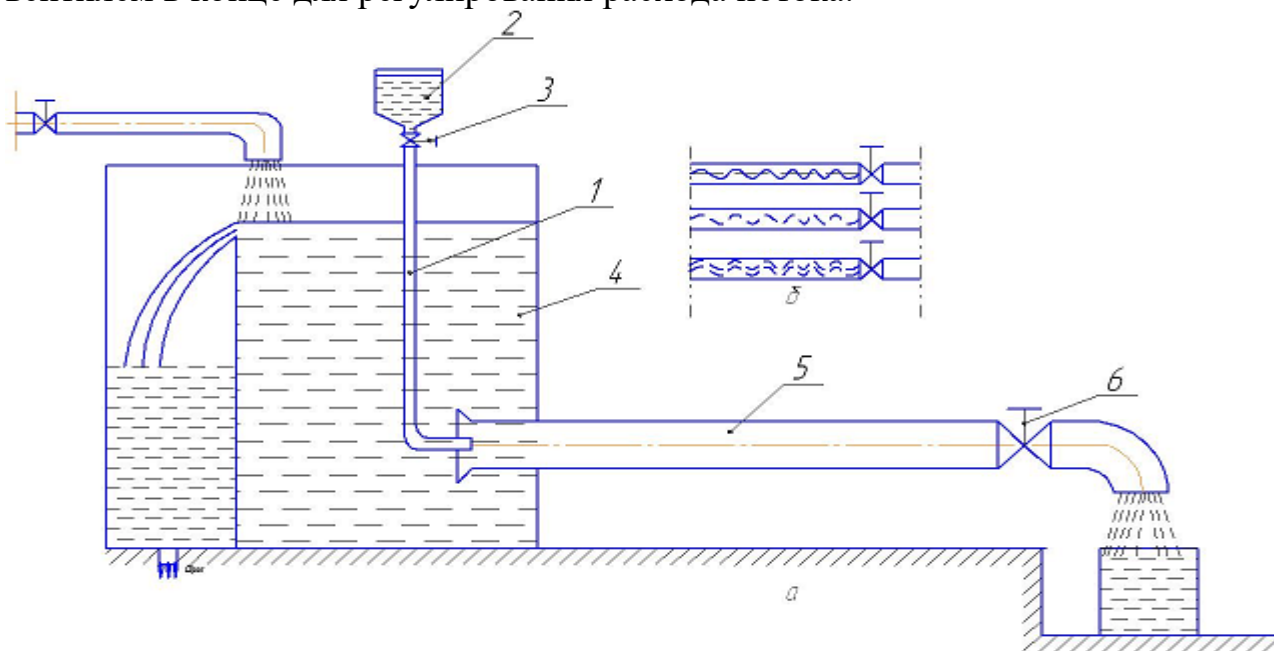


Рисунок 15

1- трубка для красителя, 2- емкость для красителя, 3- кран, 4- сосуд с жидкостью, 5 – прозрачная труба, 6 – вентиль.

Из сосуда по трубке меньшего диаметра к входному участку трубы подается раствор красителя плотностью, близкой к плотности жидкости в потоке. Расход красителя регулируется краном. При открытии вентиля в трубе установится некоторая скорость в потоке. При малой скорости потока в трубе краситель образует прямолинейную несмешивающуюся с окружающей жидкостью струйку. Такое движение называется *ламинарным*.

Слово «ламинарный» произошло от латинского слова (*lamina*), что в переводе означает «слой», т.е. жидкость в данном случае перемещается слоями, параллельными друг другу, поэтому краситель не перемешивается.

При дальнейшем открытии крана характер протекания жидкости в трубе может измениться. При некоторой скорости струйка красителя становится волнообразной, а затем с увеличением скорости потока в струйке намечаются разрывы и полное разрушение ее, то есть происходит перемешивание окрашенной струйки с массой текущей жидкости в трубе. Движение становится *турбулентным*.

Слово «турбулентный» произошло от слова (*turbulentus*), что в переводе означает «беспорядочный», т.е. слои жидкости перемешиваются и частицы движутся беспорядочно, поэтому красителя не видно, он перемешивается с жидкостью.

При постепенном закрытии крана явление протекает в обратном порядке. Однако переход от турбулентного движения к ламинарному происходит при скорости, меньшей, чем скорость, при которой наблюдался переход от ламинарного движения к турбулентному. Скорость, при которой меняется режим движения, называется *критической*. Рейнольдс выделил две критические скорости: одну при переходе ламинарного режима движения, называется *нижней критической скоростью* $V_{н.кр.}$, другую при переходе турбулентного режима движения в ламинарный, она называется *верхней критической скоростью* $V_{в.кр.}$. Верхняя критическая скорость, как показали опыты, зависит от внешних условий: постоянства температуры, уровня вибрации установки и др. Нижняя критическая скорость в широком диапазоне изменения внешних условий остается практически постоянной.

Результатами опытов установлено, что режим движения жидкости характеризуется численным значением безразмерного параметра, называемым *числом Рейнольдса* Re ,

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (24)$$

где V – скорость движения жидкости, d – диаметр трубопровода, ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Число Рейнольдса характеризует отношение сил инерции к силам трения (вязкости).

Так как нижняя критическая скорость не зависит от внешних условий, то наиболее устойчивым значением обладает нижнее критическое число Рейнольдса $Re_{н.кр.}$, которое для труб может быть принято $Re_{н.кр.}=2320$. Верхнее критическое число Рейнольдса не имеет строго установленного значения. В лабораторных условиях иногда удается ламинарный режим движения сохранить при числах Re до $(40-50) \cdot 10^3$ и более.

Чисто условно, для простоты применения математического аппарата (расчетов), было принято считать ламинарным режим движения жидкости при $Re \leq 2300$, турбулентным – при $Re \geq 4000$, а при: $2300 > Re > 4000$, считать режим движения жидкости переходным.

Турбулентное движение жидкости в природе и технике встречается чаще, чем ламинарное. Ламинарный режим наблюдается при движении грунтовых вод и движении в капиллярных трубах (в том числе и движении крови человека и животных).

В каналах и руслах некруглого сечения число Рейнольдса выражают через гидравлический радиус:

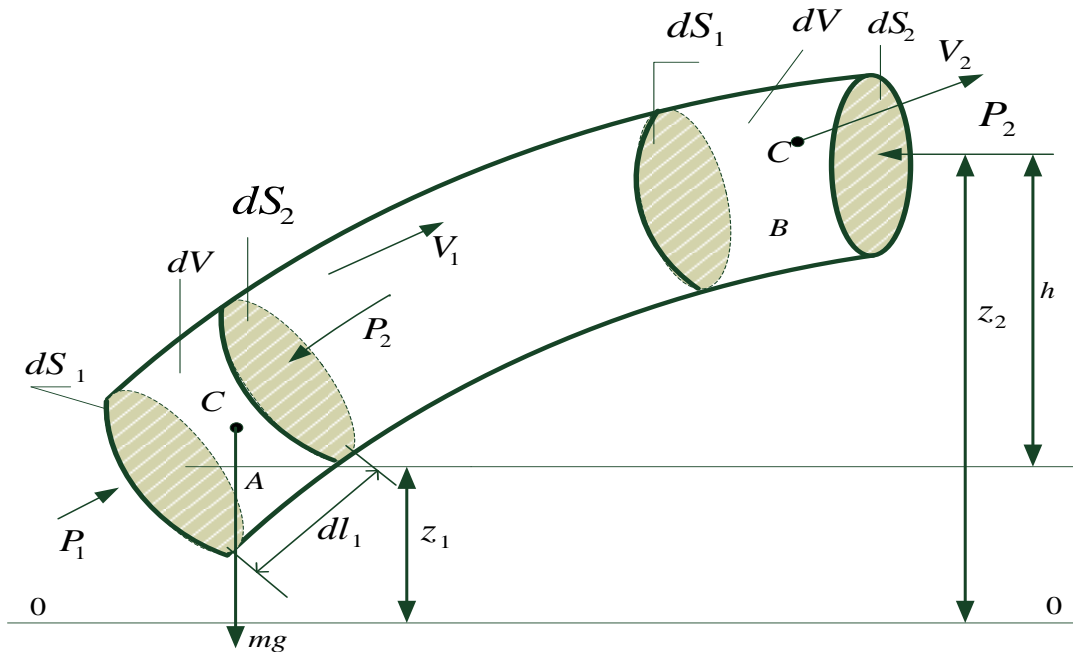
$$Re = \frac{VR}{\nu},$$

где R – гидравлический радиус.

Для открытых каналов число $Re_{R.кр.} = 300 \dots 500$. Гидравлический радиус круглых труб $R = \frac{d}{4}$, нижнее критическое число Рейнольдса для них $Re_{R.кр.} = 580$.

Уравнение Бернулли. Гидравлические сопротивления. Основное уравнение равномерного движения. Виды потерь напора

В потоке жидкости выделим элементарную струйку. В пределах трубки тока рассмотрим бесконечно малую частицу жидкости объемом dV . Объем dV ограничен сечениями dS_1 и dS_2 , которые расположены на расстоянии dl .



За некоторый промежуток времени при движении жидкости сечение dS_1 переместится на расстояние dl_1 . Объем жидкости между сечениями dS_1 и dS_2 , обозначим dV , вес жидкости между сечениями определим как:

$$G = mg, \text{ массу можно определить как: } m = \rho dV, \text{ тогда } G = \rho dVg = \gamma dV.$$

Скорость движения жидкости обозначим U . При перемещении жидкости из положения A в положение B , объем жидкости не изменяется, изменяется давление P и скорость U .

Применим к рассматриваемой частице жидкости теорему механики об изменении кинетической энергии ΔE_K , (изменение кинетической энергии равно сумме работ всех сил, действующих на тело, в нашем случае на жидкость), т.е. $\Delta E_K = \sum A$.

Кинетическая энергия $E_1 = dm \frac{U_1^2}{2}$, или $E_1 = \rho dV \frac{U_1^2}{2}$, т.к. $\gamma = \rho g$, то

$E_1 = \frac{\gamma}{g} dV \frac{U_1^2}{2}$. Изменение кинетической энергии это разность:

$$\Delta E_K = E_2 - E_1 = \gamma dV \left(\frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g} \right) \quad (25)$$

Сумма работ сил, действующих на жидкость складывается из работы силы тяжести на вертикальное перемещение:

$A = Gh = \gamma dV(z_2 - z_1)$, и работы силы гидростатического давления жидкости: $F = PS$ или $A_1 = P_1 dS_1 dl_1 - P_2 dS_2 dl_2$; работа сил гидростатического давления равна разности работ двух сил, т.к. давление жидкости P_1 и P_2 противоположно направлены.

Произведение площади на длину дает объем жидкости т.е.

$$dS_1 dl_1 = dV = dS_2 dl_2.$$

Тогда изменение кинетической энергии равно сумме работ:

$$\gamma dV \left(\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} \right) = \gamma dV(z_2 - z_1) + dV(P_2 - P_1),$$

после преобразования уравнения (сокращения на γdV), имеем

$$\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma},$$

или
$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} = const, \quad (26)$$

данное уравнение называют *уравнением Бернулли* для элементарной струйки идеальной жидкости.

Уравнение Бернулли имеет геометрический, гидравлический и физический смысл: геометрический – это высота подъема жидкости, гидравлический – это напор жидкости, физический – это полная удельная энергия жидкости, отнесенная к единице веса, в системе СИ – это *метр*.

Перейдем к реальной жидкости.

Реальная жидкость – это жидкая среда, обусловленная наличием сил сопротивления, вязкостного трения, т.е. в реальной жидкости часть энергии теряется на преодоление сил трения.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости:

$$H = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

или
$$H_1 - H_2 = h_{1-2},$$

данное уравнение содержит коэффициент Кориолиса α , который в некоторой литературе называют коэффициентом кинетической энергии или коэффициентом скорости, для идеальной жидкости он равен *единице*, в круглой трубе при ламинарном движении он равен - 2, при турбулентном движении – 1,1.

Физический смысл уравнения – это сумма удельной кинетической и

удельной потенциальной энергии: $H = H_K + H_{\Pi}$, $H_K = \frac{\alpha V^2}{2g}$, $H_{\Pi} = z + \frac{P}{\gamma}$;

Гидравлический смысл – это сумма потенциального и скоростного напора:

$$H = H_{\Pi} + H_V, \quad H_{\Pi} = z + \frac{P}{\gamma}, \quad H_V = \frac{\alpha V^2}{2g},$$

h_{1-2} — это потери энергии или напора жидкости при движении от сечения 1 к сечению 2, это также гидравлические сопротивления которые складываются из потерь по длине и местных потерь, которые рассмотрим ниже.

Гидравлические сопротивления.

При движении жидкости возникают силы гидравлического сопротивления (трения), тормозящие движение. Различают *вязкостные* и *инерционные* сопротивления. Существует два вида гидравлических сопротивлений — это *потери по длине* и *местные потери напора*.

Вязкостные сопротивления возникают вследствие наличия у жидкости свойства сопротивляться при движении касательным усилиям, т. е. силам вязкости. Они проявляют свое действие главным образом в ламинарном потоке.

При турбулентном режиме движения, кроме вязкостных, возникают *инерционные сопротивления*, вызываемые образованием вихрей и перемешиванием масс жидкости, с увеличением числа Рейнольдса влияние инерционных сопротивлений возрастает и при развитом турбулентном режиме движения они становятся преобладающими.

На преодоление сил сопротивления затрачивается часть механической энергии жидкости (необратимо превращается в тепловую энергию). Теряемая при этом удельная механическая энергия называется потерей напора.

Потери напора на участке равномерного потока называются потерями напора по длине h . Опытное определение этих потерь производится на установке.

Из уравнения Бернулли следует

$$h = H_1 - H_2,$$

где $H_{1,2}$ — напор в соответствующем сечении.

В равномерном потоке скоростные напоры H_V во всех сечениях одинаковы, поэтому

$$h = H_{п_1} - H_{п_2},$$

где $H_{п}$ — потенциальный напор в соответствующем сечении.

Важнейшей формулой для вычисления потерь напора по длине является формула Дарси-Вейсбаха:

$$h = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (27)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина участка; d —

диаметр трубы; и V — средняя скорость потока;

В формуле коэффициент кинетической энергии α входит в величину коэффициента гидравлического трения λ .

Коэффициент λ зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Рейнольдса), относительной шероховатости $\bar{\Delta}$, а также от формы выступов шероховатости. При расчетах величина λ определяется по графикам или соответствующим им таблицам и формулам.

Для труб круглого сечения относительная шероховатость:

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

где Δ — характерная высота выступов шероховатости (абсолютная эквивалентная шероховатость).

Вместо относительной шероховатости часто применяется обратная ей величина — относительная гладкость $\frac{d}{\Delta}$.

Для потоков некруглого сечения в формулах (27) и в формуле критерия Рейнольдса: (24) вместо значения диаметра d применяется величина $4R$, где R — гидравлический радиус.

У большинства технических труб выступы шероховатости неодинаковы по высоте и по форме, размещены неравномерно, такая шероховатость называется разнотерной, неоднородной, естественной. Для деревянных и стеклянных труб характерна плавная, волнообразная форма выступов — волнистая шероховатость.

В целях обеспечения возможности инженерных расчетов труб, выпускаемых промышленностью (с естественной шероховатостью), были проведены исследования потерь напора по длине Кольбруком в 1938 году и Г.А. Муриным в 1948 году. При развитом турбулентном движении коэффициенты λ совпадали. Абсолютная шероховатость, найденная из рассмотренного условия по формуле $\Delta = \bar{\Delta}d$, называется эквивалентной шероховатостью. Она обычно приводится в справочниках.

Поскольку результаты исследований Кольбрука и Мурина практически совпадают, то достаточно рассмотреть график Мурина.

1. Зона ламинарного режима движения, (на графике Г.А. Мурина не показана); $0 < Re < 2\ 300$. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. Коэффициент λ не зависит от шероховатости стенок и определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64 / Re. \quad (28)$$

2. Зона переходного режима движения (на графике Г.А. Мурина не показана); $2\ 300 < Re < 4\ 000$.

Выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости.

В данной зоне при одном и том же числе Re в условиях эксплуатации технических труб режим движения жидкости переходит от ламинарного к

турбулентному и обратно без видимых изменений условий эксплуатации. Зависимость коэффициента λ от числа Re и шероховатости стенок становится неопределенной; расход, скорость и другие параметры потока меняются во времени. Поэтому поток при таком режиме движения является неустановившимся и мало пригодным для использования в технике, особенно в системах управления и автоматики.

Для установившегося турбулентного режима движения существуют еще три зоны сопротивления.

III. Зона гладкостенного сопротивления (гидравлически гладких труб)
 $4\,000 < Re < 10/\bar{\Delta}$.

Режим движения в середине потока турбулентный, но выступы шероховатости еще покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости у стенок и инерционными сопротивлениями в ядре потока. Коэффициент λ зависит только от величины критерия Re . Потери напора пропорциональны вязкости.

IV. Зона неразвитого турбулентного режима движения, или доквадратичного сопротивления (в технических трубах при неравномерной шероховатости потери напора пропорциональны $1,75 < m < 2$, $10/\bar{\Delta} < Re < 500/\bar{\Delta}$).

Толщина ламинарного слоя становится меньше выступов шероховатости, поэтому за ними образуются местные вихри. Это существенно увеличивает роль инерционных сопротивлений. Коэффициент λ в этой зоне зависит не только от числа Re , но и от шероховатости.

V. Зона развитого турбулентного режима движения, или квадратичного сопротивления (потери напора пропорциональны v^2) $Re > 500/\bar{\Delta}$.

Ламинарный пристенный слой практически исчезает, вихри заполняют все впадины между выступами. Сопротивление движению определяется в основном инерционными силами. Коэффициент λ зависит только от шероховатости.

Для вычисления коэффициента λ предложен целый ряд формул, многие из которых имеют сложную структуру. Их применимость ограничена соответствующим диапазоном чисел Re .

Например, для режимов, имеющих место в трубопроводах систем водоснабжения, СНиП 2.04.02.84 рекомендуется формула, которая для неновых стальных и чугунных труб без внутреннего защитного покрытия или с битумным защитным покрытием может быть приведена к виду

$$\lambda = A \left(\frac{1 + c/v}{d} \right)^M.$$

где v — средняя скорость движения воды, м/с; d — диаметр трубы, м; A , c , m — величины, определяемые в зависимости от скорости из таблиц, для воды при температуре $10\text{ }^\circ\text{C}$ ($V = 1,3 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$).

Местные сопротивления — относительно короткие участки русла, трубопровода, канала в которых происходит значительное изменение эпюры

скоростей потока и ее последующее восстановление до формы, соответствующей равномерному движению (расширяющиеся и сужающиеся участки трубопровода — диффузоры и конфузоры, повороты в виде колен и отводов, диафрагмы, задвижки, краны, вентили, дроссельные заслонки, клапаны и т. п.).

На этих участках русла увеличиваются градиенты местных скоростей, образуются вихревые зоны, увеличивается интенсивность перемешивания масс жидкости. В результате возрастают вязкостные и инерционные силы сопротивления, препятствующие движению жидкости.

Силы вязкости (трения) оказывают стабилизирующее действие на поток и тем самым приводят к восстановлению нарушенной в местном сопротивлении эпюры скоростей до состояния, соответствующего равномерному движению. Все эти процессы увеличивают долю механической энергии потока, переходящей в теплоту. Эту часть принято называть местной потерей энергии. Дополнительная доля потерь механической энергии потока, возникающей в местном сопротивлении, отнесенная к единице веса жидкости, называется местной потерей напора.

Местная потеря напора h_m определяется как разность между полными потерями напора и потерей напора по длине h_d ,

$$h_M = h - h_d.$$

Таким образом, принято рассматривать местные потери напора как дополнительные к потерям по длине.

Местные потери напора вычисляется по формуле:

$$h_M = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (29)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь напора, который зависит только от вида местного сопротивления);

v — средняя скорость потока, которая обычно берется в сечении после сопротивления.

Значения коэффициентов местных сопротивлений определяются на основании опытных данных с помощью формул.

Полная потеря напора h находится из уравнения Бернулли:

$$h = h_\delta + h_a,$$

где h_a , h_δ — напоры в начальном и конечном сечениях данного сопротивления.

Потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{Д} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

В данном случае коэффициент гидравлического трения λ находится по справочным данным (например, по графику Г.А. Мурина), а значения остальных параметров — по данным эксперимента.

Более точно потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, находятся с помощью опыта. Для этого на участке трубопровода с равномерным движением, т. е. не имеющем местного сопротивления, определяется гидравлический уклон:

$$i = \frac{h_p}{l_p}, \quad (30)$$

где $h_p = \Delta H_n$ — потеря напора по длине, определяемая по показаниям пьезометров, участка установки без местного сопротивления, имеющего диаметр и шероховатость стенок, как и во входящей в местное сопротивление части, l_p — длина соответствующего участка равномерного потока.

Затем вычисляются потери напора по длине, на участке трубопровода, входящего в местное сопротивление:

$$h_{Д} = il,$$

где l — длина участка трубопровода постоянного диаметра, входящего в местное сопротивление.

Общие полные гидравлические сопротивления (потери напора или энергии) можно определить как суммарные потери по длине плюс суммарные потери на местные сопротивления:

$$h_{\text{общ}} = \sum h_{Д} + \sum h_{М}.$$

Гидравлические сопротивления. Определение потерь напора по длине. Коэффициент гидравлического трения. Определение местных потерь напора. Коэффициент местного сопротивления

При движении жидкости возникают силы гидравлического сопротивления (трения), тормозящие движение. Различают *вязкостные* и *инерционные* сопротивления. Существует два вида гидравлических сопротивлений – это *потери по длине* и *местные потери напора*.

Вязкостные сопротивления возникают вследствие наличия у жидкости свойства сопротивляться при движении касательным усилиям, т. е. силам вязкости. Они проявляют свое действие главным образом в ламинарном потоке.

При турбулентном режиме движения, кроме вязкостных, возникают *инерционные сопротивления*, вызываемые образованием вихрей и перемешиванием масс жидкости, с увеличением числа Рейнольдса влияние инерционных сопротивлений возрастает и при развитом турбулентном режиме движения они становятся преобладающими.

На преодоление сил сопротивления затрачивается часть механической энергии жидкости (необратимо превращается в тепловую энергию). Теряемая при этом удельная механическая энергия называется потерей напора.

Потери напора на участке равномерного потока называются потерями напора по длине h . Опытное определение этих потерь производится на установке.

Из уравнения Бернулли следует

$$h = H_1 - H_2,$$

где $H_{1,2}$ — напор в соответствующем сечении.

В равномерном потоке скоростные напоры H_V во всех сечениях одинаковы, поэтому

$$h = H_{п_1} - H_{п_2},$$

где $H_{п}$ — потенциальный напор в соответствующем сечении.

Важнейшей формулой для вычисления потерь напора по длине является формула Дарси-Вейсбаха:

$$h = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (27)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина участка; d —

диаметр трубы; и V — средняя скорость потока;

В формуле коэффициент кинетической энергии α входит в величину коэффициента гидравлического трения λ .

Коэффициент λ зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Рейнольдса), относительной шероховатости $\bar{\Delta}$, а также от

формы выступов шероховатости. При расчетах величина λ определяется по графикам или соответствующим им таблицам и формулам.

Для труб круглого сечения относительная шероховатость:

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

где Δ — характерная высота выступов шероховатости (абсолютная эквивалентная шероховатость).

Вместо относительной шероховатости часто применяется обратная ей величина — относительная гладкость $\frac{d}{\Delta}$.

Для потоков некруглого сечения в формулах (27) и в формуле критерия Рейнольдса: (24) вместо значения диаметра d применяется величина $4R$, где R — гидравлический радиус.

У большинства технических труб выступы шероховатости неодинаковы по высоте и по форме, размещены неравномерно, такая шероховатость называется разнoзернистой, неоднородной, естественной. Для деревянных и стеклянных труб характерна плавная, волнообразная форма выступов — волнистая шероховатость.

В целях обеспечения возможности инженерных расчетов труб, выпускаемых промышленностью (с естественной шероховатостью), были проведены исследования потерь напора по длине Кольбруком в 1938 году и Г.А. Муриным в 1948 году. При развитом турбулентном движении коэффициенты λ совпадали. Абсолютная шероховатость, найденная из рассмотренного условия по формуле $\Delta = \bar{\Delta}d$, называется эквивалентной шероховатостью. Она обычно приводится в справочниках.

Поскольку результаты исследований Кольбрука и Мурина практически совпадают, то достаточно рассмотреть график Мурина.

1. Зона ламинарного режима движения, (на графике Г.А. Мурина не показана); $0 < Re < 2\ 300$. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. Коэффициент λ не зависит от шероховатости стенок и определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64 / Re. \quad (28)$$

2. Зона переходного режима движения (на графике Г.А. Мурина не показана); $2\ 300 < Re < 4\ 000$.

Выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости.

В данной зоне при одном и том же числе Re в условиях эксплуатации технических труб режим движения жидкости переходит от ламинарного к турбулентному и обратно без видимых изменений условий эксплуатации. Зависимость коэффициента λ от числа Re и шероховатости стенок становится

неопределенной; расход, скорость и другие параметры потока меняются во времени. Поэтому поток при таком режиме движения является неустановившимся и мало пригодным для использования в технике, особенно в системах управления и автоматики.

Для установившегося турбулентного режима движения существуют еще три зоны сопротивления.

III. Зона гладкостенного сопротивления (гидравлически гладких труб)
 $4\,000 < Re < 10/\bar{\Delta}$.

Режим движения в середине потока турбулентный, но выступы шероховатости еще покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости у стенок и инерционными сопротивлениями в ядре потока. Коэффициент λ зависит только от величины критерия Re . Потери напора пропорциональны вязкости.

IV. Зона неразвитого турбулентного режима движения, или доквадратичного сопротивления (в технических трубах при неравномерной шероховатости потери напора пропорциональны $1,75 < m < 2$, $10/\Delta < Re < 500/\bar{\Delta}$).

Толщина ламинарного слоя становится меньше выступов шероховатости, поэтому за ними образуются местные вихри. Это существенно увеличивает роль инерционных сопротивлений. Коэффициент λ в этой зоне зависит не только от числа Re , но и от шероховатости.

V. Зона развитого турбулентного режима движения, или квадратичного сопротивления (потери напора пропорциональны v^2) $Re > 500/\bar{\Delta}$.

Ламинарный пристенный слой практически исчезает, вихри заполняют все впадины между выступами. Сопротивление движению определяется в основном инерционными силами. Коэффициент λ зависит только от шероховатости.

Для вычисления коэффициента λ предложен целый ряд формул, многие из которых имеют сложную структуру. Их применимость ограничена соответствующим диапазоном чисел Re .

Например, для режимов, имеющих место в трубопроводах систем водоснабжения, СНиП 2.04.02.84 рекомендуется формула, которая для новых стальных и чугунных труб без внутреннего защитного покрытия или с битумным защитным покрытием может быть приведена к виду

$$\lambda = A \left(\frac{1 + c/v}{d} \right)^M.$$

где v — средняя скорость движения воды, м/с; d — диаметр трубы, м; A , c , m — величины, определяемые в зависимости от скорости из таблиц, для воды при температуре 10°C ($\nu = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Местные сопротивления — относительно короткие участки русла, трубопровода, канала в которых происходит значительное изменение эпюры скоростей потока и ее последующее восстановление до формы, соответствующей равномерному движению (расширяющиеся и сужающиеся

участки трубопровода — диффузоры и конфузоры, повороты в виде колен и отводов, диафрагмы, задвижки, краны, вентили, дроссельные заслонки, клапаны и т. п.).

На этих участках русла увеличиваются градиенты местных скоростей, образуются вихревые зоны, увеличивается интенсивность перемешивания масс жидкости. В результате возрастают вязкостные и инерционные силы сопротивления, препятствующие движению жидкости.

Силы вязкости (трения) оказывают стабилизирующее действие на поток и тем самым приводят к восстановлению нарушенной в местном сопротивлении эпюры скоростей до состояния, соответствующего равномерному движению. Все эти процессы увеличивают долю механической энергии потока, переходящей в теплоту. Эту часть принято называть местной потерей энергии. Дополнительная доля потерь механической энергии потока, возникающей в местном сопротивлении, отнесенная к единице веса жидкости, называется местной потерей напора.

Местная потеря напора h_M определяется как разность между полными потерями напора и потерей напора по длине h_D ,

$$h_M = h - h_D.$$

Таким образом, принято рассматривать местные потери напора как дополнительные к потерям по длине.

Местные потери напора вычисляется по формуле:

$$h_M = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (29)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь напора, который зависит только от вида местного сопротивления);

v — средняя скорость потока, которая обычно берется в сечении после сопротивления.

Значения коэффициентов местных сопротивлений определяются на основании опытных данных с помощью формул.

Полная потеря напора h находится из уравнения Бернулли:

$$h = h_{\bar{o}} + h_a,$$

где h_a , $h_{\bar{o}}$ — напоры в начальном и конечном сечениях данного сопротивления.

Потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_D = \lambda \frac{l v^2}{d 2g}.$$

В данном случае коэффициент гидравлического трения λ находится по справочным данным (например, по графику Г.А. Мурина), а значения остальных параметров — по данным эксперимента.

Более точно потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, находятся с помощью опыта. Для этого на участке трубопровода с равномерным движением, т. е. не имеющем местного сопротивления, определяется гидравлический уклон:

$$i = \frac{h_p}{l_p}, \quad (30)$$

где $h_p = \Delta H_n$ — потеря напора по длине, определяемая по показаниям пьезометров, участка установки без местного сопротивления, имеющего диаметр и шероховатость стенок, как и во входящей в местное сопротивление части, l_p — длина соответствующего участка равномерного потока.

