

Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
Владимирский государственный университет  
Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики

# **Решения задач размещены на сайте [zadachi24.ru](http://zadachi24.ru)**

## **МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА**

Методические указания и контрольные задания  
для студентов строительных специальностей

Издание 2-е, дополненное

Составители:  
С.В. УГОРОВА  
А.А. СУЩИНИН  
В.М. МЕЛЬНИКОВ

Владимир 2005

УДК 532  
ББК 22.253  
М55

Рецензент

Кандидат геолого-минералогических наук, доцент  
кафедры строительного производства  
Владимирского государственного университета  
*Т.В. Максимова*

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Владимирского государственного университета

**Механика** жидкости и газа : метод. указания и контрольные задания для студентов строительных специальностей / сост.: С. В. Угорова, А. А. Сущинин, В. М. Мельникова ; Владим. гос. ун-т. – Владимир, Изд-во ВлГУ, 2005. – 80 с.

Рассмотрены вопросы гидростатики, гидродинамики и расчета трубопроводов. Соответствует программе курса «Механика жидкости и газа» и «Гидравлика».

Второе издание дополнено разделом по расчету каналов и труб при неполном заполнении.

Предназначено для студентов строительных специальностей.

Табл. 18. Ил. 50. Библиогр.: 13 назв.

УДК 532  
ББК 22.253

## ВВЕДЕНИЕ

Механика жидкости и газа (гидравлика) – это прикладная наука, которая изучает законы равновесия и движения жидкости и разрабатывает методы использования этих законов в инженерной практике. Гидравлика делится на гидростатику и гидродинамику.

Предметом изучения механики жидкости и газа является жидкость. *Жидкостью* называют физическое тело, обладающее большой подвижностью частиц и всегда принимающее форму сосуда, в котором она находится. Жидкости делятся на капельные и газообразные. Газы (газообразные жидкости) легко сжимаются при действии на них внешних сил, а при отсутствии их стремятся занять как можно больший объем. В отличие от газа жидкость (капельная) оказывает значительное сопротивление силам, стремящимся изменить ее объем, поэтому во многих случаях сжимаемостью пренебрегают. В механике жидкости и газа введено понятие невязкой жидкости. *Невязкой жидкостью* называют нереальную жидкость, у которой при движении отсутствуют силы трения. Невязкую жидкость иногда называют идеальной.

## 1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Рассмотрим физические свойства жидкости, с которыми мы будем сталкиваться в дальнейшем.

*Плотность* – количество массы  $m$ , содержащееся в единице объема однородного физического тела. Определяется по формуле

$$\rho = \frac{m}{V},$$

где  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $m$  – масса тела;  $V$  – объем тела.

Удельный вес жидкости, или вес в единице объема, определяется по формуле

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho \cdot g,$$

где  $\gamma$  – удельный вес жидкости,  $g$  – ускорение свободного падения.

Плотность и удельный вес при изменении температуры и давления мало изменяются.

*Вязкость* – свойство жидкости, благодаря которому при ее движении проявляются силы трения. Вязкие жидкости обладают способностью сопротивляться касательным усилиям, возникающим в ней при движении. Силы трения в жидкости возникают в результате воздействия межмолекулярных сил, при этом слой жидкости, движущийся с большей скоростью, увлекает за собой соседний слой жидкости, движущийся с меньшей скоростью, и наоборот. В результате действия сил трения происходит преобразование гидравлической энергии в тепловую. Различают вязкость динамическую  $\mu$  и кинематическую  $\nu$ .

Единицы измерения динамической вязкости – паскаль-секунда (Па·с) и пуаз (П). 1 П = 1 г/см·с. Сотую долю пуаза называют сантипуазом (сП).

Связь между единицами: 1 П = 0,1 Па·с; 1 Па·с = 10 П = 0,10193 кгс·с/м<sup>2</sup>; 1 кгс·с/м<sup>2</sup> = 98,1 П = 9,81 Па·с.