Затем вычисляются потери напора по длине, на участке трубопровода, входящего в местное сопротивление:

$$h_D = il,$$

где l — длина участка трубопровода постоянного диаметра, входящего в местное сопротивление.

Общие полные гидравлические сопротивления (потери напора или энергии) можно определить как суммарные потери по длине плюс суммарные потери на местные сопротивления:

$$h_{\text{общ}} = \sum h_D + \sum h_M.$$

Трубопроводы. Классификация трубопроводов. Гидравлический расчёт коротких и длинных трубопроводов. Основы расчёта сложных трубопроводов

Классификация

В напорном трубопроводе жидкость движется под действием разности давлений в начальном и конечном сечениях. Необходимое начальное давление может быть создано с помощью насоса, уровня жидкости или сжатого газа.

Трубопроводы разделяются на *простые* и *сложные*.

Простым считается трубопровод, не имеющий ответвлений и состоящий из труб одинакового диаметра, изготовленных из одного материала.

Сложным называется трубопровод с разветвлениями, составленный из последовательно или параллельно соединенных простых трубопроводов. Сложные трубопроводы могут быть *разветвленными (тупиковыми)* и *кольцевыми*.

В гидравлических расчетах различают трубопроводы *короткие* и *длинные*.

Короткими называются трубопроводы сравнительно небольшой длины (ориентировочно до 50 м), в которых потери напора на местные сопротивления сопоставимы по величине с потерями на трение по длине. К ним относятся всасывающие линии насосов, гидролинии гидроприводов, сифонные трубопроводы, масло- и топливопроводы двигателей внутреннего сгорания и др.

Длинными называют трубопроводы значительной протяженности, в которых потери напора по длине настолько преобладают над местными потерями, что последними можно или пренебречь (без ущерба для точности расчетов), или принять их ориентировочно равными 3...10% от потерь напора по длине. К длинным относятся трубопроводы наружной водопроводной сети, нефте- и газопроводы, магистральные водоводы для водоснабжения и обводнения и др.

Расчет коротких трубопроводов

Основными уравнениями, по которым ведется гидравлический расчет трубопроводов при установившемся плавноизменяющемся движении реальной жидкости, являются уравнения Бернулли и уравнение неразрывности потока. В первом из них необходимо определить численные значения потерь напора по длине и в местных сопротивлениях. Общие потери напора условно считают равными алгебраической сумме потерь, вызываемых каждым сопротивлением в отдельности.

Обычно известными параметрами являются: длина трубопровода или отдельных его участков, шероховатость (или коэффициент шероховатости) стенок трубы, плотность и кинематическая вязкость жидкости. Могут быть заданы и другие параметры. Так как число независимых уравнений равно двум, то и число неизвестных не должно превышать двух. В связи с этим по определенным величинам различают три типа задач, решаемых при гидравлическом расчете трубопроводов.

Первый тип. Известны: расход Q , длина l , диаметр d , материал и состояние внутренней поверхности (трубы новые или бывшие в эксплуатации), местные сопротивления трубопровода; вид жидкости и ее рабочая температура (это дает возможность найти для нее в справочных материалах плотность ρ и кинематическую вязкость ν). Требуется определить напор H (или давление p) в начале или в конце трубопровода.

Второй тип. Известны: напор H (или давление p), размеры l и d , материал и состояние внутренней поверхности, местные сопротивления трубопровода; вид жидкости и ее рабочая температура. Требуется определить расход Q или так называемую пропускную способность трубопровода.

Третий тип. Известны: напор H (или давление p), размеры l , материал и состояние внутренней поверхности, местные сопротивления трубопровода; вид жидкости и ее рабочая температура. Требуется определить диаметр или параметры живого сечения трубопровода.

В некоторых случаях могут быть поставлены дополнительные исходные условия и, соответственно, требования в гидравлических расчетах. Например, при расчетах всасывающего трубопровода – определение антикавитационного запаса напора, сифонного трубопровода – определение места и величины максимального вакуума и т.д.

Методика решения задачи любого типа включает рассмотрение следующих вопросов: определение типа задачи; применение уравнения Бернулли и его преобразование к расчетному виду согласно условию задачи; вычисление потерь удельной энергии в потоке; определение расчетной величины.

Рассмотрим характерные примеры для каждого типа задач.

Трубопровод с насосной подачей жидкости (рис. 7.1). Центробежный насос 1 подает жидкость по короткому трубопроводу 4 в гидропневмоаккумулятор (ГПА) 5. На трубопроводе имеются вентиль 2, обратный клапан 3 и два плавных поворота на угол 90° . Определить напор H на выходе насоса при давлении p_2 в ГПА и положении уровня жидкости h .

Составим уравнение Бернулли для сечения 1-1, взятого на выходе насоса, и сечения 2-2, совпадающего с поверхностью жидкости в резервуаре, относительно плоскости сравнения 0-0, проходящей через ось напорного патрубка насоса:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2 \cdot g} = h + \frac{p_2}{\rho g} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где $\sum \zeta = \zeta_{\text{в}} + \zeta_{\text{ко}} + 2 \cdot \zeta_{\text{п.п.90}^\circ} + \zeta_{\text{вых}}$ - сумма коэффициентов местных потерь соответственно в вентиле, обратном клапане, на плавных поворотах на 90° и на выходе жидкости в резервуаре.

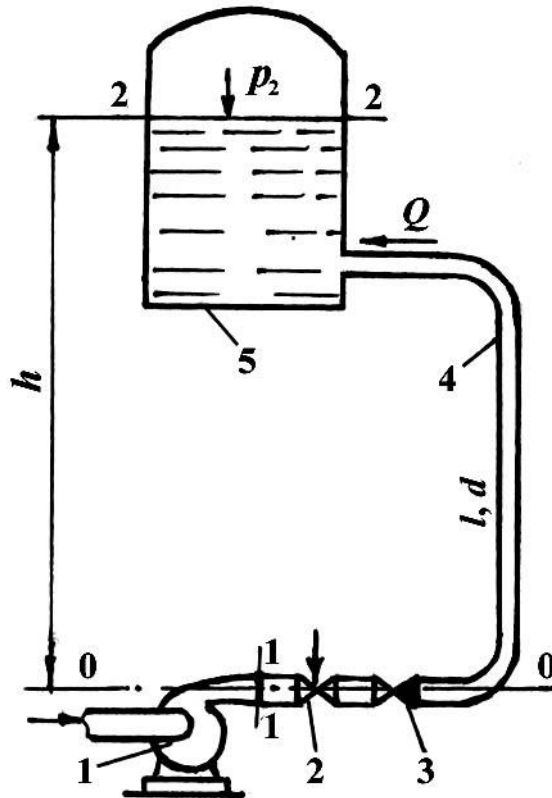


Рис. 7.1. Схема к расчету трубопровода с насосной подачей жидкости:
1 – насос; 2 – вентиль; 3 – клапан обратный; 4 – трубопровод; 5 - гидропневмоаккумулятор.

Отсюда напор в начале трубопровода (на выходе насоса) равен

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} = h + \frac{p_2}{\rho g} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta - \alpha \right) \frac{v^2}{2 \cdot g}. \quad (7.1)$$

Для вычисления коэффициента λ необходимо определить число Рейнольдса Re , относительную шероховатость $\varepsilon = \Delta_s / d$, найти соответствующую им область гидравлического сопротивления и воспользоваться рекомендуемой для этой области формулой.

Трубопровод, присоединенный к напорному резервуару (рис. 7.2). По известным напору H , параметрам трубопровода и характеристикам

жидкости необходимо определить расход Q (пропускную способность системы. Составим уравнение Бернулли для сечения 1 – 1, совпадающего с поверхностью жидкости в резервуаре, сечения 2 – 2 на выходе трубопровода относительно плоскости сравнения 0 – 0, проходящей через ось трубопровода,

$$H + \frac{p_{ат}}{\rho g} = \frac{p_{ат}}{\rho g} + \frac{\alpha \vartheta_2^2}{2 \cdot g} + \zeta_{вх} \frac{\vartheta_1^2}{2 \cdot g} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{\vartheta_1^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{\vartheta_2^2}{2 \cdot g} + \zeta_{вс} \frac{\vartheta_2^2}{2 \cdot g} + \zeta_3 \frac{\vartheta_2^2}{2 \cdot g}.$$

После преобразований с учетом $\vartheta_1 = \frac{\vartheta_2 S_2}{S_1}$ получим

$$H = \left(\alpha + \zeta_{вх} \frac{S_2^2}{S_1^2} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{S_2^2}{S_1^2} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{вс} + \zeta_3 \right) \frac{\vartheta_2^2}{2 \cdot g} = \zeta_{сист} \frac{\vartheta_2^2}{2 \cdot g}. \quad (7.2)$$

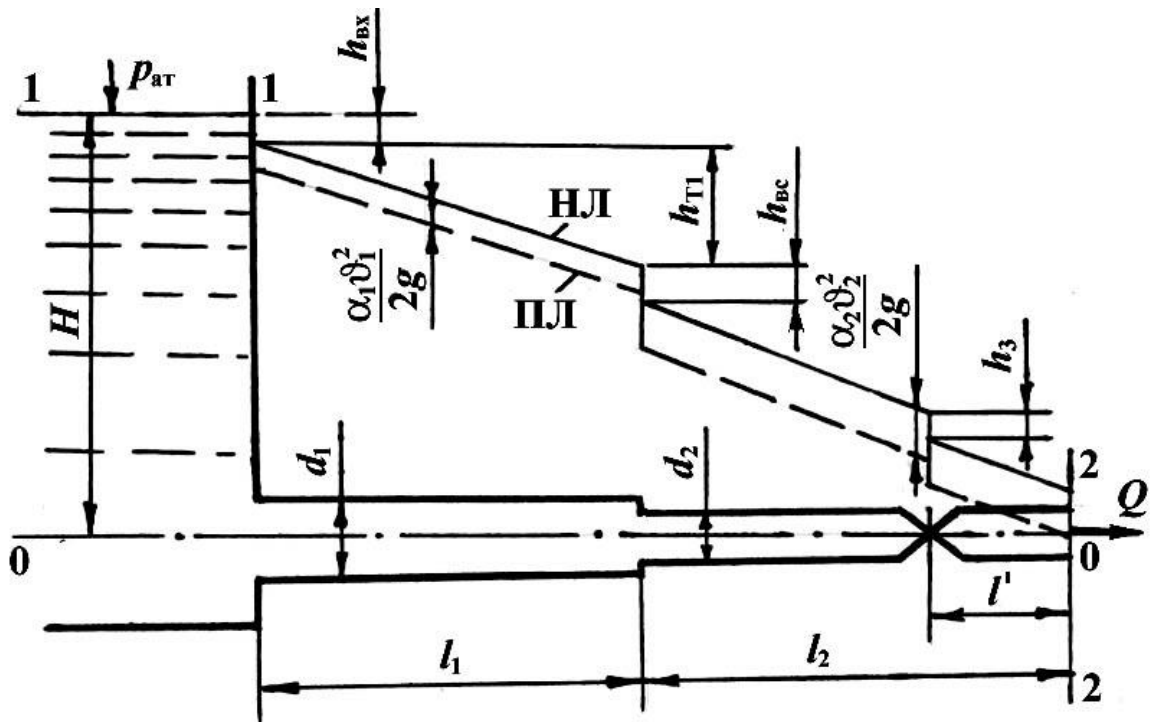


Рис. 7.2. Схема к расчету короткого трубопровода при истечении жидкости из резервуара: НЛ – напорная линия; ПЛ – пьезометрическая линия.

При известном постоянном напоре H и неизвестном расходе Q уравнение (7.2) решается относительно средней скорости ϑ_2 на втором участке трубопровода

$$\vartheta_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot gH}{\zeta_{сист}}}. \quad (7.3)$$

Уравнение (7.3) содержит два неизвестных параметра: ϑ_2 и $\zeta_{\text{сист}}$. Чтобы решить его, необходимо определить коэффициенты λ_1 и λ_2 , а они, как известно, являются также функциями скоростей ϑ_1 и ϑ_2 . Поэтому дальше задача может быть решена методом последовательных приближений. Чтобы определить в первом приближении коэффициенты λ_1 и λ_2 допускаем, что трубопровод гидравлически шероховатый. В этом случае коэффициенты λ зависят только от относительной шероховатости ε и вычисляются по формулам Прандтля (5.70) или Шифринсона (5.71). После этого определяется коэффициент $\zeta_{\text{сист}}$ и скорость ϑ_2 (7.3). По уравнению неразрывности потока находится средняя скорость ϑ_1 на первом участке трубопровода. По известным скоростям вычисляются числа Рейнольдса на обоих участках, устанавливается для каждого из них область гидравлического сопротивления и по соответствующим формулам уточняются значения коэффициентов λ_1 и λ_2 . Далее по уточненной величине $\zeta_{\text{сист}}$ определяется скорость ϑ_2 , а по ней расход в трубопроводе $Q = \vartheta_2 S_2$.

По вычисленным значениям скоростей ϑ_1 и ϑ_2 , потерь напора по длине и в местных сопротивлениях можно построить линию полной удельной энергии НЛ и пьезометрическую линию ПЛ (рис. 7.2).

Сифонный трубопровод (рис. 7.3). Представляет собой устройство, работающее в условиях вакуума. Для того, чтобы сифон начал работать, нужно предварительно с помощью вакуума вызвать в нем движение жидкости.

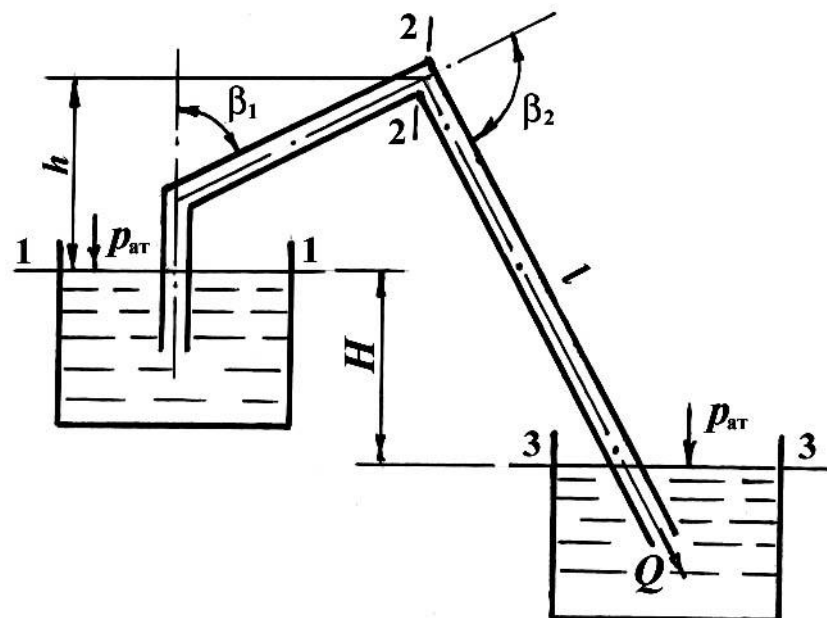


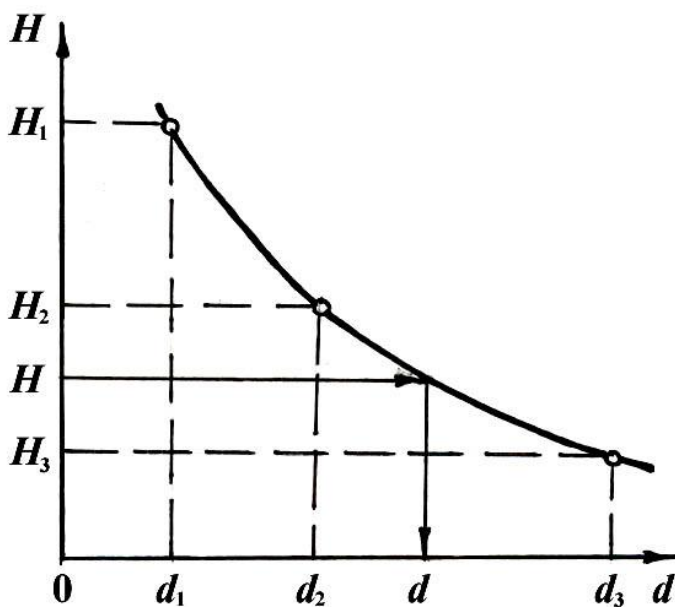
Рис. 7.3. Схема к расчету сифона.

Одной из задач при расчете сифона является определение диаметра трубопровода, при котором обеспечивается заданный расход жидкости Q в условиях известной разности уровней H в верхнем и нижнем резервуарах.

Составим уравнение Бернулли для сечений 1 – 1 и 3 – 3 относительно плоскости сравнений 3 – 3, совпадающей с поверхностью жидкости в нижнем резервуаре

$$H = \sum h_{1-3} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{пл}} + \zeta_{\text{п2}} + \zeta_{\text{вых}} \right) \frac{Q^2}{2 \cdot g}. \quad (7.4)$$

При известном постоянном напоре H уравнение (7.4) содержит два неизвестных параметра Q и d . Его можно решить методом подбора,



задаваясь несколькими значениями диаметра d . Пусть $d = d_1$. Тогда $Q_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi d_1^2}$, $Re_1 = \frac{Q_1 d_1}{\nu}$.

Устанавливается область гидравлического сопротивления, определяется по соответствующей формуле гидравлический коэффициент трения λ и вычисляется соответствующее значение напора H (7.3). Повторив расчет не менее трех раз, можно построить график $H = f(d)$ (рис. 7.4). По известному значению H с

помощью его определяется соответствующая величина диаметра d .

Для определения вакуума в сифоне составляется уравнение Бернулли для сечений 1 – 1 и 2 – 2 (рис. 7.3) относительно плоскости сравнений 1 – 1, проходящей через поверхность жидкости первого резервуара.

$$\frac{P_{\text{ат}}}{\rho g} = h + \frac{P_2}{\rho g} + \left(\alpha + \zeta_{\text{вх}} + \lambda \frac{l_1}{d} + \zeta_{\text{пл}} \right) \frac{Q^2}{2 \cdot g}.$$

Так как $\frac{P_{\text{ат}} - P_2}{\rho g} = p_{\text{вак}}$, то запишем

$$h_{\text{вак}} = h + \left(\alpha + \zeta_{\text{вх}} + \lambda \frac{l_1}{d} + \zeta_{\text{пл}} \right) \frac{Q^2}{2 \cdot g}, \quad (7.5)$$

где l_1 – длина трубопровода между сечениями 1 – 1 и 2 – 2;

$\zeta_{\text{пл}}$ – коэффициент местных потерь при повороте трубопровода на угол β_1 без закругления.

Расчет длинного трубопровода постоянного диаметра

В расчете гидравлически длинного трубопровода основное внимание обращается на достоверное вычисление потерь напора (давления) по длине. Статистический анализ показывает, что местные потери в таких трубопроводах составляют 3...10% от потерь по длине, поэтому их можно учесть с помощью коэффициента $k_M=1,03\dots1,10$. Таким образом, суммарные потери напора в трубопроводе составляют

$$h_c = k_M h_T. \quad (7.6)$$

Потери по длине h_T определяются по формуле Дарси-Вейсбаха (3.55'). Однако при массовых гидравлических расчетах применение этой формулы представляет ряд неудобств, связанных с вычислением чисел Рейнольдса, отыскиванием областей сопротивления и определением соответствующих им коэффициентов λ . В расчетах водопроводных систем применяют упрощенную формулу, полученную на основе формулы Дарси-Вейсбаха следующим образом. Если вместо скорости подставить в (3.55') ее выражение

$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi d^2}$, то получим

$$h_T = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{2 \cdot g \pi^2 d^4} = \frac{8 \cdot \lambda}{g \pi^2 d^5} l Q^2 = A l Q^2, \quad (7.7)$$

где $A = \frac{8 \cdot \lambda}{g \pi^2 d^5}$ – удельное сопротивление трубопровода.

Удельное сопротивление A численно равно напору, затрачиваемому на длине трубы 1 м при расходе $1 \text{ м}^3 / \text{с}$. Единица измерения его – $\text{с}^2 / \text{м}^6$. Удельное сопротивление зависит, так же как и λ , от относительной шероховатости трубы и числа Рейнольдса. Сравнив формулу (7.7) и (5.7)

$$A = \frac{1}{K^2}. \quad (7.8)$$

С целью ускорения расчетов составлены и в практике используются специальные таблицы удельных сопротивлений $A_{\text{кв}}$ и расходных характеристик $K_{\text{кв}}$ для водопроводных труб, работающих в квадратичной области сопротивления. Они получены при постоянной кинематической

вязкости воды, соответствующей температуре 15 °С. В этих таблицах величины $A_{\text{КВ}}$ и $K_{\text{КВ}}$ представлены в зависимости от внутренних диаметров труб. Отдельные таблицы составлены для стальных и чугунных труб, бывших в эксплуатации при нормальных условиях (так называемых «нормальных» труб), так как они имеют повышенную шероховатость стенок ($\approx 1,0 \dots 1,5$ мм) по сравнению с новыми трубами.

В случаях неквадратичной области величины удельного сопротивления A и расходной характеристики K вычисляются с помощью поправочного коэффициента θ , зависящего от средней скорости ϑ

$$A = \theta A_{\text{КВ}}, \quad (7.9)$$

$$K = \frac{K_{\text{КВ}}}{\sqrt{\theta}}. \quad (7.10)$$

Значения $A_{\text{КВ}}$ и θ для различных труб представлены в приложении (табл. 2 и 3).

С учетом вышеизложенного потери напора в длинном трубопроводе можно вычислить по одной из формул:

$$h_c = k_M \theta A_{\text{КВ}} l Q^2, \quad (7.11)$$

$$h_c = \frac{k_M \theta l Q^2}{K_{\text{КВ}}^2}. \quad (7.12)$$

Следует подчеркнуть, что эти расчеты, в которых используются табличные значения $A_{\text{КВ}}$ и $K_{\text{КВ}}$, применимы для воды при температурах, близких к 15 °С. Если же вязкость жидкости существенно отличается от вязкости воды при указанной температуре, то потери напора по длине определяются по формуле Дарси-Вейсбаха. При этом коэффициент λ вычисляется в соответствии с рекомендациями в главе 5.

Последовательное и параллельное соединение трубопроводов

Последовательное соединение. Пусть длинный трубопровод состоит из трех последовательно соединенных участков (рис. 7.5, а), имеющих разные диаметры и длины. Материал труб в общем случае может быть различным. Известны расход Q , диаметры труб и длины участков. По известным диаметрам можно найти, используя справочные таблицы, удельные сопротивления или расходные характеристики для каждого участка.

При последовательном соединении труб расход в трубопроводе неизменный и равен Q .

Потери напора на каждом участке трубопровода определяются по формуле (7.6). В соответствии с принципом сложения общие потери напора в рассматриваемом трубопроводе равны

$$H = k_M (A_1 l_1 + A_2 l_2 + A_3 l_3) Q^2, \quad (7.13)$$

$$H = k_M \left(\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \frac{l_3}{K_3^2} \right) Q^2. \quad (7.14)$$

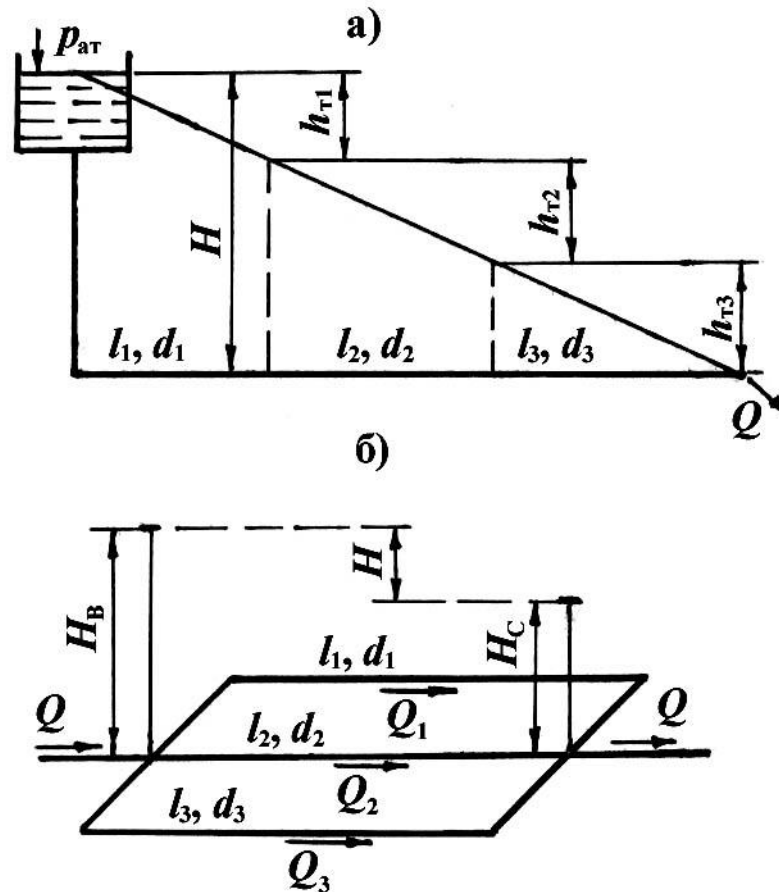


Рис. 7.5. последовательное (а) и параллельное (б) соединения трубопроводов.

Параллельное соединение. Рассмотрим трубопровод (рис. 7.5, б), состоящий из трех длинных труб, соединенных параллельно. Известны длины, диаметры, материал труб, удельные сопротивления A или расходные характеристики K .

В каждом из параллельных трубопроводов жидкость движется под действием одного и того же напора $H = H_B - H_C$. Поэтому потери напора в каждом трубопроводе

$$\begin{aligned} h_{т1} &= A_1 l_1 Q_1^2, \\ h_{т2} &= A_2 l_2 Q_2^2, \end{aligned} \quad (7.15)$$

$$h_{T3} = A_3 l_3 Q_3^2.$$

Для n участков можно записать n уравнений для h_{Ti} по формуле (7.14). Но так как $h_{T1} = h_{T2} = h_{T3} = \dots = h_{Ti}$, то

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \sqrt{\frac{A_2 l_2}{A_1 l_1}}, \\ \frac{Q_1}{Q_3} &= \sqrt{\frac{A_3 l_3}{A_1 l_1}}, \\ \frac{Q_2}{Q_3} &= \sqrt{\frac{A_3 l_3}{A_2 l_2}}. \end{aligned} \quad (7.16)$$

Сумма расходов на отдельных участках равна общему расходу Q , поступающему в систему в точке B и выходящему из системы в точке C :

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q. \quad (7.17)$$

Таким образом, имеем n уравнений вида (7.16) и уравнение (7.17), что дает возможность определить расход в каждой из параллельно соединенных линий.

При расчетах сначала предполагается, что область сопротивления во всех параллельных линиях квадратичная. С учетом этого предположения находят расход в каждой линии и напор, затем средние скорости ϑ_i и уточняется область сопротивления сравнением ϑ_i с $\vartheta_{кв}$.

Трубопровод с непрерывным изменением расхода по длине

Во многих случаях возникает необходимость расчета трубопровода, работающего в условиях непрерывно изменяющегося расхода по длине. При этом расход может как непрерывно уменьшаться (в трубопроводах двухконсольных агрегатов, штанговых опрыскивателей, систем полива по бороздам, сельского водоснабжения и т.п.), так и непрерывно увеличиваться (в дренажных коллекторах и т.п.). Точное решение такой задачи представляет большую сложность, так как в связи с переменностью расхода по длине изменяется средняя скорость, следовательно, и коэффициент λ , а также удельное сопротивление трубопровода. Поэтому задача решается при некоторых допущениях.

Рассмотрим трубопровод с непрерывным уменьшением расхода по длине (рис. 7.6, а). Расход, непрерывно отводимый от трубопровода, называется *путевым* $Q_{п}$, а проходящий без изменения до конца трубопровода – *транзитным* $Q_{т}$. Следовательно, в начале трубопровода расход равен

$Q_T + Q_{\Pi}$, а в конце – Q_T . Считаем, что на каждой единице длины трубопровода путевой расход уменьшается равномерно на величину $\frac{Q_{\Pi}}{l}$. В произвольно взятом сечении на расстоянии x от начала трубопровода расход равен

$$Q_x = Q_{\Pi} + Q_T - \frac{Q_{\Pi}x}{l}.$$

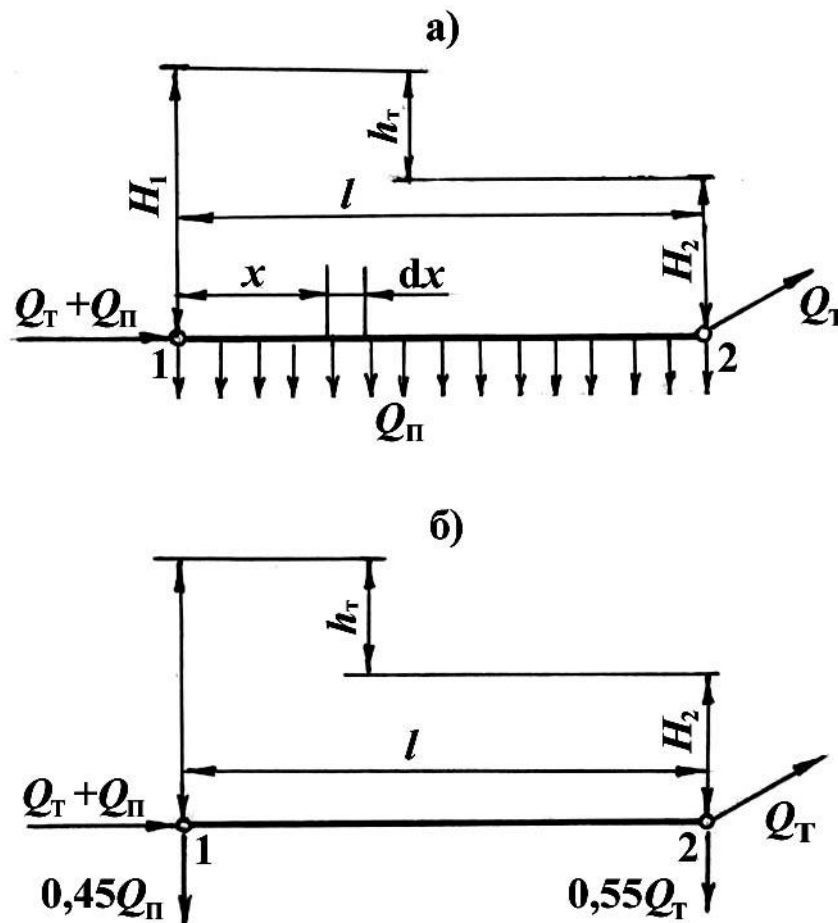


Рис. 7.6. Трубопровод с равномерно уменьшающимся расходом по длине (а) и его расчетная модель (б).

Допуская, что удельное сопротивление трубопровода $A = const$, на основании формулы (7.6) можно записать для любого (i – го) сечения выражение гидравлического уклона

$$I_i = A Q_i^2.$$

Тогда в пределах выделенного элемента dx , примыкающего к рассматриваемому сечению, гидравлический уклон равен

$$I_x = A Q_x^2 = A \left(Q_T + Q_{II} - \frac{Q_{II} x}{l} \right)^2.$$

Потери напора на длине dx выделенного элемента

$$dh_T = I_x dx = A \left[(Q_T + Q_{II})^2 - 2(Q_T + Q_{II}) \frac{Q_{II} x}{l} + \frac{Q_{II}^2 x^2}{l^2} \right] dx.$$

Проинтегрировав это уравнение в пределах x от 0 до l , после преобразования получим

$$h_T = Al \left(Q_T^2 + Q_T Q_{II} + \frac{1}{3} Q_{II}^2 \right). \quad (7.17)$$

Полученное выражение можно привести к виду формулы (7.6) для простого длинного трубопровода, если представить, что эквивалентный или расчетный расход в нем равен

$$Q_P = \sqrt{Q_T^2 + Q_T Q_{II} + \frac{1}{3} Q_{II}^2}. \quad (7.18)$$

Если $Q_{II} = 0$, то $Q_P = Q_T$; если $Q_T = 0$, то $Q_P = \frac{Q_{II}}{\sqrt{3}} \approx 0,58 Q_{II}$. Для упрощения вычислений ориентировочно принимают

$$Q_P = Q_T + 0,55 Q_{II}. \quad (7.19)$$

Таким образом, трубопровод с равномерно уменьшающимся расходом по длине заменяют в гидравлических расчетах моделью простого длинного трубопровода, в котором 55 % путевого расхода присоединяется к его транзитному расходу. Остальные же 45 % путевого расхода отводятся вне трубопровода в его начале (рис. 7.6, б). Потери напора по длине такого трубопровода определяются по формуле, идентичной (7.6)

$$h_T = Al Q_P^2. \quad (7.20)$$

Удельное сопротивление A выбирается в зависимости от диаметра трубы по справочным таблицам.

Определение экономически выгодного диаметра напорного трубопровода

При проектировании трубопроводов часто приходится определять необходимые диаметры труб и напор насоса (или высоту водонапорной башни). Расход жидкости и длина участков трубопровода при этом известны. Из формулы (7.6) и (7.20) видно, что при определенных значениях l и Q с увеличением d (следовательно, с уменьшением удельного сопротивления A) уменьшаются потери напора. Это приводит к уменьшению напора и мощности насоса, следовательно, к снижению затрат энергии на перекачивание жидкости. Но с увеличением d повышаются капитальные затраты денежных средств на сооружение трубопроводов и ежегодные амортизационные (и другие) отчисления.

И наоборот, с уменьшением d резко возрастают затраты энергии (следовательно, стоимость ее) на преодоление гидравлических сопротивлений, но уменьшаются капитальные затраты и ежегодные отчисления.

Отсюда следует, что выбор оптимального диаметра трубопровода для некоторых условий должен производиться на основании технико-экономического расчета. Для этого задавшись рядом стандартных диаметров, необходимо определить для каждого варианта приведенные годовые затраты

$$C_{\text{пр}} = E_{\text{н}} C_{\text{к}} + C_{\text{э}}, \quad (7.21)$$

где $E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент сравнительной эффективности;

$C_{\text{к}}$ – капитальные затраты на строительство трубопровода (стоимость оборудования, его монтажа, транспортно-заготовительных операций, строительных сооружений);

$C_{\text{э}}$ – годовые эксплуатационные затраты (стоимость энергии, обслуживания, вспомогательных материалов, ревизий и наладок, амортизационные отчисления).

Экономически выгодным (оптимальным) является вариант трубопровода с минимальными приведенными затратами (рис. 7.7).

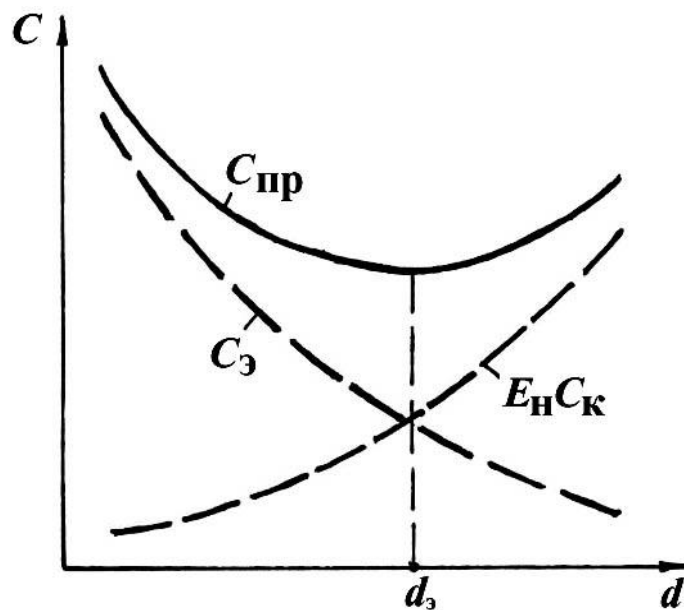


Рис. 7.7. Определение экономически выгодного диаметра трубопровода.

Такие расчеты при большом числе вариантов слишком громоздки, поэтому они выполняются с помощью ЭВМ по разработанным алгоритмам и программам для типовых схем трубопроводов различного назначения.

Для ориентировочного определения экономически выгодных диаметров труб пользуются рекомендациями, справочными таблицами, эмпирическими формулами, установленными для трубопроводов различного назначения на основе обобщения технико-экономических расчетов. Так для трубопроводов, применяемых в центральных и западных районах европейской части СНГ, диаметры можно выбирать непосредственно по графикам (рис. 7.8) или вычислять в зависимости от предельных расчетных расходов по формуле

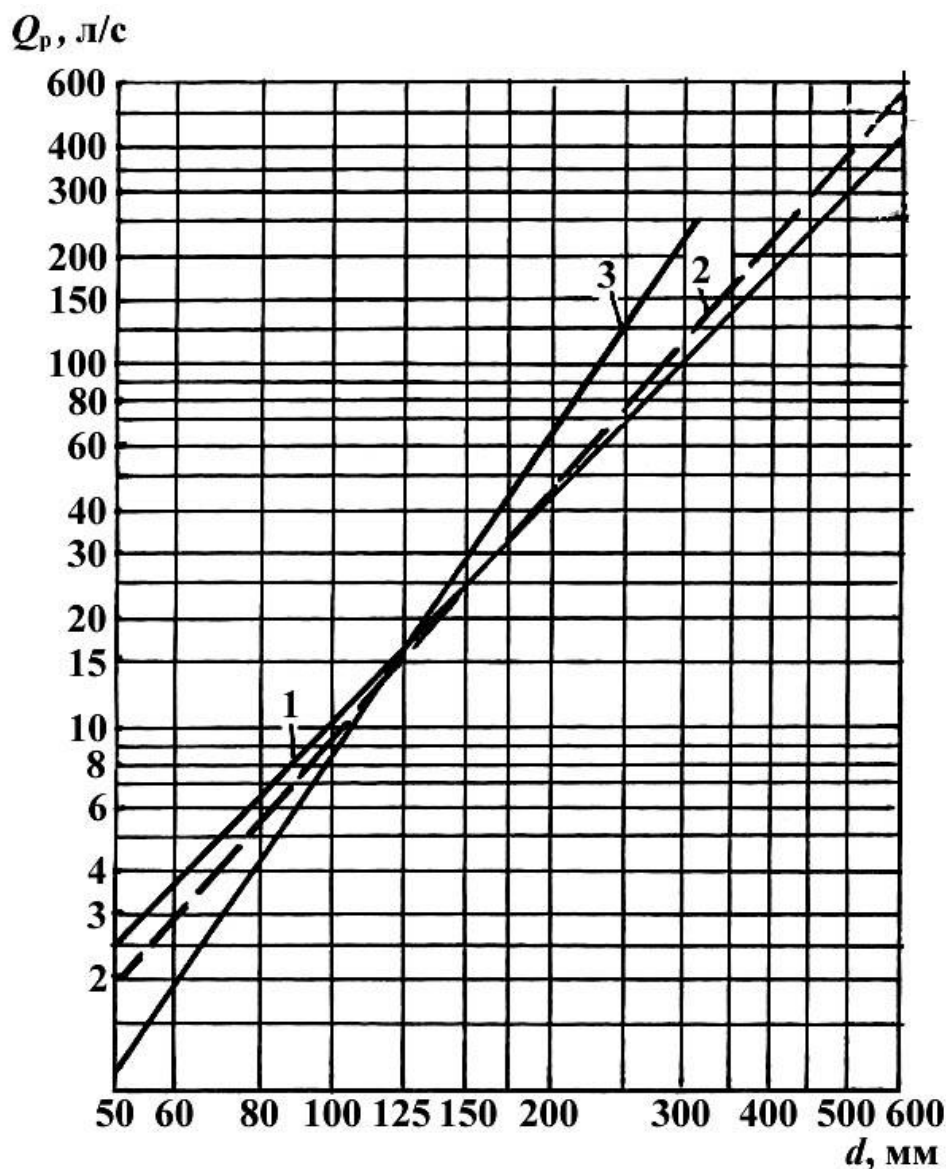


Рис. 7.8. Предельные расходы в зависимости от диаметров водопроводных труб:

1 – стальных; 2 – чугунных и асбестоцементных; 3 – полиэтиленовых.

$$d_3 = k_3 Q_p^m, \quad (7.22)$$

где k_3 – коэффициент, учитывающий гидравлические свойства труб и экономические факторы, влияющие на стоимость строительства и эксплуатации трубопровода;

m – показатель степени.

Для стальных труб $k_3 = 0,9$ и $m = 0,48$, для чугунных и асбестоцементных труб эти показатели соответственно составляют 0,76 и 0,44, для полиэтиленовых – 0,5 и 0,34. Вычисленное значение диаметра округляется до ближайшего стандартного.

Для северных и восточных районов предельные значения расходов увеличивают на 10...15 %, а для южных районов уменьшают на 9...12 %.

Имеются также справочные таблицы или просто рекомендации по предельным значениям средних скоростей жидкостей в трубопроводах различного назначения. Зная ϑ_p нетрудно определить диаметр трубы из уравнения расхода

$$d = \sqrt{\frac{4Q_p}{\vartheta_p}}$$

Трубы для проектируемого трубопровода выбираются по соответствующим стандартам с учетом вычисленных величин диаметров, расчетных давлений и условий эксплуатации.

Расчеты сложных разветвленных и кольцевых трубопроводов

Сложные трубопроводы применяются в системах водоснабжения, орошения и других системах, обеспечивающих подачу жидкости нескольким потребителям, расположенным в разных местах. Исходные параметры для расчета их получают в размерах трассировки сетей и на основе существующих норм расхода жидкости потребителями. К ним относятся длины l_i отдельных участков сети, то есть линии между узловыми точками; геодезические отметки ∇_i поверхности и расходы Q_i в узловых точках, а также путевые расходы $Q_{\Pi i}$ на участках (если они имеются); минимальные свободные напоры в концевых точках сети $H_{св. мин}$.

Ниже приведены методики расчета водопроводных сетей: разветвленной (тупиковой) и кольцевой.

Расчет разветвленной сети. Разветвленная сеть (рис. 7.9) состоит из головного узла B , магистральной линии и отходящих от узлов сети ответвлений (простых или сложных), по которым вода подается потребителям.

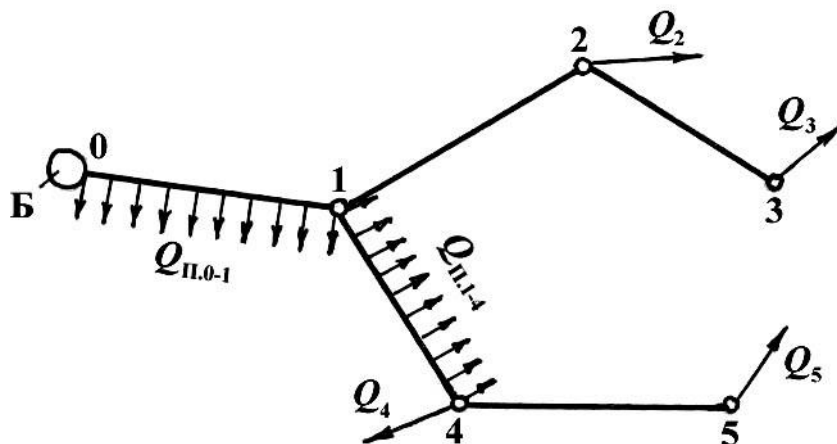


Рис. 7.9. Схема разветвленного трубопровода.

Разветвленная сеть проще и дешевле, чем кольцевая, но она менее надежна в снабжении потребителей водой. Поэтому такие сети обычно применяются в небольших поселках при условии, что в аварийном случае можно допустить некоторый перерыв в водоснабжении.

При расчетах разветвленных сетей возможны два характерных типа задач. Первый тип возникает при проектировании самостоятельной автономной системы, когда отметка пьезометрической линии в головном узле (отметка уровня воды в резервуаре водонапорной башни, пьезометрического напора в гидроаккумуляторе водоподъемной установки или на выходе насосной станции) не известна. Задача принадлежит ко второму типу, если эта отметка известна, то есть в случаях, когда проектируемый трубопровод присоединяется к уже существующей системе.

Задача первого типа. В процессе решения ее требуется выбрать трубы для всех участков сети, определить в узловых точках пьезометрические напоры, обеспечивающие заданные расходы, вычислить пьезометрический напор в головном узле сети.

При выборе материала труб необходимо иметь в виду, что во всех случаях, где позволяют рабочие давления и условия эксплуатации целесообразно применять неметаллические трубы (полиэтиленовые, железобетонные, асбестоцементные). Стальные трубы применяются в обязательном порядке в неординарных условиях: на участках с рабочим давлением выше 1,2 МПа; для переходов под железными и автомобильными дорогами, через водные преграды и овраги; в местах пересечения хозяйственно-питьевого водопровода с канализационной сетью; при прокладке в слабых, сильно влажных грунтах и т. п.

По формуле (7.19) вычисляется расчетный расход на каждом участке сети:

$$Q_{2-3} = Q_3; Q_{1-2} = Q_3 + Q_3; Q_{4-5} = Q_5; Q_{1-4} = Q_4 + Q_5 + 0,55 \cdot Q_{п.1-4};$$
$$Q_{0-1} = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{п.1-4} + 0,55 \cdot Q_{п.1-4}.$$

По полученным расчетным расходам определяются с использованием графиков рис. 7.8 или формулы (7.22) экономически выгодные диаметры труб для всех участков сети. Она округляется до ближайших стандартных значений.

Путем анализа расчетной схемы водопроводной сети выбирается магистральная линия (главное направление). Она должна соединять водопроводную башню с одним из конечных узлов (диктующим узлом), по направлению к которому общее гидравлическое сопротивление является наибольшим по сравнению с остальными направлениями. Магистральная линия обычно выбирается по наибольшей длине или направлению к конечному узлу с наибольшей геодезической отметкой поверхности земли. Иногда при выборе магистральной линии приходится сравнивать несколько

вариантов, исходя из необходимости обеспечения требуемых расходов и свободных напоров.

Для каждого участка магистральной линии определяется средняя скорость Q_{i-k} , устанавливаются по справочным таблицам (табл. 2, 3 приложений) удельное сопротивление $A_{\text{кв.}i-k}$ в квадратичной области и поправочный коэффициент θ_{i-k} . Это дает возможность подсчитать по формуле (7.11) потери напора

$$h_{i-k} = k_m \theta_{i-k} A_{\text{кв.}i-k} l_{i-k} Q_{P.i-k}.$$

Расчет напоров выполняется из условия, чтобы пьезометрические напоры, отсчитываемые от поверхности земли (свободные напоры), в узловых точках, где имеется отбор воды, были не менее некоторой минимальной величины. Минимальный свободный напор $H_{\text{св. мин}}$ принимается по действующим нормативным документам. Для сельскохозяйственно-питьевого водоснабжения он устанавливается в зависимости от этажности зданий. При одноэтажной застройке он принимается равным 10 м; при большей этажности добавляется на каждый этаж по 4 м. Свободные напоры для производственных объектов определяется с учетом технологических требований.

Действующий напор в данной точке – это пьезометрический напор, определяемый от какой-то постоянной плоскости отсчета 0–0 (рис. 7.10). Например, для узловой точки 1

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g}.$$

С другой стороны, действующий напор в той же точке можно выразить через свободный напор $H_{\text{св.1}}$ и геометрическую отметку ∇_1 поверхности земли, отсчитываемую от плоскости 0–0,

$$H_1 = H_{\text{св.1}} + \nabla_1. \quad (7.23)$$

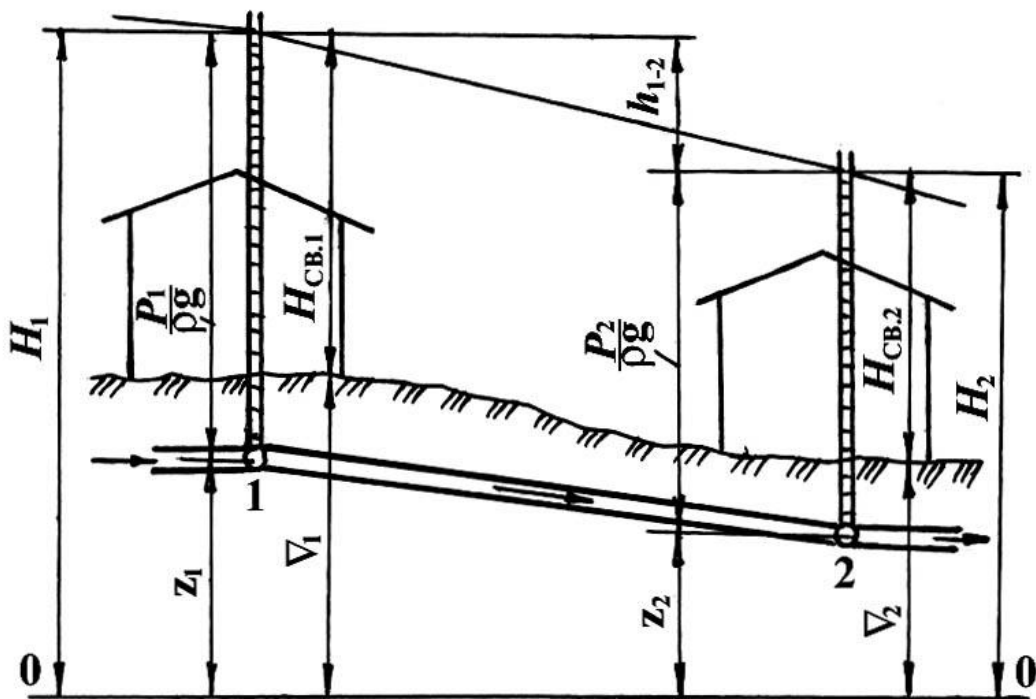


Рис. 7.10. Расчетная схема к определению свободных и действующих напоров.

Выражение действующих напоров с помощью уравнения (7.23) позволяет исключить из расчетов глубину укладки трубопровода, которая в различных природных зонах изменяется в широких пределах.

Расчет действующих и свободных напоров в узловых точках ведется на основе уравнения Бернулли, начиная с конечного узла выбранной магистральной линии. Так как обычно средние скорости движения воды в трубах не превышают 2,0 м/с, то скоростными напорами можно пренебречь. Пусть, исходя из вышеизложенных соображений, в качестве конечного узла выбран узел 3. Принимаем свободный напор в нем $H_{CB.1} = H_{CB.мин}$. В таком случае из уравнения Бернулли можно определить свободный напор в соседнем узле 2

$$H_{CB.2} + \nabla_2 = H_{CB.3} + \nabla_3 + h_{2-3},$$

откуда

$$H_{CB.2} = H_{CB.3} + \nabla_3 - \nabla_2 + h_{2-3}, \quad (7.24)$$

где h_{2-3} – потери напора на участке 2-3.

Аналогично определяются свободные напоры в других узлах магистральной линии.

$$\begin{aligned} H_{CB.1} &= H_{CB.2} + \nabla_2 - \nabla_1 + h_{1-2}; \\ H_{CB.0} &= H_{CB.1} + \nabla_1 - \nabla_0 + h_{0-1}. \end{aligned}$$

Нужно проверить, чтобы свободные напоры в узлах были не менее $H_{\text{СВ.мин}}$, рекомендуемых нормами.

Расчет любого из ответвлений выполняется в следующем порядке:

а) определяются наибольшие допустимые потери напора в ответвлении при условии, что в конечном узле его свободный напор равен $H_{\text{СВ.мин}}$

$$h_{\text{доп}} = \nabla_{\text{н.0}} + H_{\text{СВ.н}} - \nabla_{\text{к.0}} - H_{\text{СВ.мин}}, \quad (7.25)$$

где $\nabla_{\text{н.0}}, \nabla_{\text{к.0}}$ – геометрические отметки начального и конечного узлов ответвления;

$H_{\text{СВ.н}}$ – свободный напор в начальном узле ответвления;

б) находится наибольший допустимый гидравлический уклон ответвления

$$I_{\text{доп}} = \frac{h_{\text{доп}}}{\sum l_i}, \quad (7.26)$$

где $\sum l_i$ – суммарная длина ответвлений;

в) вычисляется удельное сопротивление на каждом из участков ответвления (при этом принимается $\theta = 1,0$)

$$A_{\text{В.}i} = \frac{I_{\text{доп}}}{Q_{\text{Р.}i}^2}; \quad (7.27)$$

г) по справочным таблицам с учетом выбранного материала труб и вычисленной величины $A_{\text{В.}i}$ находится ближайшее значение удельного сопротивления (в сторону уменьшения) и соответствующий ему диаметр d_i рассматриваемого участка ответвления. Полученный диаметр сравнивается с экономически выгодным диаметром, ранее выбранным для этого участка. Если он меньше последнего или равен ему, то расчет закончен и принимается ближайшая стандартная величина d . Превышение полученного диаметра над экономически выгодным является признаком того, что неправильно выбрана магистральная линия вблизи рассматриваемого ответвления. Приняв иное направление магистральной линии, следует повторить расчет.

Для участков, ответвлений, на которых уменьшились диаметры труб по сравнению с экономически выгодными, уточняются средние скорости, коэффициенты θ и соответственно потери напора, а по ним – напоры в узлах.

Задача второго типа. Расчет ведется аналогично расчету сложного ответвления с учетом того, что узлом является головной узел существующей системы с известным свободным напором $H_{\text{СВ.0}}$.

Расчет кольцевой сети. Кольцевая сеть (рис. 7.11) представляет собой систему замкнутых смежных контуров или колец трубопроводов. Она обладает большей надежностью, чем разветвленная. При выключении одного

или нескольких участков (для ремонта и других целей) вода подается к потребителям по параллельным и обходным линиям. Возникновение в кольцевой сети гидравлических ударов, то есть резких изменений давления, не так опасно, как в разветвленной.

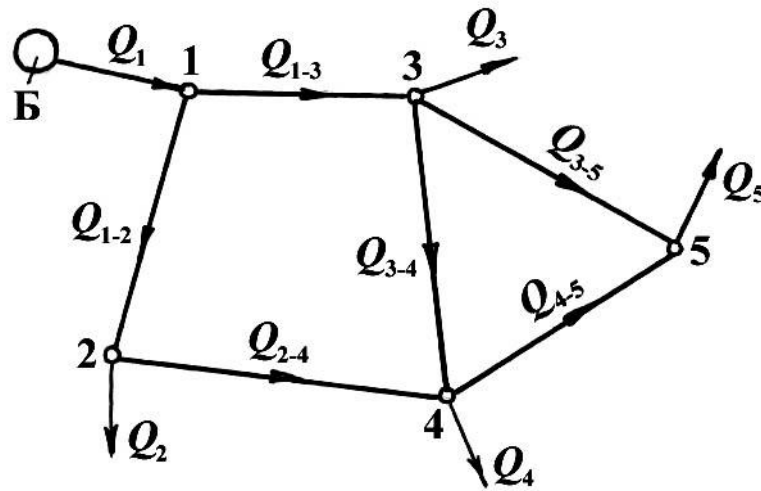


Рис. 7.11. Схема кольцевой водопроводной сети.

Расчет кольцевой сети представляет собой сложную технико-экономическую задачу, которая детально изложена в курсах водоснабжения. Рассмотрим здесь только общие принципы расчета.

Исходными данными кольцевой сети являются ее общая конфигурация, топографические сведения, длины участков, отводимые от узлов и путевые расходы на участках (если они имеются), минимальные свободные напоры.

Расчет выполняется в следующем порядке. Предварительно намечается желательное направление потоков воды по отдельным линиям сети, учитывая кратчайшие пути транзитных расходов и взаимозаменяемость отдельных участков при аварии или выключении по другим причинам. Самый отдаленный узел, к которому вода поступает с двух сторон, называется точкой схода. В точке схода напор будет минимальным ($H_{св.мин}$), а потери напора от узла разветвления 1 (рис. 7.11) до узла схода 5 по обеим сторонам кольца (1 – 2 – 5 и 1 – 2 – 4 – 5), - одинаковы, как в параллельных трубопроводах.

Расходы, поступающие в узел, считаются положительными, а уходящие из него – отрицательными. При этом (по аналогии с электрическими цепями) в каждом узле должен обеспечиваться первый закон Кирхгофа, то есть равенство нулю алгебраической суммы расходов

$$\sum Q_i = 0. \quad (7.28)$$

Согласно схеме кольцевой сети (рис. 7.11) сумма расходов, отводимых от всех узлов, равна расходу Q_1 , подводимому от водонапорной башни B к узлу 1

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

Зная Q_1 , баланс (7.28) для узла 1 можно записать

$$Q_1 - Q_{1-2} - Q_{1-3} = 0.$$

В этом уравнении два неизвестных расхода (Q_{1-2} и Q_{1-3}), поэтому для решения его одним из расходов необходимо ориентировочно задаться. Далее в узле 2 на основании (7.28) можно вычислить неизвестный расход $Q_{2-4} = Q_{1-2} - Q_2$. Аналогично вычисляются расчеты для остальных узлов.

По вышеизложенным рекомендациям определяются в первом приближении экономически выгодные диаметры труб для всех участков.

Вычисляются по известной формуле (7.10) потери напора на каждом участке. Условно считается, что в каждом кольце (контуре) при движении воды на участке по часовой стрелке потери напора положительные, а против часовой стрелки – отрицательные. С учетом этого в каждом контуре должен обеспечиваться второй закон Кирхгофа, то есть равенство нулю алгебраической суммы всех потерь напора

$$h_i = 0. \quad (7.29)$$

Например, для контура 1 – 2 – 4 – 2 баланс (7.29) представляется в виде

$$h_{1-3} + h_{3-4} - h_{2-4} - h_{1-2} = 0.$$

Поскольку начальное распределение потоков производилось в значительной части произвольно, а диаметры округлялись до стандартных, то условие (7.29) в первом приближении может не удовлетворяться. В связи с этим необходимо выполнить так называемую «увязку» кольцевой сети. Она заключается в том, что на основе анализа выполненного расчета вводятся поправки к принятым расходам по участкам, уточняются потери напора и снова проверяется баланс (7.29). Расчет ведется до тех пор, пока неувязка потерь напор в каждом кольце станет не более допустимой величины – 0,3...0,5 м, а по всему контуру сети – не более 1,0...1,5 м. После того вычисляются напоры в узловых точках аналогично тому, как описано выше в расчете разветвленного трубопровода.

Трубопроводы. Гидравлические характеристики трубопроводов. Гидравлический удар

В напорном трубопроводе жидкость движется под действием разности давлений в начальном и конечном сечениях. Необходимое начальное давление может быть создано с помощью насоса, уровня жидкости или сжатого газа.

Трубопроводы разделяются на *простые и сложные*.

Простым считается трубопровод, не имеющий ответвлений и состоящий из труб одинакового диаметра, изготовленных из одного материала.