Кинематическая вязкость  $\nu$  – это отношение динамической вязкости  $\mu$  к плотности воздуха  $\rho$ :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Единицей измерения кинематической вязкости является квадратный метр на секунду (м<sup>2</sup>/с). До этого единицей измерения кинематической вязкости был стокс (Ст).

$$1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 100 \text{ сСт (сантистоксам)}.$$

Силы внутреннего трения жидкости по закону Ньютона зависят от градиента скорости, площади трущихся поверхностей слоев жидкости и физических свойств жидкости и определяются по формуле

$$T = \mu \omega \frac{du}{dh}, \quad (1)$$

где  $T$  – сила трения, Н;  $\omega$  – площадь трущейся поверхности, м<sup>2</sup>;  $\frac{du}{dh}$  – градиент скорости;  $\mu$  – динамическая вязкость.

*Градиентом скорости* называют изменение скорости по нормали, приведенной к вектору скорости.

Разделим правую и левую части формулы (1) на  $\omega$ , обозначим  $\frac{T}{\omega} = \tau$ , тогда

$$\tau = \mu \frac{du}{dh},$$

где  $\tau$  – удельная сила трения, или касательные напряжения, Н/м<sup>2</sup>.

Из формулы (1) следует, что сила внутреннего трения в жидкости пропорциональна относительной скорости перемещающихся слоев, величине поверхности соприкосновения этих слоев, зависит от свойств жидкости, но практически не зависит от давления. Силы трения появляются только при движении жидкости, а в состоянии покоя они равны нулю. Вязкость жидкости зависит от температуры. С повышением температуры вязкость жидкости уменьшается.

*Сжимаемость* – это свойство жидкости уменьшать свой объем под действием внешних сил. Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом объемного сжатия  $\beta_c$ , показывающим отношение относительного изменения объема жидкости  $\Delta W$  к единице давления  $p$ .

$$\beta_c = -\frac{1}{W} \frac{\Delta W}{\Delta p},$$

Модуль объемной упругости жидкости  $\varepsilon$  является величиной, обратной коэффициенту объемного сжатия:  $\varepsilon = \frac{1}{\beta_c}$ . Например, для воды  $\beta_c = 0,0000476$ ,  $\varepsilon = 2100$  МПа.

**Тепловое расширение.** При изменении температуры жидкость изменяет свой объем. Относительное изменение объема жидкости при нагревании на  $1\text{ }^\circ\text{C}$  называется коэффициентом теплового расширения  $\beta_t$  и определяется по формуле

$$\beta_t = \frac{1}{W} \frac{\Delta W}{\Delta t},$$

*Поверхностное натяжение* обусловливается существованием взаимного притяжения между молекулами. Молекулярные силы в поверхностном слое жидкости вызывают силу поверхностного натяжения, которая направлена на создание наименьшей поверхности объема жидкости, в результате чего появляется дополнительное избыточное давление, нормальное к ее поверхности. Величина этого давления определяется по формуле Лапласа:

$$p = \sigma \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right),$$

где  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $r_1$  и  $r_2$  – главные радиусы кривизны рассматриваемого объема жидкости. При решении большинства задач поверхностное натяжение жидкости не учитывается.

**Задача.** В автоклав объемом  $W = 50$  л под некоторым давлением закачено 50,5 л эфира. Определить, пренебрегая деформацией стенок автоклава, повышение давления в нем  $\Delta p$ , если коэффициент объемного сжатия  $\beta_c = 1,95 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>/Н при  $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Повышение давления найдем из выражения

$$\Delta p = \frac{\Delta W}{W \cdot \beta_c}.$$

Подставляя исходные данные задачи, получим:

$$\Delta p = \frac{0,0005}{0,0505 \cdot 1,91 \cdot 10^{-8}} = 5,07 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

## 2. ГИДРОСТАТИКА

Гидростатика изучает законы жидкости, находящейся в состоянии покоя, а именно законы равновесия жидкости и законы распределения давления внутри жидкости и ее действие на тела, погруженные в жидкость, а также законы относительного покоя жидкости.