Сложным называется трубопровод с разветвлениями, составленный из последовательно или параллельно соединенных простых трубопроводов. Сложные трубопроводы могут быть разветвленными (тупиковыми) и кольцевыми.

В гидравлических расчетах различают трубопроводы *короткие и длинные*.

Короткими называются трубопроводы сравнительно небольшой длины (ориентировочно до 50м), в которых потери напора на местные сопротивления сопоставимы по величине с потерями на трение по длине. К ним относятся всасывающие линии насосов, гидролинии гидроприводов, сифонные трубопроводы, масло- и топливопроводы двигателей внутреннего сгорания и др.

Длинными называют трубопроводы значительной протяженности, в которых потери напора по длине настолько преобладают над местными потерями, что последними можно или пренебречь (без ущерба для точности расчетов), или принять их ориентировочно равными 3...10% от потерь напора по длине. К длинным относятся трубопроводы наружной водопроводной сети, нефте- и газопроводы, магистральные водоводы для водоснабжения и обводнения и др.

Гидравлический удар

На практике уже давно столкнулись с явлением резкого повышения давления жидкости в трубопроводе после быстрого срабатывания запорного устройства. Это явление назвали гидравлическим ударом (возможно потому, что оно сопровождается звуком, сходным со звуком при ударе молотком по твердому телу, и сильным сотрясением трубы). Возникновение гидроудара часто приводило к аварии трубопровода и, поэтому, его исследованием занимались многие. Однако, только Н.Е.Жуковскому удалось в 1898 году в полной мере выяснить существо физического процесса гидроудара и вывести необходимые расчетные формулы.

Его исследования показали, что в этом процессе можно выделить четыре характерных фазы. Для ознакомления с ними рассмотрим

простейший случай гидроудара, возникающего при мгновенном закрытии клапана на конце трубы длиной L , по которой под действием избыточного давления p со скоростью V течет жидкость (рис. 1).

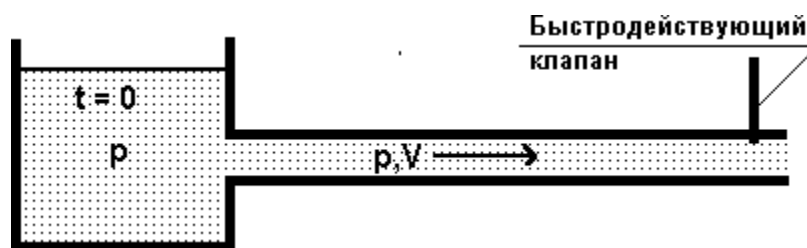


Рис. 1. Схема для исследования гидроудара

Объём напорного бака будем считать настолько большим, что давление p в месте подсоединения к нему трубы можно принимать неизменным в процессе всего гидроудара. Потери давления вдоль потока (из-за трения жидкости о стенки трубы) также учитывать не будем.

В момент закрытия быстродействующего клапана, первыми останавливаются частички жидкости, подходящие к клапану. За ними – частички соседнего слоя, затем следующего и т.д.. Граница, на которой происходит потеря скорости от V до 0 , меняет свое положение, удаляясь от клапана с некоторой скоростью C , которую называют скоростью распространения ударной волны. На этом участке давление резко возрастает от p до $p+\Delta p$, то есть на величину ударного давления Δp , которую называют скачком давления или ударной волной (рис. 2).

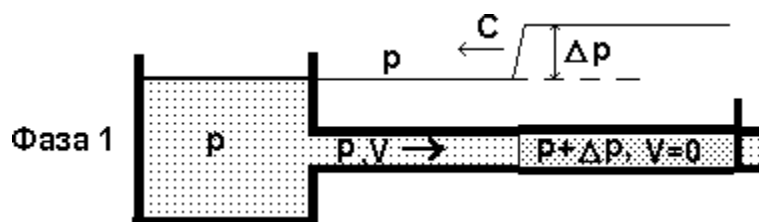


Рис. 2. Первая фаза гидроудара

В момент $T = L/C$ ударная волна подходит к баку. Первая фаза гидроудара заканчивается. Жидкость в трубе покоится. Она сжата, труба – растянута (диаметр трубы увеличивается под действием повышенного давления).

Состояние системы, соответствующее концу первой фазы, не является устойчивым, поскольку давление в жидкости заполняющей

трубу, больше давления в баке. Под действием этой разности давлений жидкость из трубы начинает вытекать в бак. Волна спада перемещается от бака к клапану (рис. 3).

Это вторая фаза гидроудара.

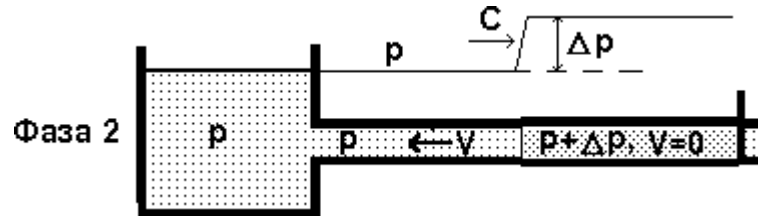


Рис. 3. Вторая фаза гидроудара

В момент времени $T = 2L/C$ она заканчивается. Жидкость в трубе находится под давлением p , труба принимает то состояние, которое имела до возникновения гидроудара.

Но состояние, соответствующее концу второй фазы, также не является устойчивым, поскольку жидкость в трубе движется от клапана к баку. Это приводит к спаду давления у клапана до p_{min} . Затем, граница участка спада давления перемещается по направлению к баку. Это третья фаза гидроудара (рис. 4).

В момент времени $T = 3L/C$ она заканчивается.

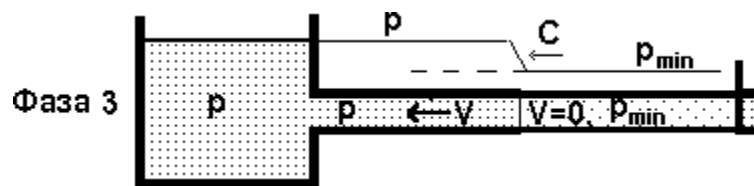


Рис. 4. Третья фаза гидроудара

В конце третьей фазы система оказывается неустойчивой потому, что давление в трубе меньше давления в баке. Под действием этой разности давлений, жидкость из бака устремляется в трубу. Осуществляется четвертая фаза гидроудара (рис. 5).

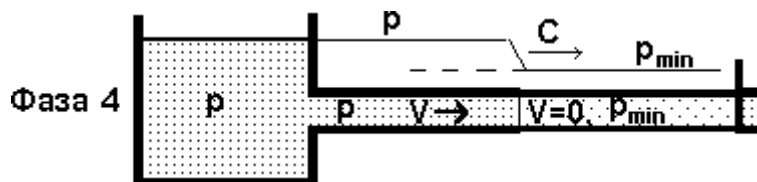


Рис. 5. Четвертая фаза гидроудара

В момент $T = 4L/C$ она заканчивается. Система приходит в состояние, которое она имела перед закрытием клапана. Поскольку в момент подхода фронта ударной волны к клапану он находится в закрытом состоянии, то описанный выше процесс повторяется. На практике ударные волны со временем слабеют (снижается величина скачков давления) из-за превращения части механической энергии жидкости в тепло.

Особенно опасным являются гидроудар в четвертой фазе. Если в третьей фазе минимальное давление оказывается равным давлению насыщенных паров, то, как и при кавитации, в жидкости образуются полости, заполненные паром. В четвертой фазе гидроудара давление в жидкости растет от p_{min} до p , пар конденсируется и в полости с очень большой скоростью устремляется жидкость. Возникают местные гидроудары с очень большим повышением давления, что обычно приводит к разрушению трубопровода. Такие случаи возникают, например, при остановке насоса.

Величина скачка давления в первой фазе гидроудара может быть рассчитана по формул:

$$\Delta p = \rho V C . \quad (41)$$

Используемая в этой зависимости скорость распространения ударной волны C близка по величине к скорости распространения звука в жидкости (для воды она составляет порядка 1500 м/с). Точное ее значение можно определить по формуле Н.Е.Жуковского:

$$C = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \frac{d}{\delta}}} , \quad (42)$$

где, K – модуль объемной упругости жидкости, Па; E – модуль упругости материала трубы, Па; δ – толщина стенки трубы, м; d – диаметр трубы, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Приведенная расчетная зависимость для скачка давления справедлива только для первой фазы прямого гидроудара.

Прямой, называется гидроудар, при котором время закрытия клапана меньше времени движения ударной волны от клапана к баку и обратно.

При непрямых гидроударах расчет Δp сложен, но возможен. Определить же величину скачка давления, возникающего в третьей и четвертой фазе, не представляется возможным.

Наиболее эффективным способом снижения прироста давления при гидроударе является устранение возможности возникновения прямого гидроудара. Для этого запорные элементы выполняются так, что их закрытие может осуществиться только в течении достаточно большого времени ($T > 2L/C$). Аналогичный эффект достигается установкой перед запорными устройствами гидроаккумуляторов (например, воздушных колпаков, в которых, при повышении давления, сжимается воздух и таким образом амортизируется гидроудар) или предохранительных клапанов, открывающихся при повышении давления в трубе выше допустимого.

Кроме перечисленных негативных случаев, гидроудар может быть использован в некоторых устройствах для производства полезной работы. Одним из примеров этого может служить так называемый *гидравлический таран* (рис. 6).

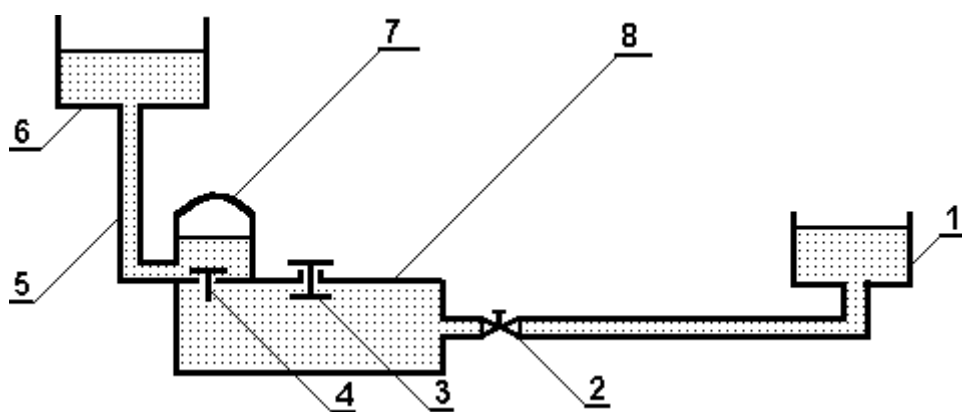


Рис.6. Гидротаран

При помощи этого устройства вода из низконапорного резервуара 1 может автоматически нагнетаться в резервуар 6, находящийся на более высоких отметках.

Оно работает следующим образом. Подвижные клапаны 3 и 4, если кран 2 закрыт, под действием силы тяжести перекрывают верхним грибком выпускные отверстия. Если открыть кран 2, то вода под действием напора в баке 1 заполнит камеру 8, откроет клапан 3 и будет выливаться наружу. Под действием потока жидкости клапан 3 переместится вверх и закроет выпускное отверстие нижним грибком. Вследствие этого, возникнет явление гидравлического удара и в камере 8 поднимется давление. Под действием повышенного давления откроется клапан 4 и часть жидкости устремится в воздушный колпак 7. Как известно, за волной давления в камере 8 последует волна разряжения. Клапаны 3 и 4 опустятся вниз. Это приведет к тому, что через клапан 3 снова начнет изливаться жидкость, которая, набрав определенную скорость, опять закроет его. Процесс нагнетания жидкости в воздушный колпак 7 повторится. И так до "бесконечности". Из воздушного колпака жидкость будет поступать резервуар 6. Воздушная подушка в колпаке 7 выравнивает подачу, уменьшая ее пульсацию. Таким образом устройство будет автоматически работать до тех пор, пока расход поступает в камеру 8.

Открытые потоки. Основы расчета каналов, затворов и водосливов.

Равномерное движение - это установившееся движение, при котором гидравлические элементы потока (скорость, давление, глубина и площадь живого сечения) не изменяются по длине потока.

Такое движение возможно только в каналах призматической формы при выполнении ряда условий:

1. Постоянство расхода $Q = \text{const}$;
2. Постоянство площадей живых сечений $\omega = \text{const}$, и как следствие, $h = \text{const}$, $\chi = \text{const}$, $R = \text{const}$;
3. Постоянство уклона дна канала $i = \text{const}$;
4. Шероховатость русла по длине должна оставаться одинаковой;
5. Местные сопротивления (повороты, заилиние, зарастание), должны отсутствовать.

Равномерное движение возможно только в каналах с прямым уклоном дна $i > 0$.

Так как, глубины по длине потока и средние скорости не меняются, то линии полной удельной энергии и пьезометрическая параллельны между собой: $EE \parallel PP$ (рис. 1), а уклоны равны:

$$i = \sin \theta = h_l / l = I_p = I_e$$

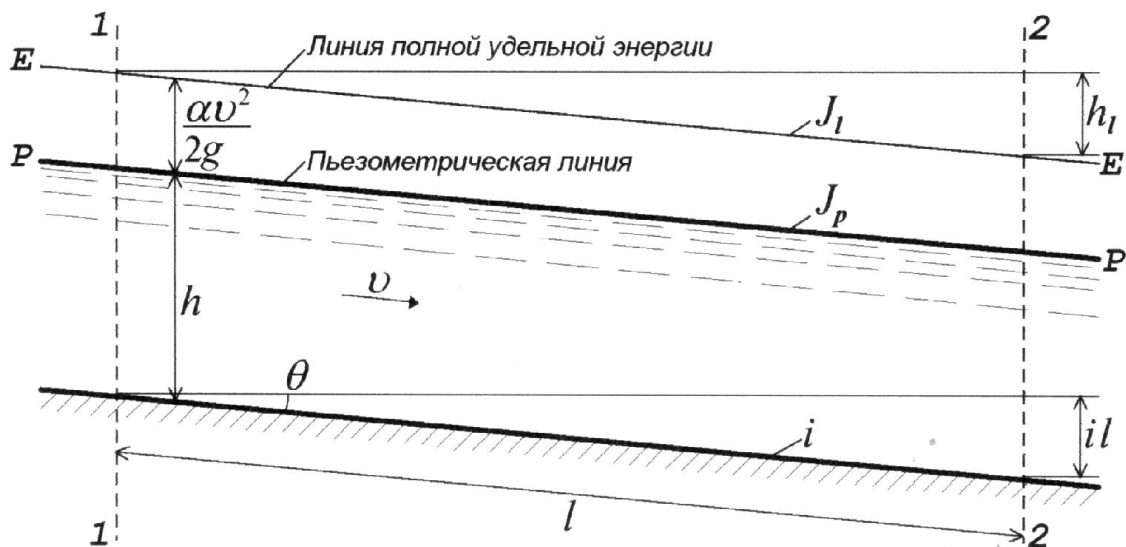


Рисунок 1 – Схема равномерного движения воды в канале

В практике встречаются следующие типы открытых русел:

1. Симметричное трапециевидальное (рисунок 2 а). Здесь приняты следующие обозначения: b - ширина канала по дну; h - глубина канала; m - коэффициент заложения откоса; $B = b + 2mh$ - ширина канала по урезу воды; $\omega = (b + mh)h$ - площадь живого сечения канала; $\chi_0 = b + 2h_0 \sqrt{1 + m^2}$ -

смоченный периметр; $R_0 = \frac{\omega_0}{\chi_0}$ - гидравлический радиус

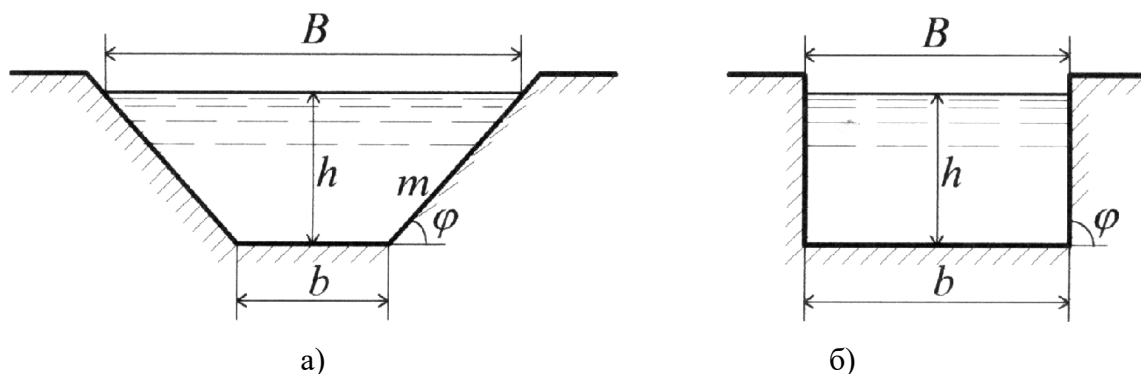


Рисунок 2 а) Трапецеидальное сечение; б) Прямоугольное сечение

2. Прямоугольное (рисунок 10.2.б). В этом случае $m=0$; $V=b$; $\omega = b \cdot h$; $\chi = b + 2h$.

На практике встречаются треугольные, параболические, круглые и полигональные сечения.

Русла форма и геометрические размеры, которых изменяются по их длине, называются *непризматическими*.

Русла форма и геометрические размеры, которых не изменяются по их длине, называются *призматическими*. В трапецеидальном призматическом русле $b = \text{const}$, $m = \text{const}$.

Сужающиеся или расширяющиеся русла при $m = \text{const}$ являются непризматическими.

В отношении уклона дна русла делят на:

1. Русла с прямым уклоном дна (рисунок 10.3 а)
2. Русла с обратным уклоном (рисунок 10.3 б)
3. Русла горизонтальные (рисунок 10.3 в)

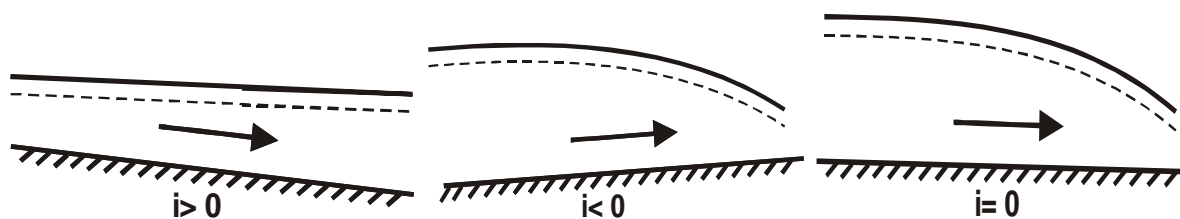


Рисунок 3 – а – русло с прямым уклоном, б – русло с обратным уклоном, в – русло с нулевым уклоном

Основные расчетные зависимости

Основные зависимости, используемые при расчете каналов на равномерное движение:

1. Уравнение неразрывности потока $Q = \omega \cdot v = \text{const}$ (вдоль потока):
2. Формула Шези (1769 г).

$$v = C \sqrt{R i},$$

где C – коэффициент Шези; R – гидравлический радиус; $i=I_e$ – уклон дна, который при равномерном движении равен гидравлическому.

Из формулы Шези могут быть получены следующие уравнения:

$$i = \frac{v^2}{C^2 R}; \quad h_l = i \cdot l = \frac{v^2}{C^2 R}; \quad Q = \omega \cdot v = \omega C \sqrt{Ri} = K \sqrt{i},$$

где $K = \omega C \sqrt{R}$ - модуль расхода или расходная характеристика.

Коэффициент Шези определяется по эмпирическим зависимостям. Основные из них:

Формула Р. Маннинга (1890) $C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{6}};$

Формула Н.Н. Павловского (1925) $C = \frac{1}{n} R^y,$ где $y \approx 1,5\sqrt{n}$ при $R < 1\text{м},$

$y \approx 1,3\sqrt{n},$ при $R > 1\text{м};$

Формула И.И. Агроскина (1949) $C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R.$

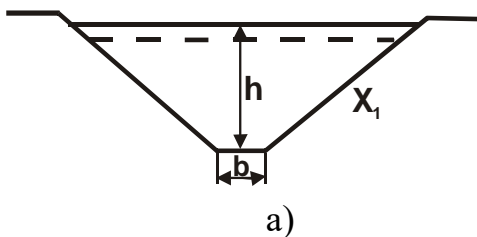
Гидравлически наивыгоднейшее сечение

Гидравлически наивыгоднейшим профилем называется профиль, который при заданной площади живого сечения $\omega,$ характеризуется наибольшей пропускной способностью.

Рассмотрим случай, трапециевидального сечения. При $\omega = \text{const}, i = \text{const}, n = \text{const},$ наибольший расход $Q = \omega C \sqrt{Ri},$ (где $C = \frac{1}{n} R^y$) будет при максимальном гид-

равлическом радиусе $R = \frac{\omega}{\chi}$ или наименьшем смоченном периметре χ_{\min}

(рисунок 10.4 а).



$$\chi_1 < \chi_2$$

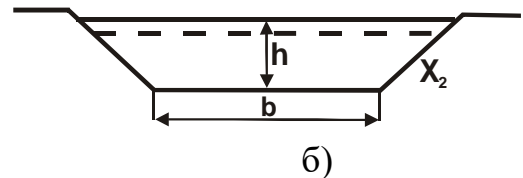


Рисунок 4 (а,б)

Следовательно, сечение канала будет гидравлически наивыгоднейшим, если гидравлический радиус сечения наибольший или величина смоченного периметра наименьшая (рисунок 10.4 а).

Гидравлически наивыгоднейшее сечение канала будет при относительной ширине канала по дну $\beta_{г.н.} = \frac{b}{h} = 2(\sqrt{1+m^2} - m).$

Открытые потоки. Основы расчета каналов, затворов и водосливов.

При проектировании каналов средняя скорость движения воды в канале должна быть в пределах:

$$v_{нез} < v < v_{нер},$$

где $v_{нез}$ допустимая незаиляющая скорость, $v_{нер}$ допустимая размывающая скорость.

Русла таких каналов получили название *статически устойчивых*. При этом в земляных руслах их форма должна соответствовать относительной ширине канала для устойчивых русел, определяемой по формуле С.А. Гиршкана

$$\beta_{уст} = \frac{b}{h} = 3\sqrt[4]{Q} - m.$$

Таким образом, при проектировании оросительных каналов поперечное сечение должно удовлетворять условиям размываемости, незаиляемости и общей русловой устойчивости.

Если скорость в канале $v > v_{нер}$, то произойдет размыв канала. Допустимые размывающие скорости определяются опытным путем или по зависимостям Ц.Е. Мирцхулавы.

Ориентировочно для несвязных грунтов (песчаных и гравелистых):

$$v_{нер} \approx 0,36 - 1,2 \text{ м/с.}$$

Для связных грунтов $v_{нер} \approx 0,50 - 2,0 \text{ м/с.}$

Для облицованных каналов $v_{нер} \approx 10 - 25 \text{ м/с.}$

Если скорость в канале $v < v_{нез}$, то произойдет выпадение взвешенных частиц и канал будет заиляться. Величину допустимой незаиляющей скорости можно определить по формуле С.А. Гиршкана

$$v_{нез} = A Q^{0,2},$$

где $A = 0,33-0,55$ принимается в зависимости от гидравлической крупности наносов.

При проектировании каналов в целях снижения объема земляных работ рекомендуется в качестве расчетной скорости v выбирать скорость близкую к размывающей

$$v \approx 0,9 v_{нер}.$$

Водосливом в общем случае называют преграду на пути открытого потока, через которую переливается вода. В практике гидротехнического строительства водосливы, как правило, являются частью напорного фронта подпорных сооружений и применяются для пропуска воды из верхнего бьефа в нижний, регулирования и перераспределения водных потоков в реках и каналах, а также определения расходов открытых потоков.

По расположению в плане водосливы бывают *прямыми, косыми, боковыми* и *криволинейными* (рис. 1.23). Наибольшее распространение в практике получили прямые водосливы (линия порога водослива перпендикулярна направлению потока).

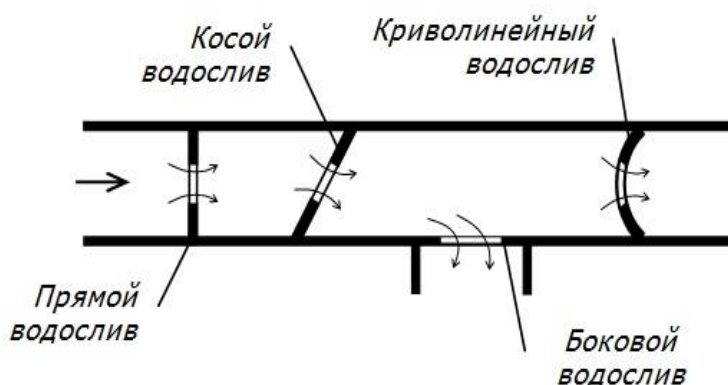


Рис. 1.23. Виды водосливов в плане

По наличию или отсутствию бокового сжатия струи водосливы бывают *без бокового сжатия* и *с боковым сжатием*. На рис. 1.23 все изображенные водосливы имеют боковое сжатие. Боковое сжатие отсутствует, если ширина водосливной кромки равна ширине канала. В гидротехнических сооружениях боковое сжатие может возникать при обтекании потоком устоев, быков, стоек и других строительных конструкций.

По виду поперечного сечения водосливы разделяют на три основных типа:

- 1) водосливы с тонкой стенкой (или острым порогом);
- 2) водосливы с широким порогом;
- 3) водосливы практического профиля, к которым относят водосливы с поперечным сечением стенки, образованной ломаной линией или кривыми различных очертаний.

К *водосливам с тонкой стенкой* (или острым порогом) относятся преграды в виде вертикальной стенки толщиной $\delta \leq (0,1-0,5)H$ (рис. 1.24). По форме выреза в стенке такие водосливы бывают прямоугольные, трапециевидальные, треугольные и криволинейные (см. рис. 1.9).

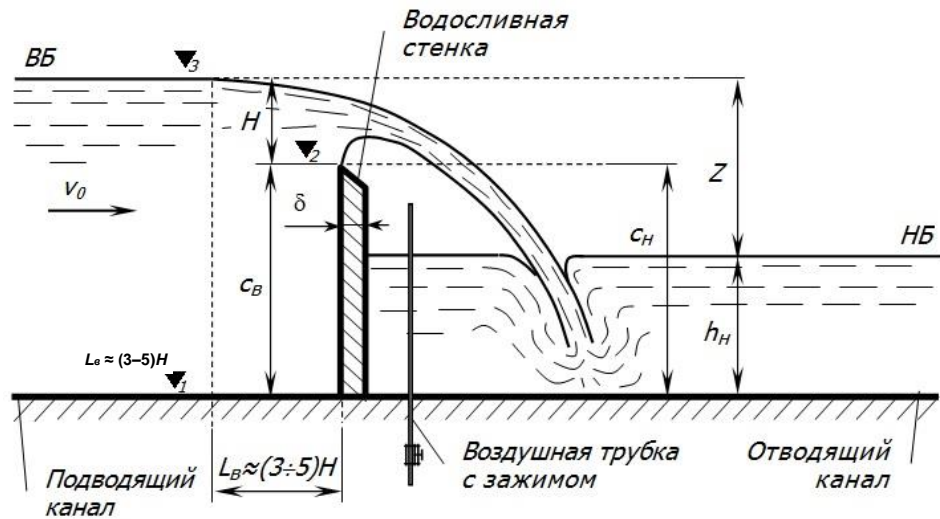


Рис. 1.24. Схема свободного истечения через водослив с тонкой стенкой

При истечении через водослив с тонкой стенкой струя может принимать различные формы (рис. 1.25) – свободную, поджатую, подтопленную снизу, прилипшую и волнистую.

Свободной струей (рис. 1.25, а) называют случай, когда обеспечено свободное поступление воздуха под струю. Если перекрыть доступ воздуха под струю, то имеющийся там воздух постепенно отсасывается потоком и в этом пространстве создается вакуум, в результате чего струя приближается к стенке водослива, а уровень воды в пространстве под струей становится выше уровня нижнего бьефа. Такая струя называется *поджатой* (рис. 1.25, б).

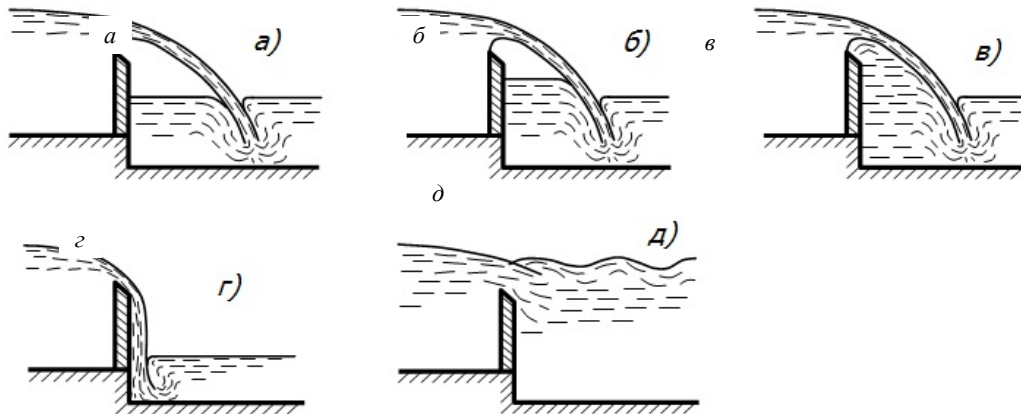


Рис. 1.25. Виды истечения через водослив с тонкой стенкой

Если по мере удаления воздуха все пространство под струей заполняется водой, то такая поджатая струя называется *подтопленной снизу* (рис. 1.25, в).