### 2.1. Гидростатическое давление и его свойства

На жидкое тело могут действовать две категории сил: поверхностные и массовые.

*Поверхностные силы* – это такие силы, которые оказывают действие на поверхность жидкого тела, например силы давления поршня насоса, атмосферное давление и др.

*Массовые, или объемные, силы* – это силы тяжести, инерции и центробежные, которые в однородной жидкости распределены по всему объему жидкого тела. При воздействии поверхностных и массовых сил в жидкости возникают внутренние силы, вызывающие внутри жидкого тела напряжение, которое в покоящейся жидкости называется *гидростатическим давлением*. Величина гидростатического давления определяется по формуле

$$p_A = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F},$$

где  $p_A$  – давление в точке  $A$ ,  $\Delta F$  – элементарная площадка, содержащая точку  $A$ ,  $\Delta P$  – сжимающая сила, действующая на площадку  $\Delta F$ .

Гидростатическое давление выражается в ньютонах на квадратный метр ( $\text{Н/м}^2$ ) – паскалях (Па). Более удобными для практического использования являются кратные единицы – килопаскаль (кПа) и мегапаскаль (МПа).

$$1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}; \quad 1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}.$$

Давление, представляющее полное напряжение сжатия от действия внешних сил, приложенных к жидкости, называется *абсолютным давлением*.

В технике удобно отсчитывать давление от условного нуля, за который принимается давление атмосферного воздуха на поверхности земли, равное примерно 100 кПа. Избыток абсолютного давления над атмосферным называется *избыточным давлением*  $p_{\text{и}}$ :

$$p_{\text{и}} = p - p_{\text{ат}}.$$

Избыточное давление отрицательно, если абсолютное давление меньше атмосферного. Недостаток давления до атмосферного называется вакуумом:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{ат}} - p,$$

где  $p$  – абсолютное давление,  $p_{\text{ат}}$  – атмосферное давление,  $p_{\text{в}}$  – вакуумметрическое давление.

Теория равновесия жидкости базируется на двух свойствах гидростатического давления.

Первое свойство. Гидростатическое давление действует всегда по внутренней нормали, направленной к площадке действия.

Второе свойство. Гидростатическое давление не зависит от ориентации (угла наклона) площадки действия и в различных направлениях одинаково по величине.

Дифференциальные уравнения равновесия имеют вид:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho X; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \rho Y; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \rho Z;$$

где  $\frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial y}, \frac{\partial p}{\partial z}$  – градиент давления, который показывает величину изменения давления, приходящуюся на единицу длины;  $\rho$  – плотность жидкости;  $X, Y, Z$  – проекции ускорения на соответствующие оси координат.

Приведенное уравнение Эйлера:

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

В однородной несжимаемой жидкости, покоящейся под действием силы тяжести, давление определяется по уравнению

$$p = \rho g h + p_0, \quad (2)$$

где  $p$  – давление в произвольной точке жидкости;  $p_0$  – давление на свободной поверхности;  $\rho g h$  – избыточное гидростатическое давление в рассматриваемой точке;  $h$  – глубина погружения точки. Уравнение (2) называется основным уравнением гидростатики.

**Задача.** Два открытых сообщающихся сосуда  $A$  и  $B$  заполнены жидкостями удельного веса  $\gamma_1 = 900 \text{ кг/м}^3$ ,  $\gamma_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$  (рис. 1). Определить



положение плоскостей раздела жидкостей относительно уровней в сосудах, если разность уровней в них  $h = 0,1\text{ м}$ .

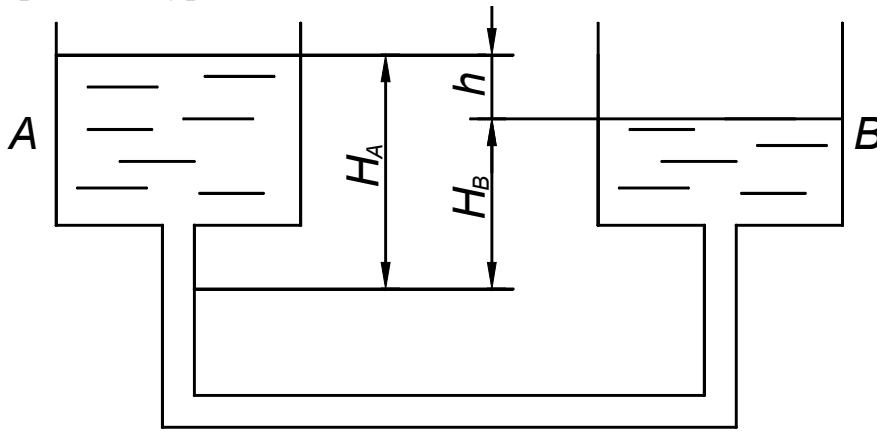


Рис. 1

**Решение.** Давление в плоскости раздела двух жидкостей по основному уравнению гидростатики определяется:

$$p = p_{\text{ат}} + \gamma_1 H_A = p_{\text{ат}} + \gamma_2 H_B.$$

С другой стороны имеем:

$$H_A = H_B + h.$$

Решая совместно эти уравнения, получим:

$$H = \frac{\gamma_1}{\gamma_2 - \gamma_1} h = \frac{900}{1000 - 900} 0,1 = 0,9 \text{ м},$$

$$H_A = \frac{\gamma_2}{\gamma_2 - \gamma_1} h = \frac{1000}{1000 - 900} 0,1 = 1 \text{ м}.$$

## 2.2. Силы давления жидкости на плоские поверхности

В практике часто встречаются плоские поверхности (щиты, стенки), расположенные под каким-либо углом, которые подвергаются одностороннему давлению (на несмоченной стороне жидкости – атмосферное давление). Результирующая сил давления, воспринимаемая стенкой и нормальная к ней, определяется по формуле

$$P = \rho g h_c F,$$

где  $h_c$  – расстояние по вертикали от центра тяжести площади  $F$  до пьезометрической плоскости  $O - O$ ; при избыточном давлении на свободной поверхности эта плоскость проходит над свободной поверхностью жидкости на расстоянии  $h_{0И} = p_{И} / \rho g$  (рис. 2), при вакууме – под свободной поверхностью на расстоянии  $h_{0В} = p_{В} / \rho g$  (рис. 3).

Если  $p_{0и} = 0$ , то пьезометрическая плоскость совпадает со свободной поверхностью и нагрузка на стенку создается только давлением жидкости.