Если поджатая струя полностью прижимается к стенке, то она называется *прилипшей* (рис. 1.25, г). Такой случай может возникнуть при относительно малых удельных расходах воды в условиях медленного нарастания напора на водосливе.

В случае затопления водослива, т. е. когда глубина потока в нижнем бьефе h_n превышает высоту низовой грани водослива c_n , а сопряжение в нижнем бьефе происходит в виде надвинутого гидравлического прыжка, возникает *волнистая струя* (рис. 1.25, д). В случае прямоугольного русла и отсутствия сжатия струи надвинутый гидравлический прыжок возникает, если относительный перепад $\frac{Z}{c_n}$ меньше некоторого его критического значения $\left(\frac{Z}{c_n}\right)_{кр}$, которое можно определить по специальному графику (рис. 1.26) как функцию отношения заданных величин $\frac{H}{c_n}$.

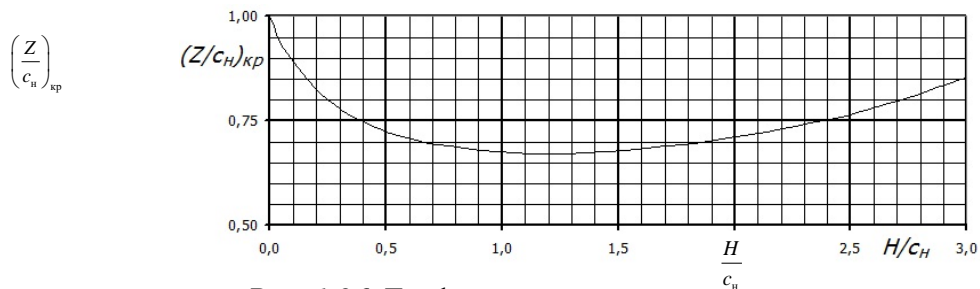


Рис. 1.26. График для определения критического относительного перепада $\left(\frac{Z}{c_n}\right)_{кр}$

Таким образом, затопление водослива наступит при следующем условии:

$$\left. \begin{array}{l} h_n > c_n \\ \frac{Z}{c_n} < \left(\frac{Z}{c_n}\right)_{кр} \end{array} \right\} \quad (1.82)$$

где Z – перепад на водосливе (разность уровней в верхнем и нижнем бьефах).

Водосливы с тонкой стенкой часто применяются в качестве водомеров в гидрометрической практике и гидравлических лабораториях, а также как элементы комплексных гидроузлов. Среди водосливов с тонкой стенкой наибольшее распространение в практике гидротехнического строительства получили трапецеидальные и прямоугольные водосливы со свободной струей, что обусловлено наиболее устойчивой работой сооружений, т. к. на истечение струи не оказывают влияние ни пульсации вакуума под струей, ни положение уровня нижнего бьефа, ни тип прыжкового сопряжения за водосливом.

Расход водослива Q с тонкой стенкой определяется по общей водосливной формуле (1.41). Используемый в ней коэффициент расхода водослива m_0 определяют по эмпирическим формулам различных авторов. Коэффициент расхода m_0 прямого вертикального прямоугольного водослива с тонкой стенкой без бокового сжатия и свободной струей (*совершенный водослив*) можно определять по формулам Базена, Ребока, Чугаева и др.

Формула Базена

$$m_0 = \left(0,405 + \frac{0,003}{H}\right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{H}{H + c_B}\right)^2\right], \quad (1.83)$$

где c_B - высота верховой грани водослива.

Формула Ребока

$$m_0 = 0,403 + 0,053 \frac{H}{c_B} + \frac{0,0007}{H}. \quad (1.84)$$

Значение H в формулах (1.83) и (1.84) следует принимать в метрах. При соблюдении достаточной точности измерения H , а также условий $0,2 \text{ м} < b < 2,0 \text{ м}$; $0,24 \text{ м} < c_B < 1,13 \text{ м}$; $0,05 \text{ м} < H < 1,24 \text{ м}$ погрешность определения расчетного расхода с использованием формул (1.83) и (1.84) не превышает 1 %.

Формула Чугаева

$$m_0 = 0,402 + 0,054 \frac{H}{c_B}. \quad (1.85)$$

Формула Чугаева (1.85) используется при условии $H \geq 0,1 \text{ м}$; $c_B \geq 0,5H$.

В случае затопленного водослива расход Q определяется по формуле (1.44). Согласно Базену при $0 < \frac{h_{\text{п}}}{c_{\text{н}}} < 1,5$ (где $h_{\text{п}}$ - превышение уровня воды в нижнем бьефе над отметкой ребра водослива: $h_{\text{п}} = h_{\text{н}} - c_{\text{н}}$) коэффициент подтопления $\sigma_{\text{п}}$ из выражения (1.44) определяется по следующей эмпирической формуле:

$$\sigma_{\text{п}} = 1,05 \left(1 + 0,2 \frac{h_{\text{п}}}{c_{\text{н}}}\right) \sqrt[3]{\frac{Z}{H}}. \quad (1.86)$$

Дальность отлета свободной струи от кромки водослива с тонкой стенкой (рис. 1.27) определяется по формуле

$$L_{\text{отл}} = x' + x_1, \quad (1.87)$$

где x' – горизонтальное расстояние от верховой грани водослива до верхнего сжатого сечения $C'-C'$;

x_1 – дальность полета струи.

Дальность полета струи x_1 определяется по уравнениям движения материальной частицы из теоретической механики

$$\left. \begin{aligned} x &= v'_c t \\ z &= \frac{gt^2}{2} \end{aligned} \right\}, \quad (1.88)$$

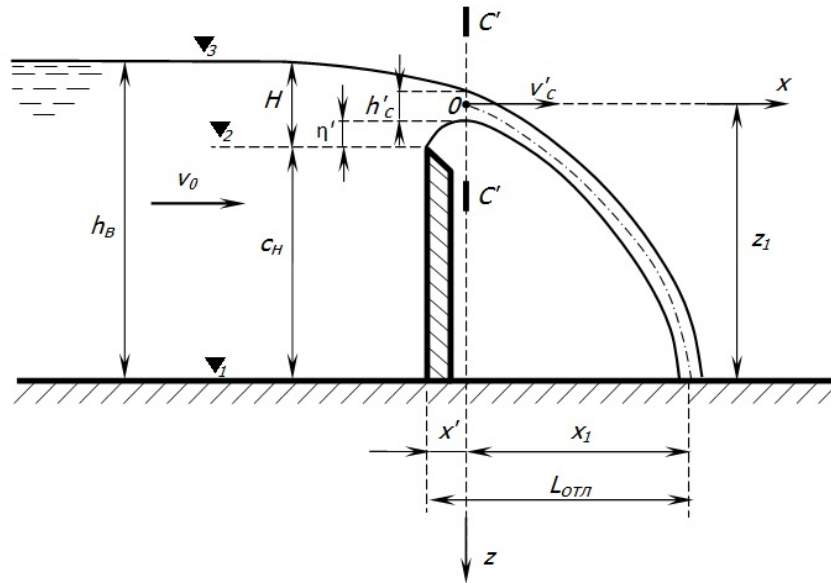


Рис. 1.27. Схема к определению дальности отлета струи

где x, z – пространственные координаты;
 v' – начальная скорость частицы;
 t – время.

Выражая t из второго уравнения системы (1.88) и подставляя в первое, получаем зависимость для определения x_1 , входящего в формулу (1.87):

$$x_1 = v'_c \sqrt{\frac{2z_1}{g}}, \quad (1.89)$$

где

$$z_1 = c_H + \eta' + \frac{h'_c}{2}; \quad (1.90)$$

$$v'_c = \frac{Q}{S'_c} = \frac{mb\sqrt{2g}H_0^{\frac{3}{2}}}{S'_c} = \frac{m\sqrt{2g}H_0^{\frac{3}{2}}}{h'_c}. \quad (1.91)$$

Обозначения, входящие в формулы (1.89)–(1.91), ясны из рисунка 1.27. Выражение для Q в формуле (1.91) получено на основании водосливной формулы (1.38).

Если c_H и H_0 известны, то для определения $L_{отл}$ по формуле (1.87) необходимо знать x' , η' , h'_c и m . На основании опытных данных рекомендуется принимать для водослива с тонкой стенкой следующие численные значения этих величин: $x' \approx 0,3H_0$; $\eta' = 0,112H_0$; $h'_c = 0,668H_0$; $m \approx 0,42$.

Аналогичным образом определяется дальность отлета струи $L_{отл}$ для других типов водосливов. Задачи такого рода часто решаются при определении длины водобойного колодца, устраиваемого за водосбросными и сопрягающими сооружениями.

Гидравлические струи. Истечение жидкости через отверстия и насадки

Изучение истечения жидкости через отверстия и насадки имеет большое практическое значение в связи с разработкой форсунок, аппаратов для создания мощных и дальнобойных струй, устройств для аварийного слива жидкости из емкостей и т.п.

Различают истечение при постоянном и переменном напоре.

Истечение при постоянном напоре

Важнейшими характеристиками истечения при постоянном напоре являются средняя скорость струи V и расход Q . Получим формулы для определения этих величин.

Поскольку при постоянном напоре мы имеем установившееся движение, то, при выводе расчетных зависимостей, можно воспользоваться уравнением Бернулли.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_w.$$

Пусть истечение происходит из отверстия в боковой стенке большого бака под действием разности давлений p_1 и p_2 и превышения уровня жидкости в баке над осью струи h (рис. 45). Струя, отрываясь от кромки отверстия, несколько сжимается и имеет площадь сечения w_c (сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке).

Выведем уравнение для определения среднюю скорость истечения (V), используя специальную методику решения практических задач с использованием уравнения Бернулли.

1. Выберем два сечения. Одно на поверхности жидкости в баке, где известны основные параметры, входящие в уравнение. Второе – сжатое сечение струи, где мы хотим определить скорость истечения.

2. Пронумеруем сечения (по направлению течения жидкости).

3. Зададимся плоскостью сравнения $0 - 0$, которая должна быть горизонтальной и проходить через ниже расположенное сечение.

4. Обозначим (согласно представленной схеме) для каждого сечения основные параметры:

Сечение 1 – 1 : $V_1 = 0$; $p_1 = p_1$; $z_1 = h$.

Сечение 2 – 2 : $V_2 = V$; $p_2 = p_2$; $z_2 = 0$.

5. Выразим потери напора между выбранными сечениями:

$$h_w = h_l + h_m = 0 + \zeta \frac{V^2}{2g}.$$

6. Подставим полученные в пунктах 4 и 5 параметры в основное уравнение Бернулли для реальных потоков, получим

$$h + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} + \zeta \frac{V^2}{2g}.$$

Решая это уравнение относительно V , получаем для нее следующее выражение:

$$h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = V^2 \left(\frac{\alpha + \zeta}{2g} \right)$$

или

$$V = \sqrt{\frac{2g}{\alpha + \zeta} \left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)}.$$

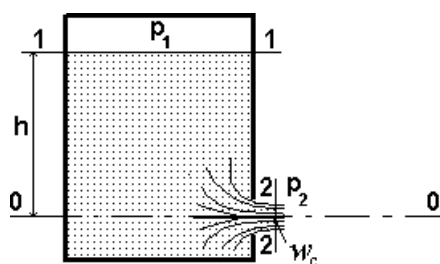


Рис. 45. Расчетная схема истечения жидкости при постоянном напоре

Обозначив через

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad H = h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$$

получаем

$$V = \varphi \sqrt{2g H},$$

где, φ – коэффициент скорости; H – полный напор, под действием которого происходит истечение, м.

Поскольку $Q = V w_c$, где w_c – площадь сжатого сечения струи, то:

$$Q = \varphi w_c \sqrt{2g H}.$$

В эту формулу не входит важный конструктивный параметр – площадь проходного отверстия w . Поскольку $w_c < w$, то, используя понятие о коэффициенте сжатия струи $\varepsilon = \frac{w_c}{w}$, после замены $w_c = \varepsilon w$ получаем окончательный

вид формулы для расхода:

$$Q = \varepsilon \varphi w \sqrt{2g H} = \mu w \sqrt{2g H}. \quad (47)$$

Величина μ называется коэффициентом расхода.

Полученные формулы для расчета скорости истечения жидкости и расхода применимы также при истечении струи под уровень жидкости (рис. 46), но напор в этом случае нужно определять по формуле:

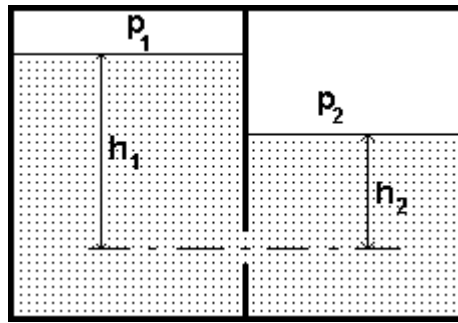


Рис. 46. Истечение жидкости под уровень

$$H = h_1 - h_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}.$$

Приведенные формулы для Q и V являются общими, пригодными для установившегося истечения разных жидкостей через отверстия и насадки разных форм. Учет влияния конкретных условий истечения должен осуществляться за счет соответствующих значений безразмерных коэффициентов φ , ϵ , μ . Данные о величине этих коэффициентов определены экспериментально и приведены в справочной литературе.

Истечение через отверстие с острой кромкой

Истечение считается происходящим через отверстие с острой кромкой, если $S < 2d$ и входная кромка не имеет закругления или фаски (рис. 47).

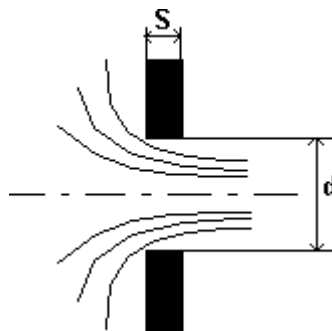


Рис. 47

Истечение из отверстия с острой кромкой

Для истечения через отверстие с острой кромкой характерны два момента: 1. Значительное сжатие струи; 2. Малая величина потери напора.

Сужение струи возникает из-за проявления свойства инерции жидкости. Подтекающие вдоль стенок частицы жидкости могут изменить направление своего движения на угол 90° только двигаясь по некоторой кривой. Различают сужение струи полное и неполное, совершенное и несовершенное. Неполное сужение имеет место в том случае, если отверстие расположено у стенки (рис. 48). Полное сужение струи может быть совершенным и несовершенным. Несовершенным считается сжатие струи вытекающей из отвер-

ствия расположенного близко к стенке (см. рис. 48). Вследствие этого, частицы жидкости подтекают к отверстию не под прямым углом к оси струи.



Рис. 48

Истечение при несовершенном сжатии

Коэффициенты сжатия ϵ , скорости φ и расхода μ зависят от числа Рейнольдса (рис. 49), которое при истечении из отверстий и насадок определяется по формуле:

$$Re_u = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}$$

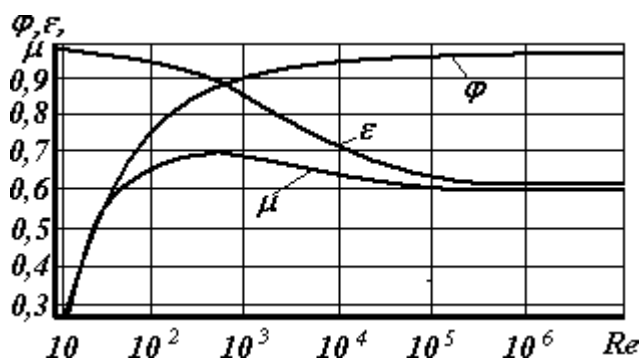


Рис. 49.

Из рисунка видно, что при $Re > 10^5$ влиянием числа Рейнольдса можно пренебречь и при расчетах для случая полного сжатия пользоваться средними значениями:

$$\varphi = 0.97; \quad \epsilon = 0.63; \quad \mu = 0.6.$$

При истечении струи в атмосферу происходят изменения по длине ее структуры и формы поперечного сечения. Структура изменяется следующим образом. На выходе струя компактная, без воздушных включений. Далее она начинает дробиться на отдельные фрагменты (крупные капли), а затем полностью распыляется. Форма сечения от выхода струи из отверстия до ее распыления меняется в зависимости от формы отверстия. Эти изменения называют инверсией струи. На рис. 50 показано как меняется сечение струи по мере удаления от отверстия. Обуславливается это явление в основном действием сил поверхностного натяжения на вытекающие криволинейные струйки и различными условиями сжатия по периметру отверстия. Инверсия больше всего проявляется при истечении из некруглых отверстий.

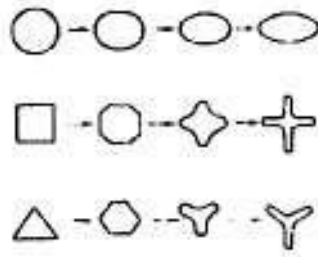


Рис. 50. Инверсия струй

Истечение через внешний цилиндрический насадок.

Насадком называется короткая труба длиной $L=(2...5)d$. Насадки присоединяются к отверстию для увеличения расхода жидкости.

Цилиндрический насадок самый простой по форме проходного сечения (рис. 51). Характер истечения жидкости через него следующий. Струя сначала сужается (как при истечении из отверстия), затем расширяется, заполняя всё проходное сечение насадка. При нормальном истечении через цилиндрический насадок и $Re > 10^5$ в среднем можно принимать:

$$\varphi = 0.82; \quad \varepsilon = 1; \quad \mu = 0.82.$$

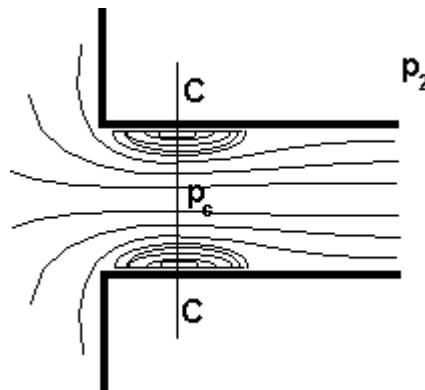


Рис. 51.

Истечение из цилиндрического насадка

Если сравнивать скорости и расходы в случаях истечения через насадок и отверстие, то получим, что насадок уменьшает скорость на 15% и увеличивает расход на 37%. Увеличение расхода обусловлено увеличением скорости в сжатом сечении. Так как с ростом скорости давление падает, то $p_c < p_2$ (см. рис. 51). Возникает вакуум в сечении С – С и эффект дополнительного подсосывания жидкости, увеличивающий расход через отверстие, к которому присоединен насадок.

С возникновением вакуума в сечении С – С связано явление, которое принято называть срывом работы насадка. При неизменном давлении p_2 , с ростом напора H , давление в сжатом сечении уменьшается (вакуум в сечении С – С растет). При некотором предельном напоре H_{np} оно может понизится

до величины давления насыщенных паров $p_{н.п.}$, при котором, как известно, возникает кавитация. Происходит разрыв сплошности потока и струя отрывается от стенок насадка. Истечение становится таким как в случае, если насадок отсутствует. Это явление и принято называть срывом работы насадка. В случае истечения воды при атмосферном давлении и температуре жидкости 20°C:

$$H_{пр} = 12,8 \text{ м.}$$

При истечении через цилиндрический насадок под уровень при $H \leq H_{пр}$ режим истечения не будет отличаться от описанного выше. Но при $H > H_{пр}$ срыва работы насадка не происходит, а начинается кавитационный режим.

Истечение через конический сходящийся насадок, сопло и комбинированный насадок.

Конический сходящийся насадок при $Re > 10^5$ (зона независимости от числа Рейнольдса) и оптимальном угле сходимости стенок 13 градусов имеет следующие значения коэффициентов:

$$\varepsilon = 0.98; \quad \varphi = 0.96; \quad \mu = 0.94.$$

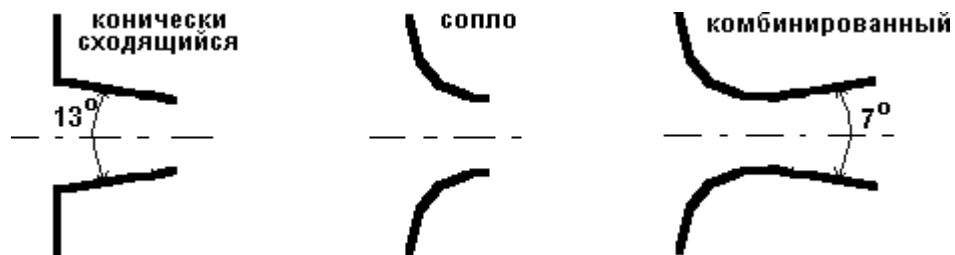


Рис. 52.
Типы насадок

Сопло имеет форму свободно сужающейся струи и, благодаря этому, обеспечивает безотрывное течение жидкости внутри насадка и параллельно-струйность в его выходном сечении. При $Re > 10^5$:

$$\varepsilon = 1; \quad \varphi = \mu = 0.97.$$

Комбинированный насадок представляет собой комбинацию сопла и диффузора. Приставка диффузора к соплу обеспечивает снижение давления в узком месте насадка, а следовательно, увеличение расхода через него. При том же диаметре узкого сечения, что и у сопла, том же напоре и оптимальном угле расходимости стенок конфузора 7 градусов, комбинированный насадок может обеспечить пропуск расхода в 2,5 раза больше, чем сопло. Однако при использовании такого насадка нужно учитывать, что, в случае понижения давления в узком сечении до давления насыщенных паров, происходит срыв работы насадка и он начинает работать как сопло. Поэтому, такие насадки применяют при небольших напорах $H < 4 \text{ м}$.

Истечение жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре.

Рассмотрим слив жидкости из открытой емкости через отверстие или насадок при следующем ограничении: площадь проходного сечения отверстия или насадка мала по сравнению с площадью свободной поверхности жидкости в баке. Практический интерес представляет величина времени слива заданного объема жидкости τ . Для вывода соответствующей формулы обратимся к рис. 53.

Выделим в баке элементарный объем Ωdz , который сливается за время $d\tau$. Дифференциальное уравнение связи между z и временем слива τ имеет вид

$$\Omega dz = Q_z d\tau.$$

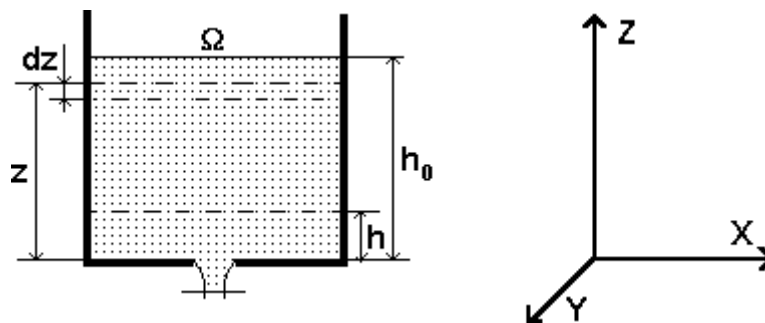


Рис. 53. Истечение при переменном напоре

В этом дифференциальном уравнении $Q_z = f(z)$ и при решении необходимо вместо Q_z подставить его функцию $[Q = \mu w \sqrt{2gz}]$. При этом уравнение принимает вид:

$$\Omega dz = \mu w \sqrt{2gz} d\tau$$

или, после выражения $d\tau$ в явном виде

$$d\tau = \frac{\Omega dz}{\mu w \sqrt{2gz}}.$$

В этом уравнении Ω , w , g являются постоянными. Коэффициент расхода μ в общем случае зависит от z . Однако величина его изменяется незначительно и поэтому будем считать его тоже постоянным.

Время полного опорожнения емкости (до $h = 0$):

$$\tau = \frac{2\Omega \sqrt{h_0}}{\mu w \sqrt{2g}}$$

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

1. Классификация и область применения, устройство, принцип действия.

2. Характеристики динамических насосов

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные насосы относятся к лопастным динамическим насосам.

Лопастной насос воздействует на жидкость при помощи лопастей, которыми снабжено его рабочее колесо. В рабочем колесе насоса происходит приращение энергии жидкости за счет увеличения кинетической составляющей. При вращении рабочего колеса жидкая среда, находящаяся в межлопаточном канале, под действием центробежных сил отбрасывается от центра к периферии, выходит в отвод насоса и далее в напорный трубопровод. При этом в центре рабочего колеса возникает вакуум, за счет которого жидкость поступает к рабочему колесу вдоль оси его вращения.

По особенностям конструкции различают следующие виды центробежных насосов:

- по числу ступеней – одноступенчатые и многоступенчатые;
- по способу подвода жидкости – одностороннего и двустороннего входа;
- по конструкции рабочего колеса – закрытого, полуоткрытого, открытого типа;
- по расположению вала – вертикальные и горизонтальные;
- по способу соединения с приводом – с общим валом (моноблочные) и с отдельными валами (соединение муфтой);
- по положению насоса, относительно уровня перекачиваемой жидкости – поверхностные, погружные и полупогружные.

Консольные насосы (тип К или КМ)

Насосы типа К и КМ относятся к виду одноступенчатых, горизонтальных, поверхностных насосов одностороннего входа. Символ “К” означает консольный – рабочее колесо закреплено на конце вала вне зоны, заземленной подшипниками, то есть на консоли. Насосы типа К имеют отдельный вал, который, как правило, соединяется с валом приводного двигателя при помощи муфты. Насосы типа КМ (консольный моноблочный) не имеют отдельного вала, а насаживаются на удлиненный вал электродвигателя.

Консольные насосы предназначены для перекачивания питьевой и промышленно-хозяйственной воды с содержанием примесей не более 0,05 % по массе, размеры загрязняющих частиц не должны превышать 0,2 мм. Температура воды должна быть в пределах от 4 до 85°С. Насосы могут применяться для перекачки и других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности. Изготавливаются также специальные насосы для перекачки жидкостей температурой до 105°С. Не допускается перекачивать жидкость, содержащую волокнистые материалы.

Консольные насосы в сравнении с другими имеют меньшую стоимость при достаточно высокой надежности.

Основные элементы конструкции консольных насосов

Основным рабочим органом консольного насоса (рис. 1) является рабочее колесо 3, закрепленное на валу 10 шпонкой 14 и гайкой 13. Рабочее колесо 3 выполнено из двух дисков, между которыми расположены криволинейные лопасти, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения. Передний диск в центре имеет входное отверстие, задний диск у больших насосов – разгрузочные отверстия для выравнивания давления, действующего на диски. В результате чего уменьшается осевое усилие, действующее на подшипники 11. Для снижения количества жидкости, поступающей из области высокого давления в зону низкого давления, предусмотрены щелевые уплотнения, которые представляют собой уплотняющие пояски вокруг входного и разгрузочных отверстий на рабочем колесе 3, а также уплотняющие кольца 5, запрессованные в примыкающих к колесу деталях насоса. Щелевые уплотнения повышают объемный КПД насоса.

Рабочее колесо 3 помещено в корпусе насоса 2, который одновременно выполняет роль спирального отвода жидкости, заканчивающегося напорным патрубком. Насос поставляется с напор-

ным патрубком, направленным вверх, но в случае необходимости патрубок может быть повернут в любое положение через 90°.

В корпусе насоса 2 сделаны отверстия 4 и 12 с резьбовыми пробками для залива и выпуска жидкости. При повороте корпуса эти отверстия надо сделать в новом месте. Корпус насоса 2 закрывается крышкой, которая отлита из чугуна совместно с подводным (всасывающим) патрубком 1. С противоположной стороны корпус насоса 2 крепится к опорной стойке 9 или к опорному кронштейну.

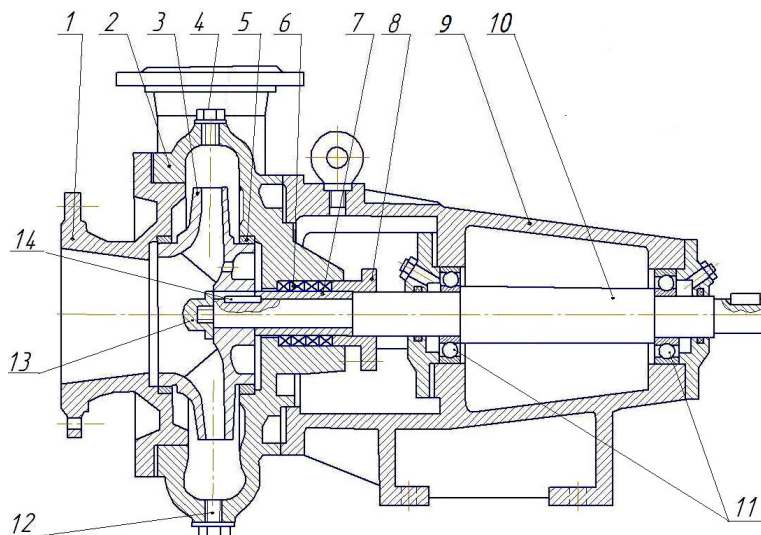


Рис. 1. Насос типа К:

- 1 – крышка с подводным патрубком; 2 – корпус насоса; 3 – рабочее колесо;
4 – заливное отверстие; 5 – уплотняющее кольцо; 6 – сальниковая набивка;
7 – защитная втулка; 8 – крышка сальника; 9 – опорная стойка; 10 – вал;
11 – шариковые подшипники; 12 – выпускное отверстие; 13 – гайка; 14 – шпонка

В опорной стойке 9 устанавливается два шариковых подшипника 11, в которых крепится вал 10. Подшипники 11 смазываются консистентными смазками или литолом, у некоторых насосов – моторным маслом. Некоторые маломощные водяные насосы могут быть снабжены только одним шариковым подшипником, установленным в стойке. В этом случае подшипник, установленный со стороны колеса, является подшипником скольжения и представляет собой бронзовую втулку. Этот подшипник смазывается перекачиваемой водой. Для чего в корпусе имеется канал, соединяющий напорную полость насоса с опорной втулкой.