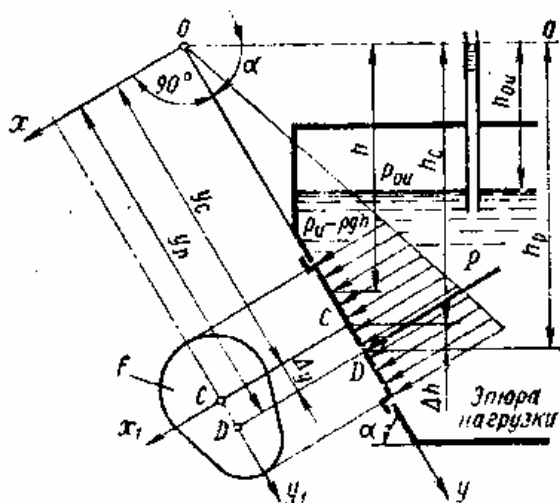


Рис. 2

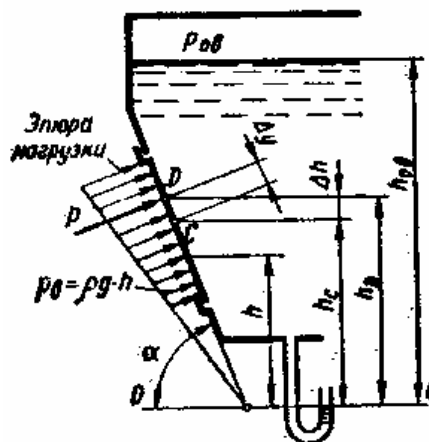


Рис. 3

Для полного определения силы давления жидкости на плоскую стенку необходимо кроме величины и направления силы давления определить точку приложения этой силы – центр давления. Рассмотрим случай, когда стенка имеет ось симметрии, лежащую в вертикальной плоскости. Центр давления в этом случае лежит на оси симметрии. Положение центра давления (точка  $D$ ) в плоскости стенки определяется по формулам:

$$y_D = y_C + J_C / (F \cdot y_C),$$

$$\Delta y = e = y_D - y_C = J_C / (F \cdot y_C),$$

где  $y_D, y_C$  – расстояние от центра давления  $D$  и центра тяжести  $C$  площади стенки до линии пересечения плоскости стенки с пьезометрической плоскостью;  $\Delta y$  – смещение центра давления относительно центра тяжести вдоль оси  $y$  (или  $e$  – эксцентриситет);  $J_C$  – момент инерции площади стенки относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести площади стенки.

**Задача.** Открытый вертикальный резервуар квадратного сечения со стороной  $a = 10$  м наполнен водой до высоты  $h = 2$  м. Определить полное давление воды на боковую стенку и на дно резервуара, а также точку приложения равнодействующей силы давления на стенку.

**Решение.** Силу давления воды на боковую стенку  $P_1$  резервуара находим по формуле

$$P_1 = \gamma h_c F_1,$$

где  $F_1$  – площадь стенки,  $h_c$  – глубина погружения центра тяжести смоченной части стенки. В рассматриваемом случае  $F_1 = a \cdot h = 10 \cdot 2 = 20 \text{ м}^2$ ,  $h_c = \frac{h}{2} = 1 \text{ м}$ .

$$P_1 = 10000 \cdot 1 \cdot 20 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Сила давления на дно  $P_2$  определяется по формуле

$$P_2 = \rho g h F = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 100 \approx 2 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Точка приложения равнодействующей силы давления на боковую стенку (центр давления) ввиду симметричности стенки будет лежать на вертикальной оси, проходящей через центр тяжести стенки.

Глубина погружения центра давления под свободной поверхностью определяется по формуле

$$h_c = \frac{2}{3} h = 1,33 \text{ м}.$$

### 2.3. Сила давления жидкости на криволинейные стенки

Для криволинейных стенок (рис. 4), симметричных относительно вертикальной плоскости (большинство практических задач), сумма элементарных сил давления приводится к одной равнодействующей, лежащей в плоскости симметрии, или к паре сил, лежащих в той же плоскости. Величина и направление равнодействующей силы  $P$  определяется по двум составляющим – горизонтальной и вертикальной.

Величина горизонтальной составляющей силы давления на криволинейную стенку определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = \rho g h_c F_B,$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $g$  – ускорение свободного падения,  $h_c$  – расстояние по вертикали от центра тяжести вертикальной проекции стенки до пьезометрической плоскости  $O - O$ ,  $F_B$  – площадь вертикальной проекции стенки.

Линия действия силы  $P_{\Gamma}$ , проходя через центр давления вертикальной проекции, лежит в плоскости симметрии и смещена относительно центра тяжести вертикальной проекции на расстояние

$$\Delta h = e = \frac{I_C}{F_B \cdot h_C},$$

где  $\Delta h, e$  – эксцентриситет, смещение относительно центра давления;  $I_C$  – момент инерции площади вертикальной проекции площади стенки относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести проекции.

Вертикальная составляющая силы давления, воспринимаемая криволинейной стенкой, определяется по формуле

$$P_B = \rho g V,$$

где  $V$  – объем жидкости, называемый телом давления.

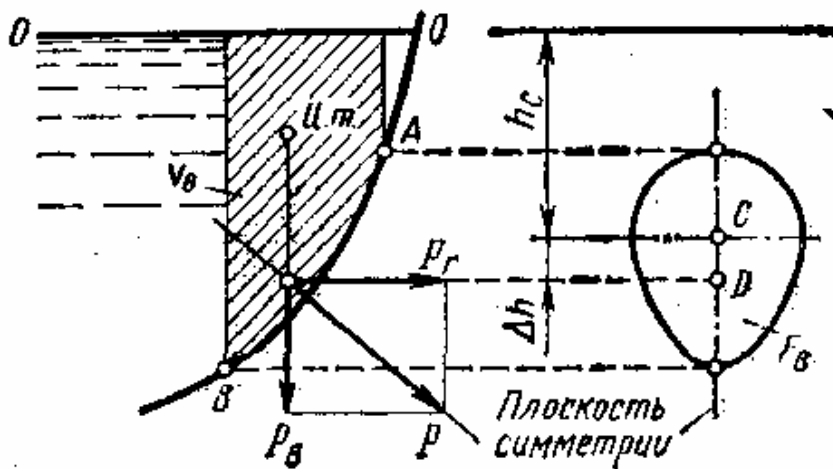


Рис. 4

*Телом давления* называется объем жидкости, ограниченный криволинейной поверхностью, вертикальной проектирующей поверхностью, построенной на контуре стенки, и пьезометрической поверхностью.

Сила  $P_B$  проходит через центр тяжести объема  $V$  и направлена вниз, если объем строится со смоченной стороны стенки, и вверх – если объем строится с несмоченной стороны стенки.

Полная сила давления  $P$  проходит через точку пересечения линий действия сил  $P_r$  и  $P_B$ .

Угол наклона равнодействующей к горизонту определяется из формулы

$$\operatorname{tg} \varphi = P_B / P_r.$$

Для стенок постоянной кривизны (цилиндрических, сферических) полная сила давления проходит через центр или ось кривизны стенки.

При избыточном давлении на смоченной стороне стенки все составляющие и полная сила давления жидкости направлены от жидкости на стенку (изнутри наружу).

В случае разрежения на смоченной стороне стенки силы направлены снаружи внутрь сосуда.

При двухстороннем воздействии жидкости на стенку сначала определяются горизонтальные и вертикальные составляющие с каждой стороны стенки в предположении одностороннего воздействия жидкости, а затем суммарная горизонтальная и вертикальная составляющая от воздействия обеих жидкостей.

**Задача 1.** Вертикальный цилиндрический сосуд заполнен водой, находящейся под избыточным давлением, показание пьезометра  $h = 5$  м. Нижнее днище сосуда плоское, верхнее имеет форму полусферы (рис. 5).

Определить силу  $P_B$ , отрывающую верхнее днище от цилиндрической части, и силу  $P_T$ , разрывающую цилиндрическую часть сосуда по образующей, если диаметр сосуда  $D = 2$  м, высота цилиндрической части  $H = 3$  м.

**Решение.** Силы давления на днище представляют собой вертикальные составляющие равнодействующих сил полного давления на криволинейные поверхности и поэтому определяются весом жидкости в объеме соответствующих тел давления.

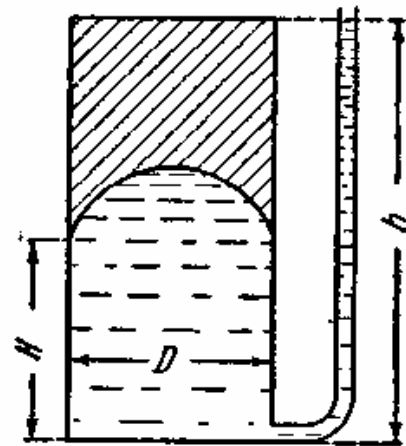
Для верхнего полусферического днища объем тела давления равен фиктивному объему жидкости над этим днищем, показанному на рис. 5 штриховкой.