Для предотвращения утечки жидкости через щель между валом 10 и корпусом насоса 2 предусмотрено сальниковое уплотнение. Оно состоит из корпуса, отлитого заодно с корпусом насоса 2, крышки 8, затягиваемой болтами, уплотнительного кольца и хлопчатобумажной сальниковой набивки 6, которая выполняется из колец, соединенных по косому срезу. Кольца укладываются по отношению друг к другу на угол 120°.

Для предотвращения износа вала 10 на него одевается защитная втулка 7. Крышка 8 затягивается таким образом, чтобы через сальник для его охлаждения и смазки протекало 15...20 капель жидкости в минуту. У насосов, имеющих рабочее колесо с разгрузочными отверстиями, сальниковое уплотнение находится в зоне разрежения, то есть через него возможен прорыв воздуха в рабочее колесо и прекращение подачи. Поэтому в среднюю часть сальника подается по специальному каналу (на рис. 1 не показан) из камеры высокого давления вода, которая создает гидравлическую завесу и предотвращает попадание воздуха, обеспечивает смазку и охлаждение сальника. Вал насосов типа К соединяется с валом двигателя через упругую муфту или с помощью шкива, если используется ременная передача.

Центробежные насосы двухстороннего входа (тип Д)

Насосы типа Д относятся к виду одноступенчатых, горизонтальных, поверхностных насосов двухстороннего входа.

Насосы типа Д предназначены для перекачки воды, с содержанием твердых примесей не более 0,05 % по массе и размером частиц не более 0,2 мм. Температура воды не должна превышать 85°С. Насосы могут применяться для перекачки и других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности.

Насосы типа Д в сравнении с консольными создают значительно большую подачу при сопоставимом диаметре рабочего колеса. Поэтому в сельском хозяйстве они применяются, главным образом, в гидромелиоративных системах. Эти насосы также широко используются в городском и промышленном водоснабжении.

Конструктивные особенности

Основным рабочим органом насоса (рис. 2) является лопастное рабочее колесо 11 с двойным входом. Одна половина рабочего колеса представляет зеркальное отражение другой, то есть это как бы два колеса консольного насоса, соединенных задними дисками. Внутренний разделяющий диск не доходит до внешнего обода колеса, поэтому два отдельных потока, входящих в рабочее колесо, на выходе объединяются в один. Рабочее колесо 11 закреплено шпонкой 20 посередине вала 16, а по краям – защитными втулками и гайками. На концах вал 16 установлен в шариковых подшипниках 4 и 17.

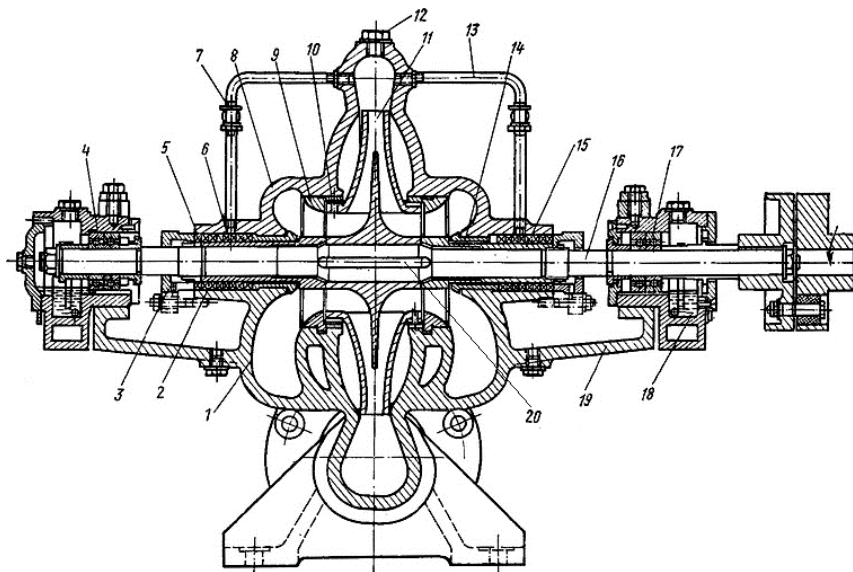


Рис. 2. Насос типа Д:

- 1 – корпус насоса; 2 – набивка сальника; 3 – крышка сальника; 4 и 17 – подшипники; 5 – корпус сальника; 6 – кольцо гидравлического уплотнения; 7 и 13 – трубки гидравлического уплотнения; 8 – крышка насоса; 9 и 10 – защитные кольца; 11 – рабочее колесо; 12 – заливная пробка; 14 – грундбукса; 15 – втулка; 16 – вал; 18 – масляная ванна; 19 – кронштейн; 20 – шпонка

Щелевые и сальниковые уплотнения, в общем, аналогичны уплотнениям консольных насосов. Отличие состоит в том, что вода для гидравлического уплотнения сальника подается не через канал в корпусе, а по специальным трубкам 7 и 13. При большой высоте всасывания напор насоса не всегда обеспечивает надежность гидравлической завесы, и воздух прорывается в насос. В этом случае воду в сальник подают от постороннего источника с повышенным напором. От осевого усилия вал насоса разгружен, так как рабочее колесо симметрично. Рабочее колесо с валом размещается в корпусе, который сверху имеет плоский горизонтальный разъем, упрощающий монтаж и разборку насоса (разборку можно проводить, не отсоединяя насос от трубопроводов). Сверху насос закрывается крышкой 8, в которой имеются каналы, продолжающие каналы корпуса 1.

Подводящий канал раздваивается и подводит воду к колесу с двух противоположных сторон. Отвод воды спиральный. Подводящий и отводящий патрубки насоса расположены ниже оси насоса, перпендикулярно к ней.

Скважинные насосы (тип ЭЦВ)

Насосы типа ЭЦВ относятся к виду многоступенчатых, вертикальных, погружных насосов.

Насосы ЭЦВ предназначены для перекачки неагрессивной, технической и питьевой воды, имеющей температуру не выше 25 °С, содержащей механических примесей не более 0,01 % по массе, хлоридов – не более 1,5 мг/л, растворенных минеральных веществ – не более 1 500 мг/л.

Конструктивные особенности

Рассматриваемые агрегаты работают непосредственно в скважине, погруженные ниже минимального уровня воды не менее чем на 1 м. Агрегат состоит из погружных центробежного насоса и электродвигателя. Основным рабочим органом насоса (рис. 3) является лопастное рабочее коле-

со 4. В связи с тем, что насос опускается в скважину, диаметр его рабочего колеса значительно меньше, чем у консольных насосов, соответственно одно колесо создает относительно малое приращение напора. Но для подъема воды из глубоких скважин требуется создание большого напора. Поэтому у погружных насосов на одном валу объединяется несколько рабочих колес (до 30). Таким образом, погружной насос представляет многоступенчатую систему, состоящую из ряда центробежных насосов, соединенных последовательно. Общий напор погружного насоса равен сумме напоров каждой ступени. Рабочие колеса для уменьшения осевого усилия снабжены разгрузочными отверстиями.

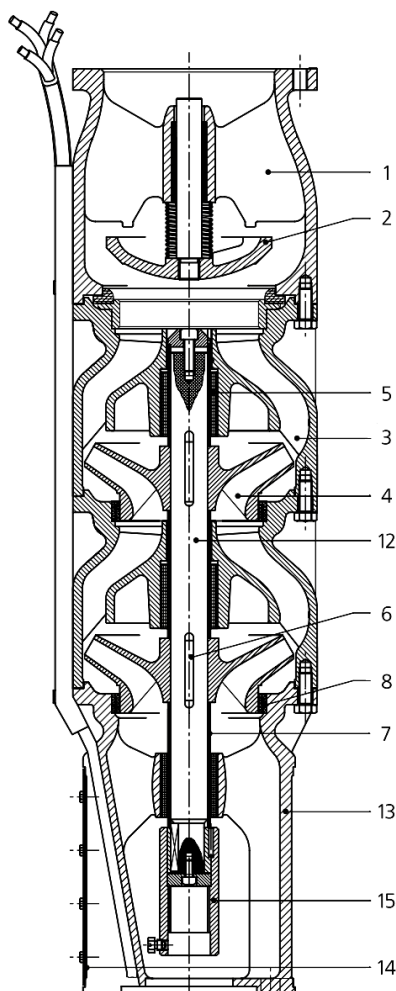


Рис. 3. Насос ЭЦВ:

- 1 – головка насоса; 2 – обратный клапан; 3 – аппарат направляющий;
4 – рабочее колесо; 5 – подшипник скольжения; 6 – шпонка; 7 – распорная втулка;
8 – уплотнительное кольцо; 12 – вал; 13 – основание; 14 – сетка; 15 – муфта

Область высокого давления отделяется от области низкого с помощью щелевых уплотнений (уплотнительное кольцо 8), то есть так же, как и у консольных насосов. Рабочее колесо 4 на валу 12 крепится шпонкой 6.

Вода из рабочего колеса 4 поступает в направляющий аппарат 3, представляющий собой систему неподвижных лопастей, которые направляют поток воды от периферии рабочего колеса одной секции (ступени) в центр рабочего колеса следующей.

Подвод воды в насос производится через специальные окна в основании 13, которые снаружи закрыты защитной сеткой 14. Отвод воды происходит через обратный клапан 2 и головку насоса 1, к которой присоединяется нагнетательный трубопровод.

Вал насоса 12 закреплен в подшипниках скольжения 5, неподвижные втулки которых выполнены из пластмассы, резины или других материалов. Смазываются подшипники водой, которая поступает через продольные каналы.

В рабочем положении вал насоса расположен вертикально. В целях защиты двигателя от возможного попадания песка вал двигателя снабжен уплотнением из резиновых колец.

Снизу к насосу подсоединяется погружной электродвигатель ПЭДГ (погружной электродвигатель, герметичный) или ПЭДВ (погружной электродвигатель, водозаполненный). Вал насоса соединяется с валом двигателя муфтой 15. В муфте имеются специальные отверстия для прокрутки вала вручную при проверке правильности сборки. Ротор двигателя закреплен в двух подшипниках скольжения. Вес вращающихся частей воспринимается резинометаллическим подпятником, закрепленным в нижней части двигателя на шаровой опоре. Пята из нержавеющей стали соединена с валом при помощи шпонки. Охлаждение двигателя, а также смазка и охлаждение подшипников и подпятников осуществляется перекачиваемой жидкостью или жидкостью, предварительно залитой в полость электродвигателя. Перед опусканием в скважину двигатель заливается чистой водой через специальное отверстие в верхней крышке двигателя. В нижней части двигателя имеется отверстие для выпуска воды. Оба отверстия закрываются резьбовыми пробками. Температурное расширение воды компенсируется эластичной резиновой диафрагмой, установленной в нижней крышке двигателя.

Учитывая, что смазка насоса и двигателя водяная, категорически запрещается запускать двигатель на поверхности. Во избежание «сухой работы» при снижении динамического уровня воды в скважине насос оборудуется защитной автоматикой.

ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

Насосы типа ВК и ЦВК

Вихревые насосы относятся к динамическим насосам трения, у которых жидкость перемещается по периферии рабочего колеса по касательному к окружности колеса направлению. Жидкость в рабочем колесе приобретает окружную составляющую, большую, чем скорость движения жидкости в канале корпуса. Из-за перемешивания частиц жидкость в канале получает импульс в направлении вращения колеса, в результате чего происходит увеличение давления жидкости вдоль канала.

По сравнению с центробежными вихревые насосы развивают в 3...9 раз больший напор при меньшем расходе. Недостатками вихревых насосов являются низкий КПД $< 40\%$ и повышенные требования к чистоте жидкости, так как даже небольшое содержание абразивных частиц (песка) приводит к быстрому износу уплотнений и выходу насоса из строя. Преимуществом вихревых насосов является их способность к самовсасыванию при небольшом дополнительном усложнении конструкции, например, при установке сепарирующего колпака на нагнетательном патрубке. В колпаке происходит отделение воздуха от жидкости, поэтому для запуска насоса в работу достаточно заполнить водой только корпус насоса (достаточно той воды, которая останется в насосе после его остановки).

Вихревые насосы применяются в системах водоснабжения, когда требуется большой напор при небольшой подаче. Благодаря самовсасывающей способности вихревые насосы нашли также применение для подачи летучих и газонасыщенных жидкостей.

Конструктивные особенности

Элементы конструкции насосов ВК (ВКС) показаны на рис. 4.

Основным рабочим органом является рабочее колесо 4, на наружном венце которого расположены радиальные лопатки и торцевое уплотнение.

В корпусе насоса 1, который закрывается крышкой 2, имеется кольцевой канал, соединяющийся с нагнетательным и всасывающим патрубками насоса 19. На коротком участке между патрубками имеется радиальное уплотнение, препятствующее перетеканию жидкости из области высокого давления в зону низкого.

Соединение рабочего колеса с приводом такое же, как у консольных насосов.

Для получения больших напоров и увеличения КПД выпускаются насосы типа ЦВК (рис. 5). Эти насосы двухступенчатые: первая ступень – центробежный насос 1, а вторая – вихревой 4. Колеса обоих насосов установлены последовательно и на одном валу. КПД таких насосов увеличивается до 45 %.

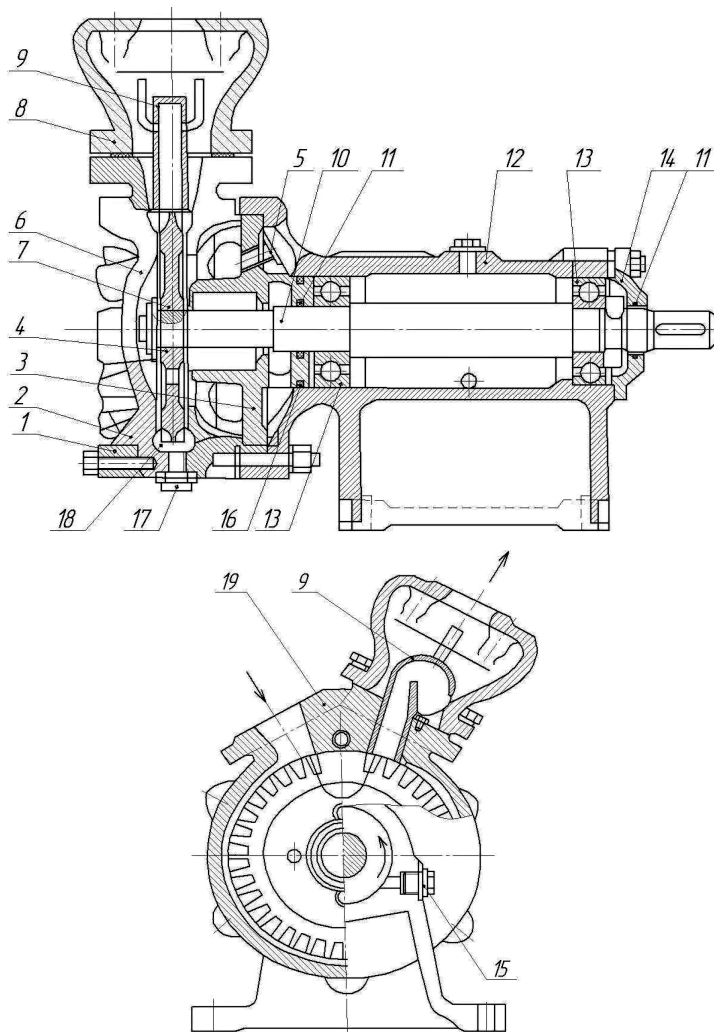


Рис. 4. Насос вихревой самовсасывающий:

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – внутренняя крышка; 4 – рабочее колесо; 5 – отверстие для присоединения паропроводов; 6 – крышка; 7 – зазор, регулируемый кольцами; 8 – колпак; 9 – воздуховод; 10 – вал; 11 – уплотняющие войлочные кольца; 12 – опорная стойка; 13 – подшипник; 14 – крышка; 15 – пробка; 16 – кольцо резиновое; 17 – пробка сливная; 18 – каналы в корпусе; 19 – входной патрубок

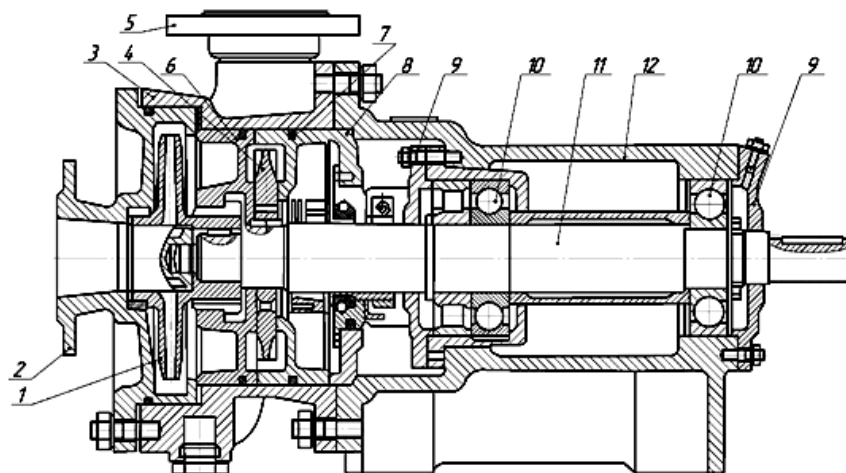


Рис. 5. Центробежно-вихревой насос:

1 – центробежное колесо; 2 – входной патрубок с крышкой; 3 – корпус насоса; 4 – вихревое колесо; 5 – нагнетательный патрубок; 6 – вставные детали корпуса; 7 – уплотнения; 8 – внутренняя крышка; 9 – крышка подшипника; 10 – подшипники; 11 – вал насоса; 12 – опора

2. Характеристики динамических насосов

Работа центробежных динамических насосов характеризуется следующими основными параметрами:

1. **Подача насоса Q** – объем жидкости, проходящий через насос в единицу времени.

2. **Напор насоса H** – энергия, которую приобретает в среднем каждая единица веса жидкости, пройдя через насос. Поэтому напор насоса равен разности напоров, измеренных в сечении 2–2 на выходе из насоса и в сечении 1–1 на входе в него (рис. 7).

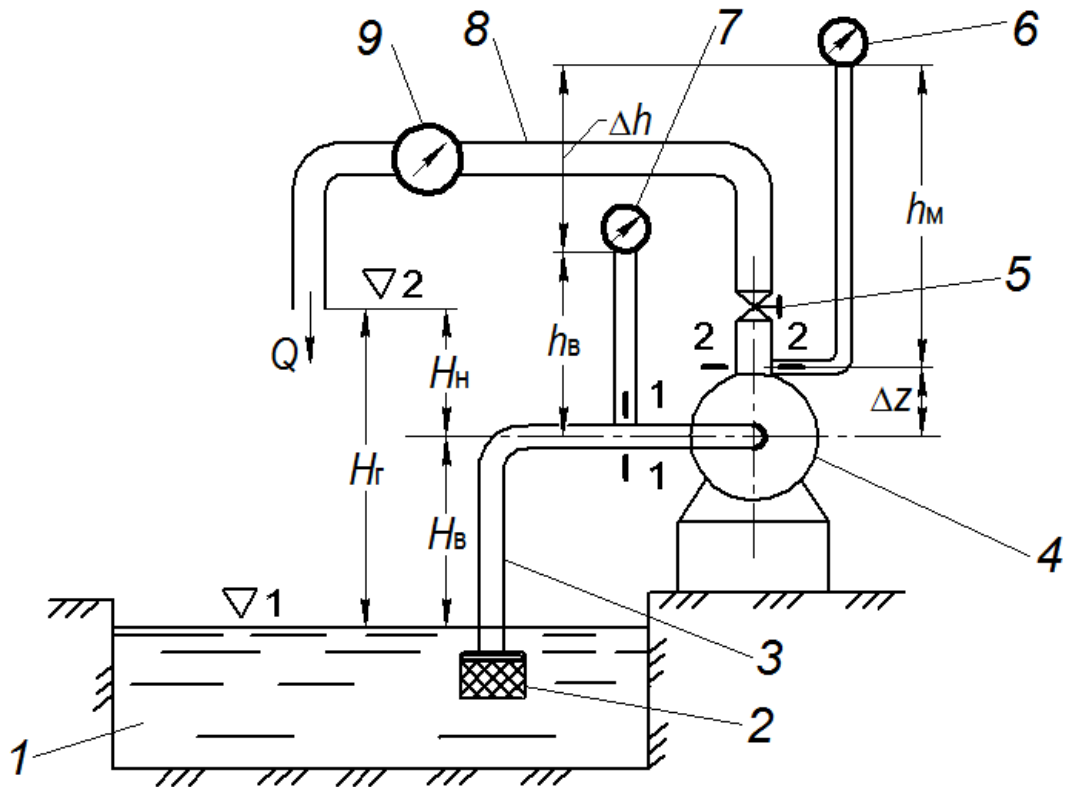


Рис. 7. Схема насоса:

1 – резервуар; 2 – обратный клапан с сеткой; 3 – всасывающий трубопровод; 4 – насос; 5 – регулировочный кран; 6 – манометр; 7 – мановакуумметр; 8 – нагнетательный трубопровод; 9 – счетчик (расходомер),

Следовательно, напор насоса

$$H = \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \right), \quad (1)$$

где z_1 и z_2 – геометрические напоры в сечениях на выходе и входе насоса;

p_1 и p_2 – давления в тех же сечениях;

v_1 и v_2 – средние скорости в соответствующих сечениях;

α – коэффициент кинетической энергии;

γ – удельный вес жидкости;

g – ускорение силы тяжести.

Уравнение (1) можно представить в виде

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma} + \Delta H_v, \quad (1^*)$$

где $\Delta z = z_2 - z_1$ – разность геометрических напоров в сечениях на выходе и входе насоса соответственно;

$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ – приращение пьезометрического напора в насосе;

$$\Delta H_v = \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} - \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} - \text{приращение скоростного напора в насосе.}$$

Учитывая, что во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса всегда имеет место турбулентный режим движения жидкости, то есть $\alpha_1 = \alpha_2$, и с учетом уравнения неразрывности формулу для определения приращение скоростного напора в насосе можно представить в виде

$$\Delta H_v = \frac{\alpha}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) \cdot Q^2 = A \cdot Q^2, \quad (2)$$

где $S_1 = \pi \cdot d_{в.п}^2 / 4$ и $S_2 = \pi \cdot d_{н.п}^2 / 4$ – площади сечений на входе и выходе насоса соответственно; $d_{в.п}$ и $d_{н.п}$ – внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков насоса соответственно;

Q – расход воды, проходящий через рассматриваемое поперечное сечение (подача насоса);

A – постоянный коэффициент для определенного насоса.

3. Мощность на валу насоса N – мощность, потребляемая насосом. Если вал двигателя непосредственно соединяется с валом насоса, то она равняется полезной мощности двигателя.

4. Эффективная (полезная) мощность насоса $N_{п}$ – мощность, которую жидкость получает от насоса

$$N_{п} = \gamma \cdot Q \cdot H; \quad (3)$$

5. Коэффициент полезного действия (КПД) насоса

$$\eta = \frac{N_{п}}{N} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{N}; \quad (4)$$

6. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ или допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$

Если рабочая вакуумметрическая высота всасывания превысит допустимую, то в насосе будет иметь место явление, называемое кавитацией;

7. Частота вращения рабочего колеса насоса n .

Кроме того, существуют параметры, характеризующие утечки в насосе, шум и вибрацию, надежность работы насоса и целый ряд других.

Зависимости $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$, $\eta = f_3(Q)$, $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f_4(Q)$ или $\Delta h_{\text{доп}} = f_4(Q)$ при $n = \text{const}$ называются **рабочими характеристиками насоса**.

Причем $H = f_1(Q)$ называется главной или напорной, $N = f_2(Q)$, $\eta = f_3(Q)$ – энергетическими, а $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f_4(Q)$ или $\Delta h_{\text{доп}} = f_4(Q)$ – кавитационной.

Характеристики насосов обычно представляются в графической (рис. 8) или табличной форме.

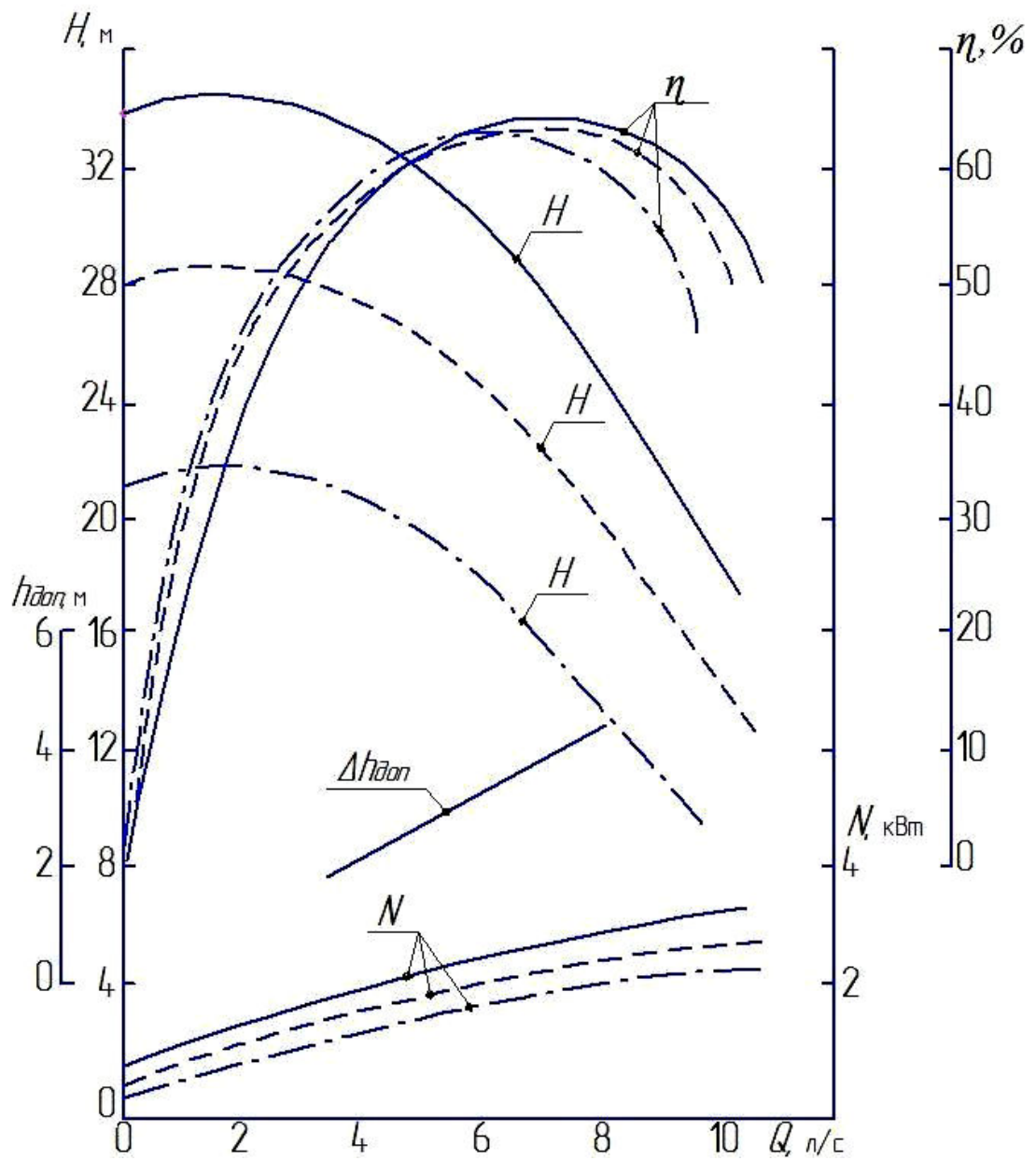


Рис. 8. Рабочие характеристики центробежных насосов К 20/30 и КМ 20/30, $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$:

- диаметр рабочего колеса 162мм (номинальный);
- - - диаметр рабочего колеса 148мм (модификация «а»);
- · - диаметр рабочего колеса 132мм (модификация «б»)

ПОДБОР НАСОСОВ

1. Параллельное и последовательное подключение насосов.

2. Методика подбора центробежного насоса

1. Параллельное и последовательное подключение насосов.

Насосные установки с последовательным и параллельным соединением насосов получили широкое распространение в практике.

Параллельное соединение насосов (рис. 1) применяется в случае невозможности обеспечения требуемой подачи Q одним насосом или в случае необходимости обеспечения подачи, изменяющейся в широком диапазоне от $Q_{\text{мин}}$ до $Q_{\text{макс}}$ (например, водопотребление в системах водоснабжения населенных пунктов).

Насосные станции с параллельным соединением насосов могут комплектоваться как однотипными, так и разнотипными агрегатами. Причем количество насосов не ограничено. Комплектование насосной станции однотипными насосами упрощает их эксплуатацию и техническое обслуживание.

Для построения суммарной характеристики $H=f(Q)$ параллельно работающих насосов (линия 2, рис. 1) необходимо при одних и тех же напорах H , развиваемых насосами, просуммировать их подачи Q . Таким образом, подача насосной установки

$$Q_{\text{н.у}} = \sum_{i=1}^m Q_i, \quad (1)$$

Аналогичным образом определяется мощность насосной установки

$$N_{\text{н.у}} = \sum_{i=1}^m N_i, \quad (2)$$

где N – мощность насоса;
 m – количество насосов.

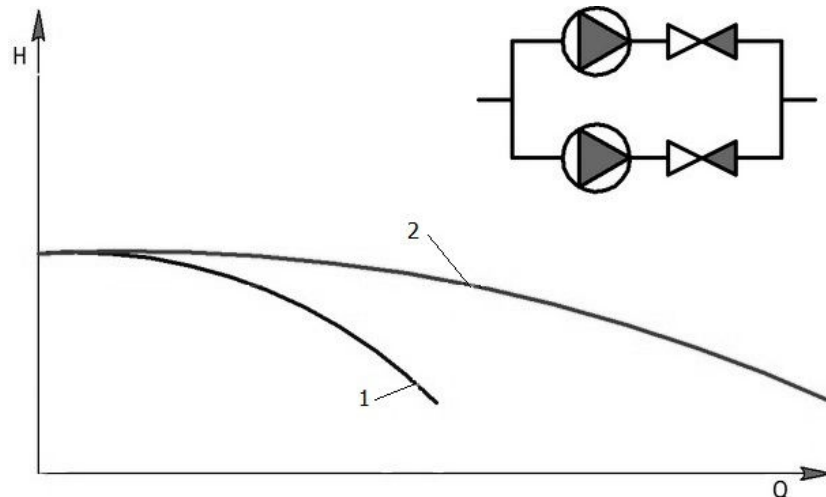


Рис.1. Параллельное соединение двух однотипных насосов:
1 – характеристика $H=f(Q)$ одного насоса;
2 – характеристика $H=f(Q)$ двух насосов

Последовательное соединение насосов (рис. 2) применяется в случае невозможности обеспечения требуемого напора H одним насосом или в случае необходимости обеспечения напора, изменяющегося в широком диапазоне от $H_{\text{мин}}$ до $H_{\text{макс}}$.

Как правило, установки с последовательным соединением насосов комплектуются только однотипными агрегатами в количестве не более двух. Это связано, во-первых, с ограничением величины давления во всасывающих патрубках насосов. При последовательном соединении

первый насос создает повышенное давление (подпор) во всасывающем патрубке второго насоса, и так далее по цепи. Кроме того каждый из насосов должен быть способен пропускать через себя весь расход жидкости. Поэтому насосы должны иметь схожие расходные характеристики.

Для построения суммарных характеристик $H = f(Q)$ (линия 2, рис. 2) и $N = f(Q)$ последовательно работающих насосов необходимо при одних и тех же подачах Q просуммировать напоры H и мощности N насосов. Таким образом, напор насосной установки

$$H_{н.у} = \sum_{i=1}^m H_i, \quad (3)$$

а мощность насосной установки определяется по формуле (4.7).

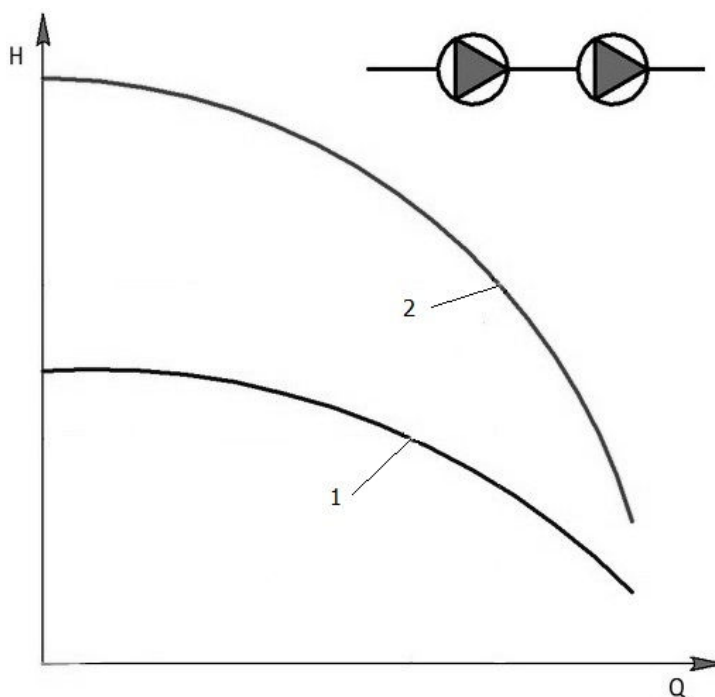


Рис. 2 Последовательное соединение двух однотипных насосов:
1 – характеристика $H = f(Q)$ одного насоса;
2 – характеристика $H = f(Q)$ двух насосов

Формулы (1)-(3) справедливы без учета потерь напора в соединительных трубопроводах насосной установки, которые, как правило, являются не значительными. Тем не менее, действительные рабочие характеристики насосной установки, которые можно определить опытным путем, будут несколько отличаться от теоретических характеристик, рассчитываемых по формулам (1)-(3).

2. Методика подбора центробежного насоса:

1. Предварительно составляется схема насосной установки (рис. 3), определяются ее геометрические и технические параметры, в том числе расчетная подача Q_p и требуемый напор H_p .

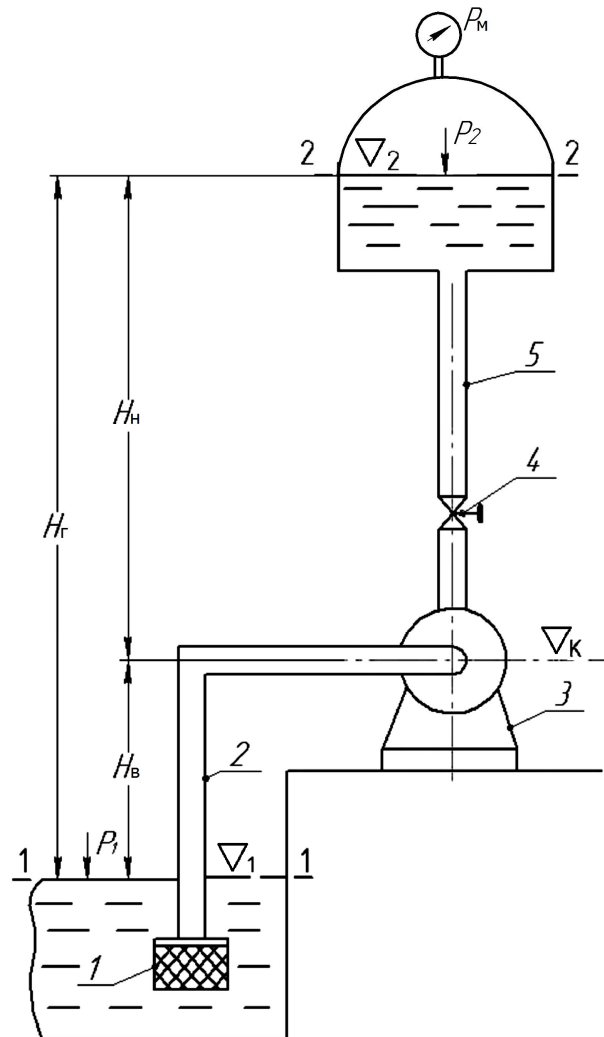


Рис. 3. Схема насосной установки:

1 – всасывающий клапан с сеткой; 2 – всасывающий трубопровод;
3 – насос; 4 – задвижка; 5 – нагнетательный трубопровод

2. Подбирается насос. Для этого на сводный график подач и напоров насосов (рис. 4) наносится расчетная точка Р, параметры которой соответствуют расчетной подаче Q_p и требуемому напору H_p .

Выбирается тот насос, в поле которого попала расчетная точка. Причем, если насос может комплектоваться рабочими колесами разных диаметров, то выбирается диаметр колеса, при котором напорная характеристика насоса будет располагаться выше расчетной точки.

Если расчетная точка не попала ни в одно поле, то в зависимости от конкретной ситуации можно предпринять следующие меры: а) взять сводные характеристики насосов другого производителя; б) попытаться уменьшить расчетный напор H_p за счет снижения потерь напора h_p в трубопроводах, увеличивая их диаметр, но не выходя за пределы рекомендованных в средних скоростей; в) укомплектовать насосную установку двумя или более насосами с последовательным или параллельным соединением. Для выбора двух однотипных насосов с последовательным соединением расчетный напор H_p делится на два, а расчетная подача Q_p остается без изменений. Для выбора двух или более однотипных насосов с параллельным соединением расчетная подача Q_p делится на количество насосов, а расчетный напор H_p остается без изменений.

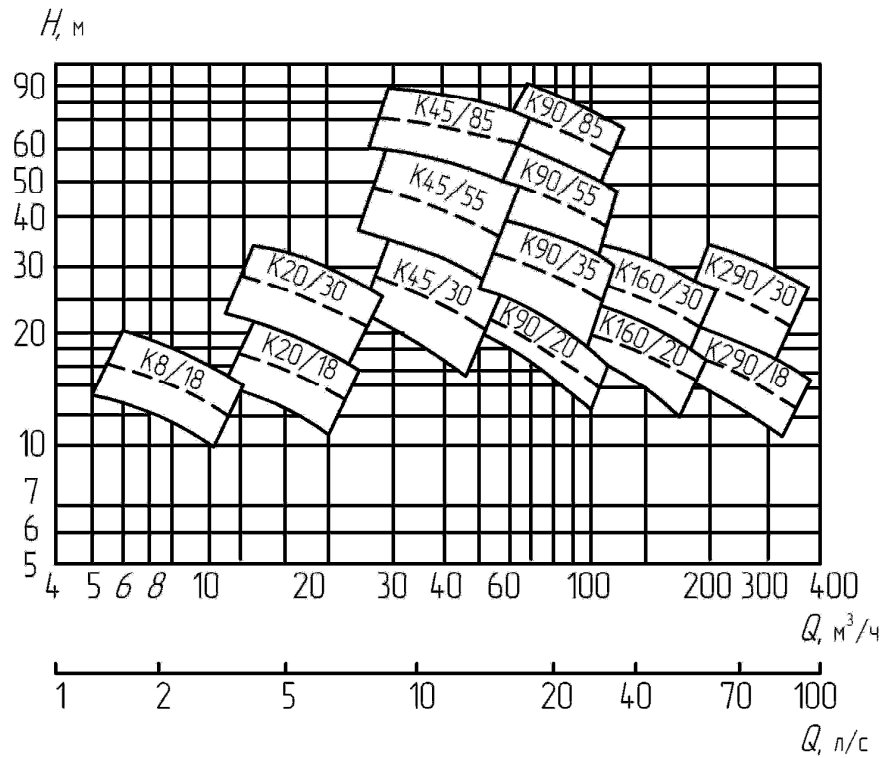


Рис. 4. Сводный график полей $Q - H$ насосов типа К, КМ

3. Определяются рабочие параметры насосной установки. Для этого строятся графики рабочих характеристик выбранного насоса, например, на основании справочных данных.

Если насосная установка состоит из двух или более насосов, то вид характеристик совместно работающих насосов зависит от способа их соединения (см. рис. 5 и 6).

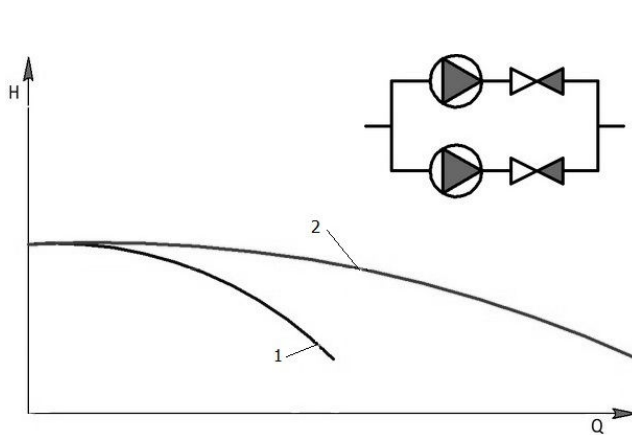


Рис. 5. Параллельное соединение насосов:
1 – характеристика $H = f(Q)$ одного насоса;
2 – характеристика $H = f(Q)$ двух насосов.

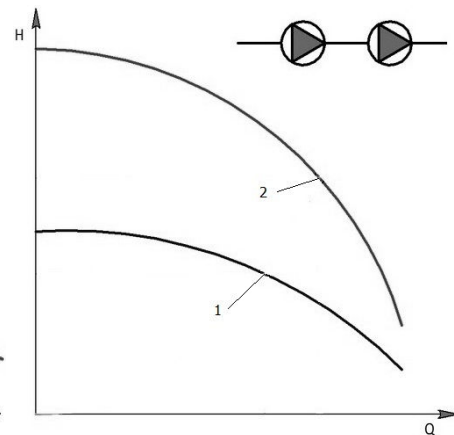


Рис. 6. Последовательное соединение насосов:
1 – характеристика $H = f(Q)$ одного насоса;
2 – характеристика $H = f(Q)$ двух насосов.

Для построения суммарных характеристик двух или более параллельно работающих однотипных насосов необходимо умножить подачу Q и мощность N одного насоса на количество насосов. При этом напор H и коэффициент полезного действия η оставить неизменными. Для построения суммарных характеристик двух последовательно работающих насосов необходимо удвоить напор H и мощность N одного насоса, а подачу Q и коэффициент полезного действия η оставить неизменными. Кавитационная характеристика насосной установки при любом способе их соединения остается неизменной.

Далее на тех же осях, что и главная характеристика насоса (насосов) $H=f(Q)$ строится гидравлическая характеристика насосной установки $H_{н.у}=f(Q)$, рассчитываемая по формуле (1). Для этого подачи Q , указанные в таблице технических данных насоса или группы совместно работающих насосов, подставляются в формулу (4) и вычисляются соответствующие напоры.

Гидравлическая характеристика насосной установки:

$$H_{н.у} = H_{г} + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + B \cdot Q^2, \quad (4)$$

В формуле (4) параметр B является постоянной величиной для данной установки, и называется коэффициентом гидравлического сопротивления трубопроводов. При расчете характеристики насосной установки величина B определяется по формуле

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2}, \quad (5)$$

где h_p – общие потери напора в трубопроводах насосной установки при расчетной подаче Q_p .

По рабочей точке А (рис. 7), которая представляет собой точку пересечения главной характеристики насоса (насосов) $H=f(Q)$ и гидравлической характеристики насосной установки $H_{н.у}=f(Q)$, определяются рабочие параметры, характеризующие работу насоса (насосов) на данной установке: главные характеристики Q_A и H_A ; энергетические характеристики η_A и N_A ; кавитационная характеристика $H_{\text{вак А}}^{\text{доп}}$ или $\Delta h_{\text{доп А}}$ или $NPSH_A$. Проверяется обеспеченность расчетных параметров для чего должно соблюдаться условие $Q_A \geq Q_p$ и $H_A \geq H_p$.

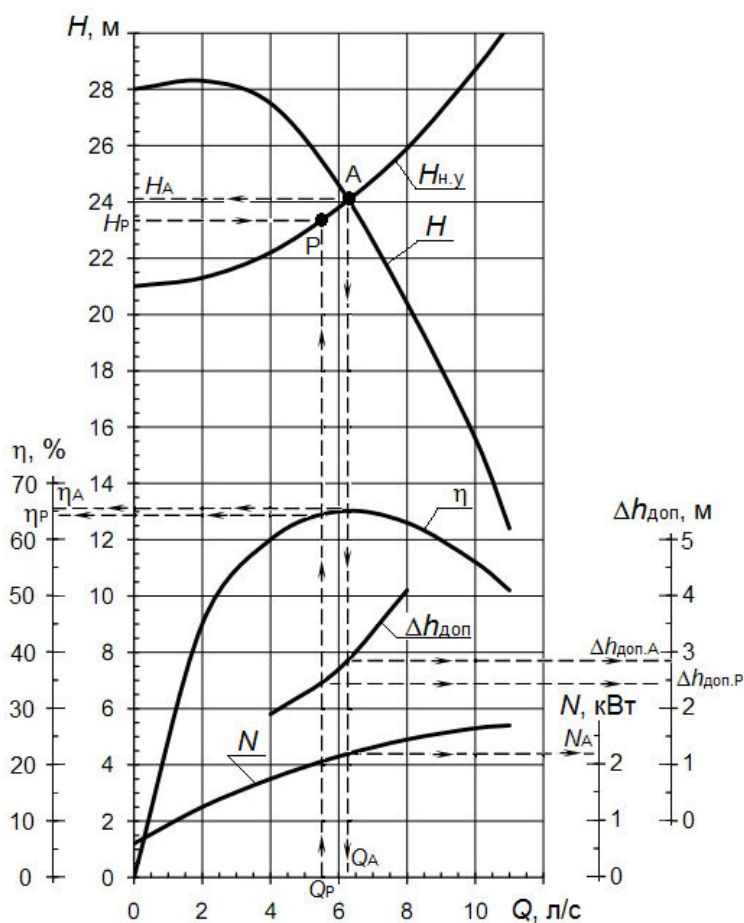


Рис. 7. Определение рабочих параметров насоса К 20/30а:

H , η , N и $\Delta h_{\text{доп}}$ – характеристики насоса; $H_{н.у}$ – гидравлическая характеристика насосной установки;
 P – расчетная точка насосной установки (индексом P обозначены расчетные параметры насосной установки);
 A – рабочая точка насоса (индексом A обозначены рабочие параметры насоса)

4. Проверяется отсутствие кавитации в насосе. Для этого вычисляется его допустимая геометрическая высота всасывания $H_B^{\text{доп}}$, формула для определения которой зависит от того, какая кавитационная характеристика насоса дана в каталоге: $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания, $\Delta h_{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас или $NPSH$ – *Net Positive Suction Head*, что в переводе означает «чистая положительная высота всасывания» (требуемый кавитационный запас). Соответственно допустимая геометрическая высота всасывания определяется по одной из следующих формул:

$$H_B^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_B - \frac{v_{\text{в.п}}^2}{2 \cdot g}, \quad (6)$$

$$H_B^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\gamma} - h_B - \Delta h_{\text{доп}}, \quad (7)$$

$$H_B^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\gamma} - h_B - NPSH - h_3, \quad (8)$$

где $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление;

$p_{\text{н.п}}$ – абсолютное давление насыщенных паров жидкости при данной температуре (приложения 6 и 7);

h_B – потери напора во всасывающем трубопроводе при рабочем расходе, определяемые по формуле (4.14);

h_3 – запас (минимум 0,5 м);

$v_{\text{в.п}}$ – скорость воды во всасывающем патрубке насоса, определяемая по формуле

$$v_{\text{в.п}} = \frac{Q}{S_{\text{в.п}}}, \quad (9)$$

где Q – подача насоса;

$S_{\text{в.п}}$ – площадь поперечного сечения всасывающего патрубка, определяемая по его внутреннему диаметру $d_{\text{в.п}}$.

При $H_B \leq H_B^{\text{доп}}$ кавитация в насосе отсутствует. Если данное условие не выполняется, то следует изменить насосную установку, например, увеличить диаметр или уменьшить длину всасывающего трубопровода для уменьшения потерь напора h_B , либо понизить отметку установки насоса.

5. Устанавливается метод регулирования насоса и соответствующие энергетические параметры насосной установки.

НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

1. Общие сведения

Насосной установкой называют систему резервуаров и трубопроводной арматуры, к которой подсоединяется насос (рис. 1).

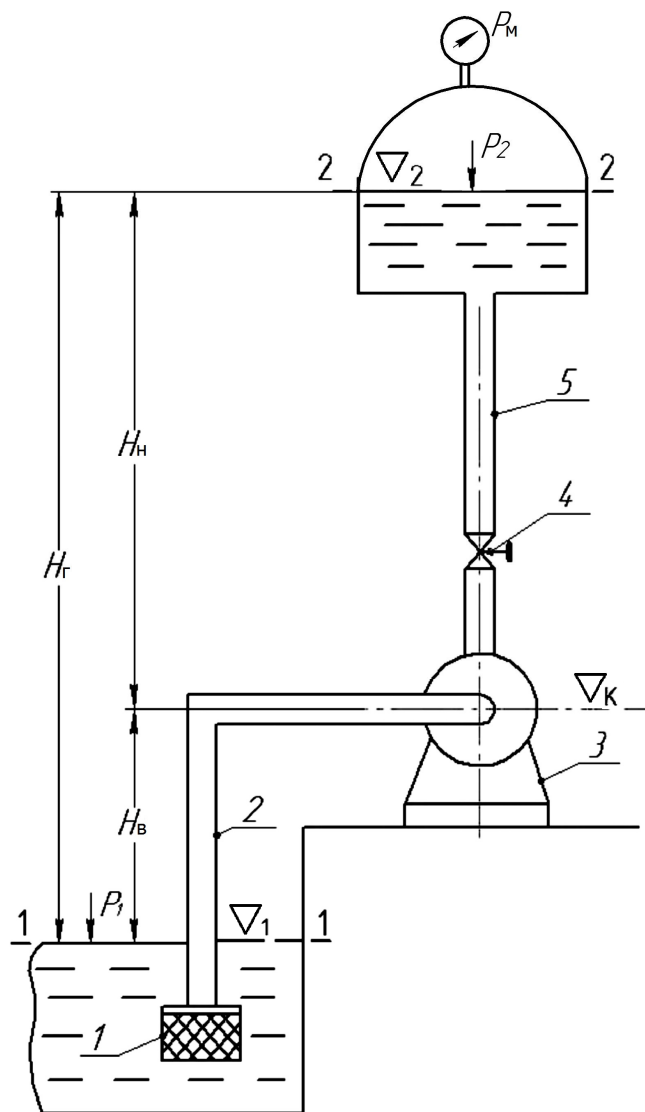


Рис. 1. Схема насосной установки:

1 – всасывающий клапан с сеткой; 2 – всасывающий трубопровод;
3 – насос; 4 – задвижка; 5 – нагнетательный трубопровод

Диаметры трубопроводов насосной установки выбираются в зависимости от средней скорости воды, которая для труб диаметром $d \leq 250$ мм должна быть (0,6...1) м/с для всасывающих трубопроводов и (0,8...2) м/с для нагнетательных трубопроводов, а для труб диаметром $250 < d \leq 800$ мм должна быть (0,8...1,5) м/с для всасывающих трубопроводов и (1...3) м/с для нагнетательных трубопроводов.

Стандартные диаметры труб подбираются по справочникам.

Всасывающий трубопровод рекомендуется выбирать максимально допустимого диаметра, делать короче по длине и с наименьшим числом местных сопротивлений.

2. Рабочие параметры насосной установки

Насосную установку характеризуют следующие параметры:

Q – **подача насоса**, то есть объем воды подаваемый насосом за единицу времени в трубопроводную систему насосной установки (в каталогах подача обычно указывается в м³/ч или л/с);

H – **напор насоса**, то есть энергия, которую приобретает в среднем каждая единица веса жидкости, пройдя через насос, м;

N – **мощность насоса**, кВт;

η – **коэффициент полезного действия насоса (КПД)**, %;

n – **частота вращения рабочего колеса насоса**, об/мин или мин⁻¹;

$D_{р.к.}$ – **диаметр рабочего колеса насоса**, мм.

$H_в$ – **геометрическая высота всасывания**, м;

$H_н$ – **геометрическая высота нагнетания**, м;

$H_z = H_в + H_н$ – **геометрический напор**, м;

p_1 и p_2 – **давление** на поверхности жидкости в нижнем и верхнем резервуарах насосной установки соответственно, Па;

Q_p – **расчетная подача насоса** (насосов), м³/ч или л/с;

H_p – **расчетный (требуемый) напор насоса** (насосов), м;

$H_{н.у.}$ – **гидравлическая характеристика насосной установки**, которую еще называют характеристикой трубопровода или сети, м.

Характеристики насоса Q , H , N , η , n и D подробно рассматривались в лекции «Динамические насосы».

Геометрические параметры насосной установки $H_в$, $H_н$ и H_z обозначены на рис. 1.

Расчетная подача Q_p определяется на основании водохозяйственных расчетов.

Требуемый напор H_p – это напор, который необходимо создать насосу (насосам) для обеспечения насосной установкой расчетной подачи Q_p . Требуемый напор определяется по формуле

$$H_p = H_z + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h, \quad (1)$$

где $h = h_в + h_н$ – общие потери напора трубопроводов насосной установки;

$h_в$ и $h_н$ – потери напора соответственно во всасывающем и нагнетательном трубопроводах;

γ – удельный вес перекачиваемой жидкости.

Всасывающий трубопровод рассчитывается как короткий, тогда при определении суммарных потерь напора в нем рассчитываются как потери напора по длине, так и местные потери, то есть

$$h_в = \lambda_в \cdot \frac{l_в}{d_в} \cdot \frac{v_в^2}{2 \cdot g} + \Sigma \zeta \cdot \frac{v_в^2}{2 \cdot g} = \left(\lambda_в \cdot \frac{l_в}{d_в} + \Sigma \zeta \right) \frac{v_в^2}{2 \cdot g}, \quad (2)$$

где $l_в$, $d_в$ – длина и диаметр всасывающего трубопровода, м;

ζ – коэффициент местных гидравлических сопротивлений, определяемый по справочным данным;

$v_в$ – средняя скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с.

Нагнетательный трубопровод, как правило, рассчитывается как длинный, поэтому при определении потерь напора в нем рассчитываются только потери напора по длине, а местные потери учитываются приблизительно путем введения повышающего коэффициента $k = 1,1 \dots 1,2$, то есть

$$h_н = k \cdot \lambda_н \cdot \frac{l_н}{d_н} \cdot \frac{v_н^2}{2 \cdot g}, \quad (3)$$

где $l_н$ и $d_н$ – длина и диаметр нагнетательного трубопровода, м;

$v_н$ – средняя скорость воды в нагнетательном трубопроводе, м/с.

Коэффициенты гидравлического трения $\lambda_в$ и $\lambda_н$ в формулах (2) и (3) для трубопроводов систем водоснабжения определяются по формуле Альтшуля, а в иных случаях можно использовать график Мурина или другие методы.

Гидравлическая характеристика насосной установки рассчитывается по формуле

$$H_{н.у} = H_{г} + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + B \cdot Q^2, \quad (4)$$

В формуле (4) параметр B является постоянной величиной для данной установки, и называется коэффициентом гидравлического сопротивления трубопроводов. При расчете характеристики насосной установки величина B определяется по формуле

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2}, \quad (5)$$

где h_p – общие потери напора в трубопроводах насосной установки при расчетной подаче Q_p .

Для анализа совместной работы насоса и насосной установки строятся их совмещенные графические характеристики. Рабочие параметры насосной установки определяются по рабочей точке А, которая находится на пересечении главной характеристики насоса $H = f(Q)$ с характеристикой насосной установки $H_{н.у} = f(Q)$, рассчитываемой по формуле (4). Рабочие параметры насосной установки, как правило, обеспечивают с избытком требуемые (расчетные) параметры, то есть $Q_A > Q_p$ и $H_A > H_p$. Поэтому в инженерной практике часто возникает необходимость регулирования насоса.

3. Способы регулирования параметров насосной установки

Регулирование насоса в составе насосной установки осуществляется следующими тремя основными методами:

- изменение гидравлической характеристики трубопровода (**дресселирование**);
- **изменение частоты вращения** рабочего колеса насоса;
- **обточка рабочего колеса** (может применяться для насосов типа К и Д).

При дроссельном методе регулирования изменяется характеристика насосной установки за счет изменения динамического сопротивления запорно-регулирующей арматуры, при этом характеристика самого насоса не изменяется. Поэтому рабочие параметры насоса определяются по его характеристике при заданном значении подачи Q_p . Причем мощность насоса лучше осуществлять расчетным способом по формуле

$$N = \frac{\gamma \cdot Q_p \cdot H}{\eta}, \quad (6)$$

где H и η – напор и КПД насоса при требуемой подаче Q_p .

Обточка рабочего колеса приводит к необратимому изменению характеристики насоса и применяется для долгосрочного регулирования. Пересчет характеристик насоса при обточке рабочего колеса и неизменной частоте его вращения производится в соответствии с положениями теории подобия насосов по формулам

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3, \quad (7)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2, \quad (8)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5, \quad (9)$$

где Q_1 , H_1 и N_1 – параметры, характеризующие работу насоса с не обточенным рабочим колесом диаметром D_1 ;

Объемные гидравлические машины. Классификация, область применения, устройство, принцип действия и характеристики объемных гидравлических машин. Объемный гидропривод

К *объемным машинам* относятся объемные насосы и объемные гидродвигатели. Конструктивно они мало, чем отличаются друг от друга (насосы при определенных условиях могут выполнять функции гидродвигателей и наоборот). Поэтому подробно рассмотрим только наиболее распространенные типы насосов.

Насосом называется гидравлическая машина, предназначенная для перемещения капельных жидкостей. Принцип действия объемных насосов заключается в периодическом повторении следующих операций: 1) всасывание определенного объема жидкости, 2) изоляция его от полости всасывания и перенос к полости нагнетания, 3) вытеснение из последней в рабочую магистраль. Эти операции могут осуществляться при помощи различных устройств, но все устройства как правило имеют **«качающие пары»**, состоящие из *рабочих камер и вытеснителей*.

По характеру движения рабочего органа различают возвратно-поступательные и роторные насосы. К возвратно-поступательным относятся поршневые, плунжерные и диафрагменные. К роторным относят шестеренные, пластинчатые, винтовые и т.п.

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижной рабочей камеры (цилиндр) вытеснителем (поршень). Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

- 1) по типу вытеснителей: плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- 2) по характеру движения ведущего звена: возвратно-поступательное движение ведущего звена; вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
- 3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего действия; двухстороннего действия.
- 4) по количеству поршней: однопоршневые: двухпоршневые: многопоршневые.

Насос простого действия. Схема насоса простого действия изображена на рис. 67. Поршень 7 связан с кривошипно-шатунным механизмом

через шток 8, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 6. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего клапан 3 поднимается и жидкость из расходного резервуара 1 по всасывающему трубопроводу 2 поступает в рабочую камеру 9. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 4 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 5.

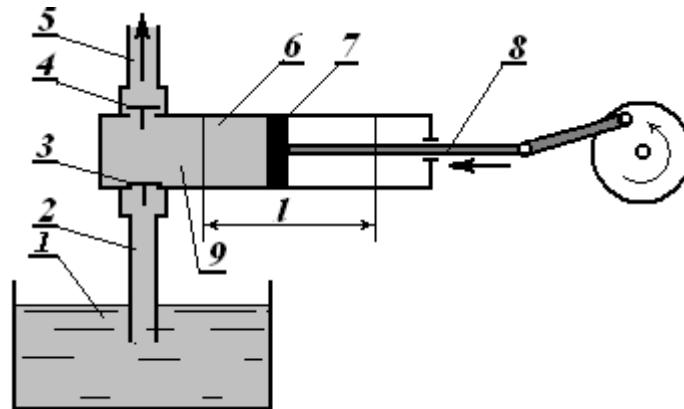


Рис. 67. Насос поршневой простого действия:

1) резервуар с жидкостью; 2) всасывающий трубопровод; 3) клапан на всасывающей линии; 4) клапан на нагнетательной линии; 5) напорный трубопровод; 6) цилиндр; 7) поршень; 8) шток; 9) рабочая камера

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то теоретическая подача будет равна:

$$Q = F \cdot l \cdot n, \quad (60)$$

где F – площадь поршня, м^2 ; l – ход поршня, м ; n – число оборотов двигателя, с^{-1} .

Для повышения производительности и более равномерной работы поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная подача насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T называется объемным КПД поршневого насоса: Объемный КПД – основной экономический показатель, характеризующий работу насоса:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T}.$$

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигну-

та насосом двойного действия (рис. 68), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны.

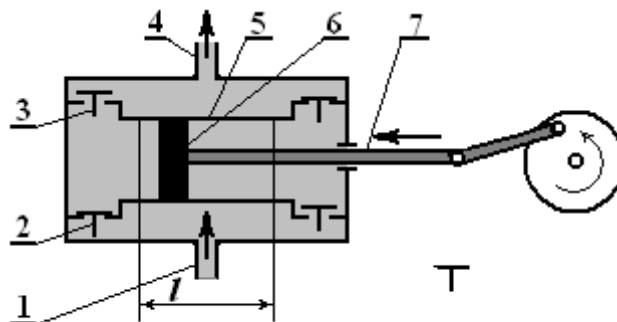


Рис. 68. Насос поршневой двойного действия:
1) всасывающий трубопровод; 2) клапан на всасывающей линии; 3) клапан на нагнетательной линии; 4) напорный трубопровод; 5) цилиндр; 6) поршень; 7) шток

Теоретическая подача насоса двойного действия будет равна:

$$Q = F \cdot l \cdot n + (F - f)l \cdot n,$$

где F – площадь поршня, м^2 ; l – ход поршня, м ; n – число оборотов двигателя, с^{-1} ; f – площадь штока, м^2 .

Дифференциальный насос. В дифференциальном насосе (рис. 69) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный б, а также вспомогательную камеру 1. Всасывание происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода. Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод 2 вытесняется объем жидкости, равный $(F - f)l$, при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем жидкости, равный $f \cdot l$. Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный:

$$(F-f)l + fl = Fl,$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что это количество жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

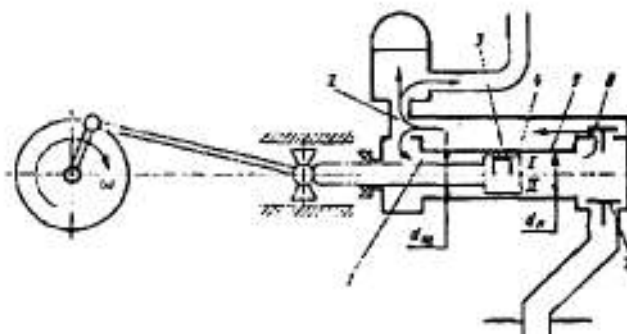


Рис. 69. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

Роторные объемные насосы

У насосов этого типа перенос жидкости к полости нагнетания производится в результате вращения ротора насоса, в котором располагаются рабочие камеры и вытеснители. В третьей операции вытеснители входят в рабочие камеры и вытесняют из них жидкость. Для сглаживания неравномерности подачи жидкости в напорную магистраль качающие пары (качающую пару составляют рабочая камера и вытеснитель) работают с перекрытием фаз.

Объемные насосы разных типов отличаются друг от друга только формой рабочих камер, вытеснителей и кинематикой передачи вращения от вала насоса к ротору. По этой причине у них есть общий конструктивный параметр q , называемый *рабочим объемом*. Он представляет собой сумму объемов, освобождаемых вытеснителями в такте всасывания и замещаемых снова в такте нагнетания за один оборот вала насоса. Этот параметр определяет типоразмер насоса. Этим, однако, его роль не исчерпывается, поскольку через него удобно выразить основной показатель работы объемных насосов - их *подачу* Q (объем жидкости, подаваемый в напорную магистраль в единицу времени).

Конструктивное оформление объемных насосов весьма многообразно. Мы рассмотрим только наиболее часто применяемые в ГП – шестеренные, пластинчатые и роторно-поршневые.

Шестеренные насосы

Простейший *шестеренный насос* (рис. 70) состоит из корпуса 1, двух шестерен 2 (одна из них, ведущая, жестко связана с валом), вала 3 боковых втулок 5 пружин 6, крышки 7 и уплотнений 4.

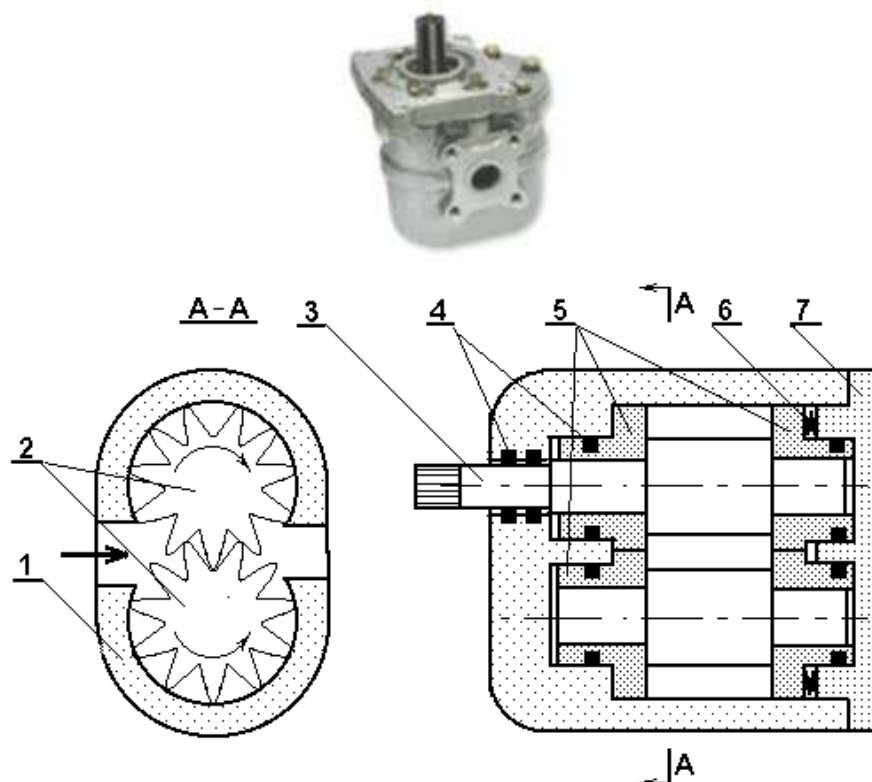


Рис. 70. Общий вид и схема шестеренного насоса:

1) корпус; 2) шестерни; 3) приводной вал; 4) уплотнения; 5) втулки; 6) пружины; 7) крышка

Рабочими камерами являются впадины, а вытеснителями – зубья шестерен. Всасывающая полость находится там, где шестерни выходят из зацепления. Для улучшения условий заполнения рабочих камер жидкостью эта полость выполняется более широкой. После зацепления шестерен во впадинах остается незамещенные зубьями небольшие объемы, заполненные жидкостью. По мере вращения шестерен эти объемы сначала уменьшаются, затем – увеличиваются. Соответственно жидкость сначала вытесняется из них через зазоры, затем в них возникает вакуум и, как следствие, возможна кавитация. Чтобы такие неприятные явления предупредить, в боковых втулках 5 выполняются канавки, которые соединяют заземленные объемы сначала с полостью нагнетания, затем - с полостью всасывания. Одна пара боковых втулок сделана подвижной в осевом направлении и ее прижим осуществляется пружинами 6 и жидкостью, подводимой из полости нагнетания по специальным каналам. Такие насосы могут работать постоянно при номинальном давлении нагнетания $p_H = 16 \text{ мПа} = 160 \text{ кгс/см}^2$ и кратковременно при максимальном $p_{max} = 21 \text{ мПа}$. Они выпускаются различных типоразмеров, например: НШ–10; НШ–32; НШ–50; НШ–71 и НШ–100 (здесь цифра показывает рабочий объем насоса q). Величину рабочего объема любого объемного насоса легко можно определить опытным путем, замерив объем подаваемой жидкости за один оборот вала насоса при малом значении давления нагнетания p_H (чтобы не было утечек) и малой частоте вращения вала (чтобы рабочие камеры в такте всасывания заполнялись полностью). Для *шестеренных насосов* рабочий объем можно определить и по формуле:

$$q = 2\pi m^2 z L$$

для некоррегированных шестерен и по формуле:

$$q = 2\pi m^2 z L \left(1 + \frac{1}{z}\right)$$

для коррегированных шестерен. Здесь m – модуль зацепления; z – число зубьев, шт; L – длина зубьев в осевом направлении, см.

Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы имеют два вида: однократного и двукратного действия. Первые могут выполняться и регулируемые (т.е. с переменной величиной q), а вторые – только нерегулируемыми (в простейшем ОГП применяются последние).

Области применения – гидравлические системы металлорежущих и деревообрабатывающих станков, гидроусилители руля.

Основными рабочими органами такого насоса являются ротор, статор и пластины, вставленные в продольные пазы ротора. Именно от этих пластин насосы пластинчатые и получили свое название.

По своему механическому устройству, насосы пластинчатые однократного действия могут обладать реверсивностью. Он меняет направление

потока в гидравлической системе при изменении направления вращения ротора.

Пластинчатый насос двукратного действия (рис. 71) состоит из корпуса 3, ротора 6 с валом 1, пластин 7, статора 5, пружин 2 и боковых дисков 4. В роторе выполнены пазы, в которых размещены пластины. Пазы наклонены под небольшим углом α по отношению к радиусам для предупреждения заклинивания пластин при работе насоса. Пластины 7 прижимаются к статору 5 центробежными силами, а при увеличении давления нагнетания и силой давления жидкости, подводимой под их основания по каналам из полости нагнетания. Этим достигается снижение утечек. С той же целью боковой диск 4, расположенный со стороны полости нагнетания, выполнен подвижным в осевом направлении и на него действует жидкость, подводимая из полости нагнетания (применяется такой же способ уплотнения торцовых зазоров, как в насосах типа НШ).

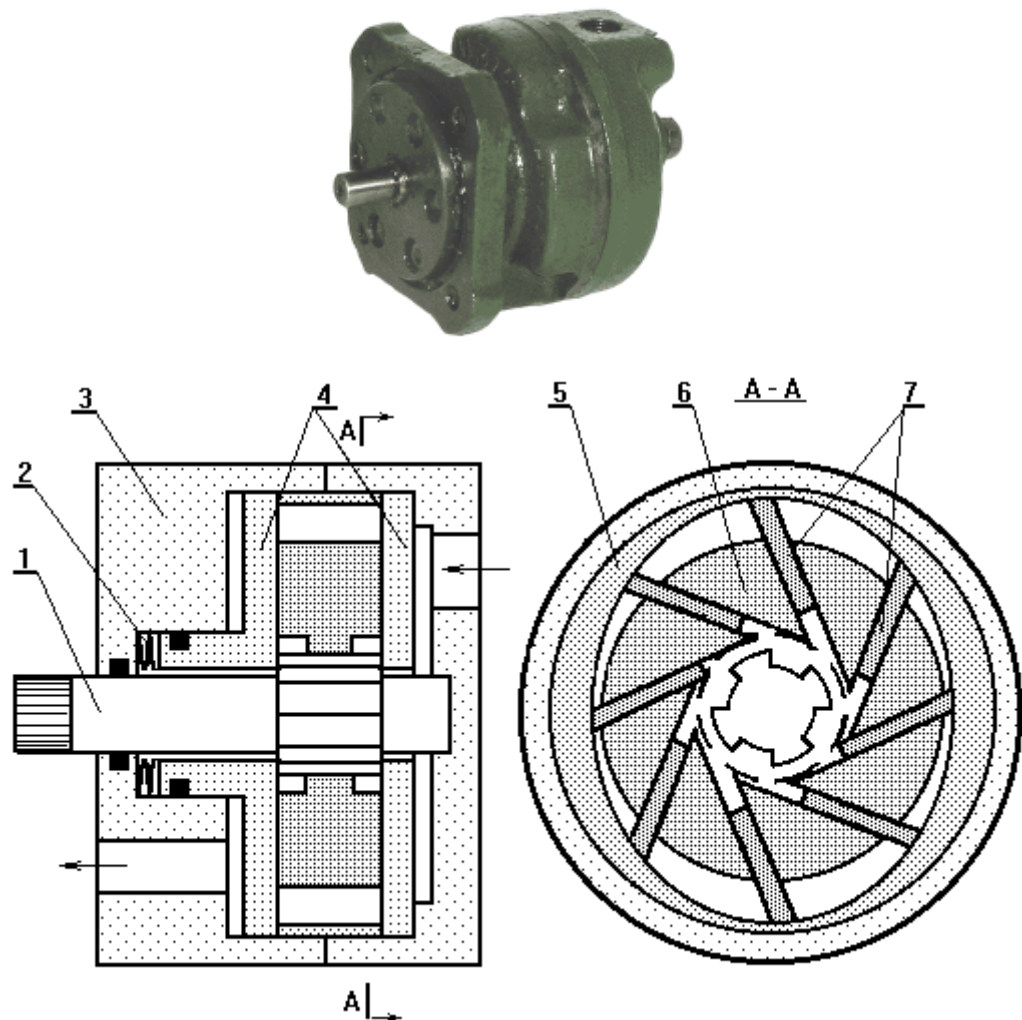


Рис. 71. Общий вид и схема пластинчатого насоса двукратного действия

Начальный поджим боковых дисков 4 к пластинам осуществляется пружинами 2. Внутренняя поверхность статора 5 имеет специальную форму. Ее профиль очерчен дугами окружностей и лекальными кривыми, обеспечивающими безударное скольжение пластин 7 по поверхности статора 5.

Рабочими камерами в насосе являются объемы, заключенные между смежными пластинами и поверхностями ротора и статора. При вращении вала насоса и связанного с ним ротора объем каждой рабочей камеры *дважды* за один оборот уменьшается от V_{max} до V_{min} и затем возрастает от V_{min} до V_{max} . Благодаря этому дважды осуществляются такты нагнетания и всасывания. Объем V_{max} рабочая камера имеет в те моменты, когда пластины максимально выдвинуты из пазов, а объем V_{min} – когда минимально. В период уменьшения объема рабочая камера проходит то место, где в боковом диске выполнено окно, через которое жидкость вытесняется по каналу в корпусе в полость нагнетания насоса, а в период увеличения объема – место, где в другом боковом диске выполнено окно, через которое жидкость засасывается в рабочую камеру по каналу в корпусе из полости всасывания насоса.

Поскольку области низкого и высокого давления расположены соответственно друг против друга, то подшипники ротора *разгружены от действия радиальных сил*. Это важное положительное качество пластинчатых насосов *двукратного действия*. Вторым важным свойством этих насосов является *равномерность подачи*. Недостатком их является то, что пластина не разгружена от радиальных сил (поэтому особенно в зоне всасывания трение пластин о статор велико). Такие насосы могут нормально работать только при $p_H < 7$ МПа. Разработан способ разгрузки пластин. Насосы с разгруженными пластинами можно использовать до $p_H = 16$ МПа.

Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневые насосы имеют более сложную конструкцию и поэтому дороже чем шестеренные и пластинчатые. Главное их достоинство заключается в том, что они сохраняют высокую подачу до весьма больших давлений нагнетания. Рабочими камерами у роторно-поршневых насосов являются цилиндры, а вытеснителями - поршни или плунжеры. При вращении приводного вала насоса поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах, благодаря чему осуществляются такты всасывания и нагнетания жидкости. При этом блок цилиндров вращается вместе с приводным валом и рабочие камеры по каналам распределителя сообщаются с полостями всасывания и нагнетания насоса. Способы преобразования вращательного движения приводного вала в возвратно-поступательное движение поршней отличаются большим разнообразием. По этому признаку роторно-поршневые насосы можно разбить на два класса: аксиальные и радиальные. У первых оси цилиндров параллельны (или почти параллельны), у вторых - направлены по радиусам.

Аксиальные насосы более компактны и применяются чаще. Возвратно-поступательное движение поршней у таких насосов осуществляется или с помощью шатунного привода или с помощью наклонного диска.

Аксиально-поршневой насос с наклонным диском (рис. 72) состоит из ротора 4, жестко связанного с приводным валом 1, опорной крышки 2, распределительной шайбы 3, пружин 5, наклонного диска 6 и плунжеров 9.

При вращении приводного вала 1 вращается и жестко связанный с ним ротор 4.

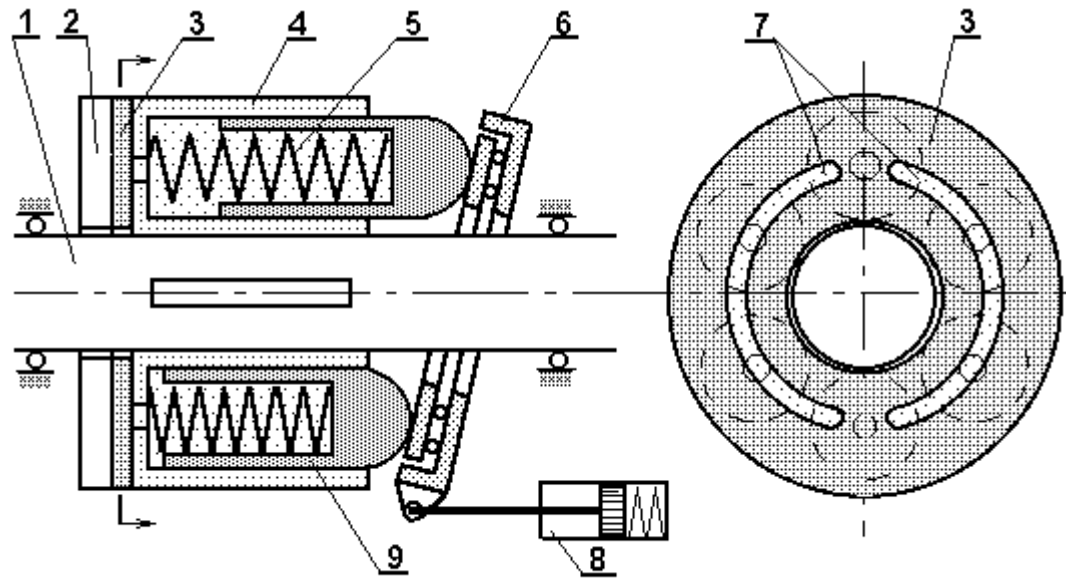


Рис. 72. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

Плунжеры 9 выталкиваются из цилиндров пружинами 5 и упираются в подшипник наклонного диска 6. За один оборот приводного вала 1 плунжер 9 под действием пружины 5 и наклонного диска 6 перемещается от положения максимального входа в цилиндр (нижний цилиндр на рисунке) до положения максимального выхода из цилиндра (верхний цилиндр на рисунке) и обратно. Во время выхода плунжера из цилиндра через отверстие в дне цилиндра, одну из канавок 7 и канал в опорной крышке 2 рабочая жидкость всасывается в насос. Во время входа плунжера в цилиндр через отверстие в цилиндре, вторую канавку 7 и другой канал в опорной крышке 2 рабочая жидкость подается на выход из насоса.

Насосы оснащенные устройством 8 для изменения наклона диска 6 являются регулируемыми. При помощи этого устройства можно менять угол наклона диска 6 по отношению к приводному валу и тем самым изменять подачу насоса от нуля до максимума.

У нерегулируемых насосов диск 6 имеет фиксированный наклон (устройство 8 отсутствует).

Рабочий объем роторно-поршневых насосов аксиального типа можно определить по формуле

$$q = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma,$$

где d – диаметр поршней (плунжеров), см; z – число поршней; D – диаметр окружности, по которой расположены оси цилиндров, см; γ – угол наклона блока цилиндров или наклона диска к оси вала насоса.

Радиально-поршневой насос (рис. 71) состоит из статора 1, ротора 2 с цилиндрами и плунжерами 6, вращающегося вокруг неподвижной оси 5.

Ось 5 относительно статора расположена с эксцентриситетом. Вследствие этого, при вращении ротора 2, плунжера 6 под действием центробежных сил прижимаются к статору 1 и, скользя по нему, совершают возвратно-поступательное движение. При этом, когда плунжера 6 выдвигаются, отверстия в цилиндрах проходят вырез в оси 5, к которому выходит канал для подвода рабочей жидкости 3. Происходит всасывание рабочей жидкости в насос. Когда плунжера 6 входят в цилиндры, отверстия в цилиндрах проходят другой вырез в оси 5, к которому выходит канал для отвода рабочей жидкости 4, - происходит нагнетание рабочей жидкости.

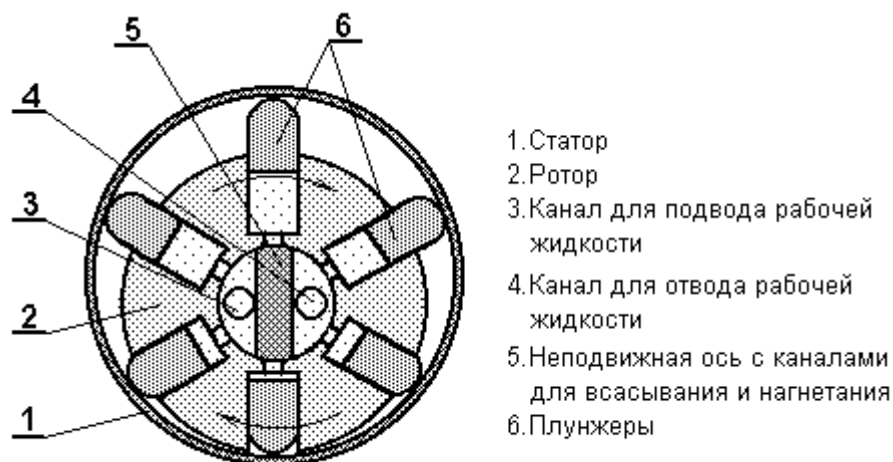


Рис. 73. Схема радиально-поршневого насоса

Если ось 5 подвижна относительно статора 1, то насос является регулируемым, так как в этом случае можно менять подачу насоса от нулевой (когда эксцентриситет равен нулю) до максимальной (при максимальном эксцентриситете).

Перейдем к рассмотрению вопроса о характеристиках объёмных насосов.

Характеристики объёмных насосов

Работа любой машины оценивается по ее характеристикам – зависимостям показателей работы машины от внешних условий (факторов). Показателями работы объёмных насосов являются: *подача насоса* Q – объём жидкости, подаваемой в напорную магистраль в единицу времени; *полезная* N_n и *потребляемая* N_o *мощности*; *объёмный* η_o , *механический* $\eta_{мех}$ и *полный* η *коэффициенты полезного действия* насоса. Внешними факторами являются: давление нагнетания p_n ; давление на входе в насос $p_{вх}$ и число оборотов вала насосов в единицу времени n (частота вращения вала насоса). Зависимости $Q(p_n, n)$; $N_o(p_n, n)$ и $N_n(p_n, n)$ при нормальной работе насоса (при полном заполнении его рабочих камер в такте всасывания) называются рабочими характеристиками, а зависимость $Q(p_{вх}, n)$ – кавитационной характеристикой. Поскольку обычно насосы работают при постоянном значе-

нии n , то указанные характеристики на практике представляются в виде $Q(p_H)$, $N_n(p_H)$, $N_o(p_H)$ и $Q(p_{вх})$ при $n = \text{const}$.

При $n = \text{const}$ эти характеристики имеют вид, представленный на рис. 74.

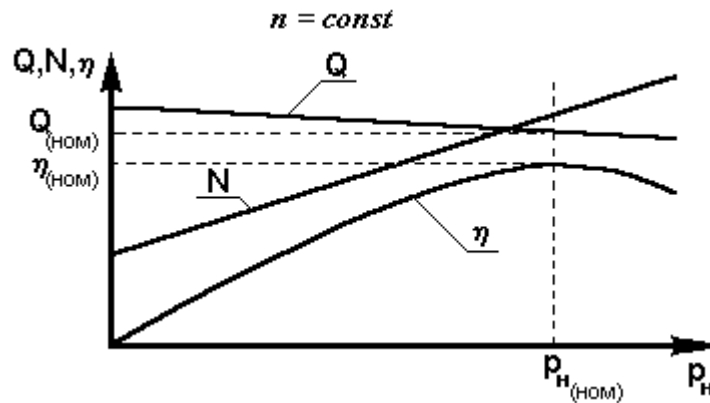


Рис. 74. Рабочие характеристики объемного насоса

Рассмотренные характеристики объёмных насосов содержат в себе полную информацию об их работе на разных режимах. Но для каждого насоса можно выделить режим работы, при котором его показатели являются наиболее рациональными (оптимальными). Такие режимы и рабочие параметры, соответствующие максимальному к.п.д., называются *номинальными*. Они указываются в паспорте каждого насоса. По ним подбирается насос при разработке ОГП. Что касается характеристик, то они используются при эксплуатации и разработке самих насосов.

Баланс энергии в объёмных насосах

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, представленной на рис. 75.

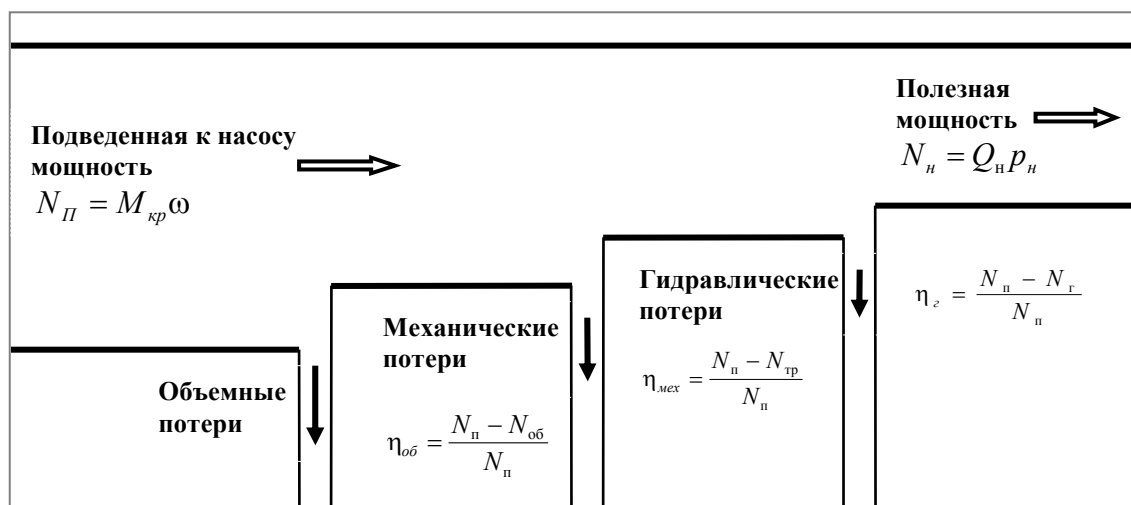


Рис. 75. Баланс мощности насоса

Мощность, которая подводится к валу насоса называется *подведенной*. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{II} = M_{кр} \omega.$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением на выходе из него называется *полезной мощностью насоса* (в дальнейшем просто мощностью насоса):

$$N_n = Q_n p_n. \quad (61)$$

Отношение полезной мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса:

$$\eta = \frac{N_n}{N_{II}}, \quad (62)$$

а разность $N_{II} - N_n = N_{ном}$ называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Объемные потери – это потери мощности из-за внутренних утечек $Q_{ут}$ и неполного заполнения камер $Q_{неп}$ насоса. Они равны;

$$N_{об} = (Q_{ут} + Q_{неп}) p_n.$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения:

$$\eta_{об} = \frac{N_{II} - N_{об}}{N_{II}}.$$

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения КПД приведены в технических характеристиках насосов.

Механический КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется по формуле:

$$N_{тр} = M_{тр} \omega,$$

где $M_{тр}$ – момент трения в насосе, Н·м; ω – угловая скорость вала насоса, рад/с.

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}}.$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Гидравлический КПД характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится:

$$N_{\Gamma} = Q_n (p_K - p_H),$$

где p_K – давление в напорной камере насоса, Па; p_H – давление в напорной гидролинии на выходе из насоса, Па; Q_n – подача насоса, м³/с.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_z = \frac{N_{\Pi} - N_{\Gamma}}{N_{\Pi}}.$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_z.$$

Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

Объемные гидромашины, рассмотренные выше, используются в основном в гидро- и пневмоприводах