Таким образом, имеем:

$$P_B = \gamma \left[ (h - H) \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi D^3}{12} \right] = 10000 \left[ \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 4}{4} - \frac{3,14 \cdot 8}{12} \right] = 41900 \text{ Н.}$$

Сила, разрывающая сосуд по образующей цилиндра, определяется как горизонтальная составляющая равнодействующей силы давления на криволинейную поверхность по формуле

$$P_T = p_c F_B = \gamma \left( h - \frac{H}{2} \right) H D = 10000 \cdot (5 - 1,5) \cdot 3 \cdot 2 = 210000 \text{ Н.}$$



**Задача.** Прямоугольное донное отверстие плотины (рис. 6) закрывают сегментным затвором. Отверстие имеет размеры  $r = 1,3$  м,  $b = 2,4$  м. Напор на плотине  $H = 4$  м. Определить суммарную силу давления воды на сегментный затвор.

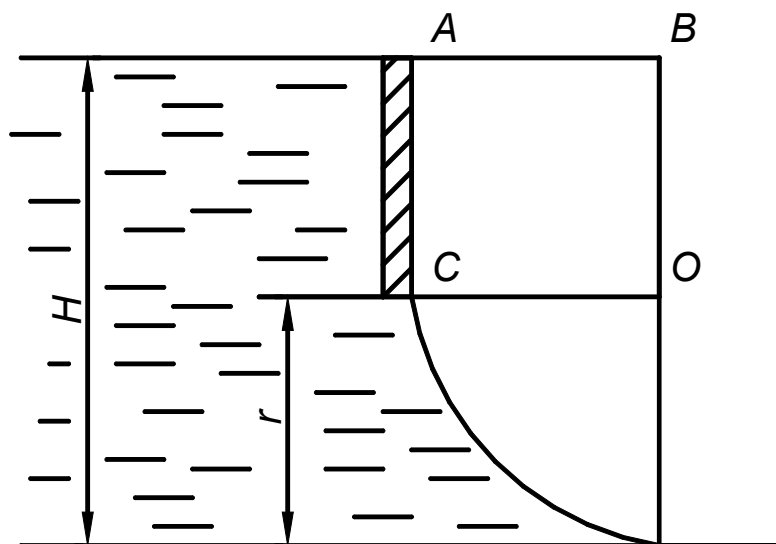


Рис. 6

**Решение.** Горизонтальная составляющая сила определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = \rho g F_B h_C = 10^3 \cdot 9,8 \left( H - \frac{r}{2} \right) r b = 103 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Вертикальная составляющая сила определяется по формуле

$$P_B = \frac{\pi r^2}{4} b \rho g + (H - r) r b \rho g = 113,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Полная сила давления воды на затвор

$$P = \sqrt{P_{\Gamma}^2 + P_B^2} = 154 \text{ кН}$$

Определим угол между  $P$  и горизонтом:

$$\frac{P_{\Gamma}}{P_B} = \operatorname{tg} \alpha = 0,9; \quad \alpha = 42^\circ.$$

#### 2.4. Эпюры гидростатического давления

Закон распределения в жидкости гидростатического давления изображается графически в виде эпюр давления. Для этого нужно представить

давление вектором, направление которого совпадает с направлением давления, а значение пропорционально значению давления.

Эпюры всегда следует строить со стороны жидкости, помня о направлении действия нормальных напряжений в покоящейся жидкости (по внутренней нормали). Так, для плоской наклонной стенки, восстановив в каждой точке перпендикуляры  $p_i = p_0 + \rho \cdot g \cdot h_i$ , и соединив концы этих отрезков, получим соответствующие эпюры давления (рис. 7);  $h_i$  – глубина погружения рассматриваемой точки под свободной поверхностью.

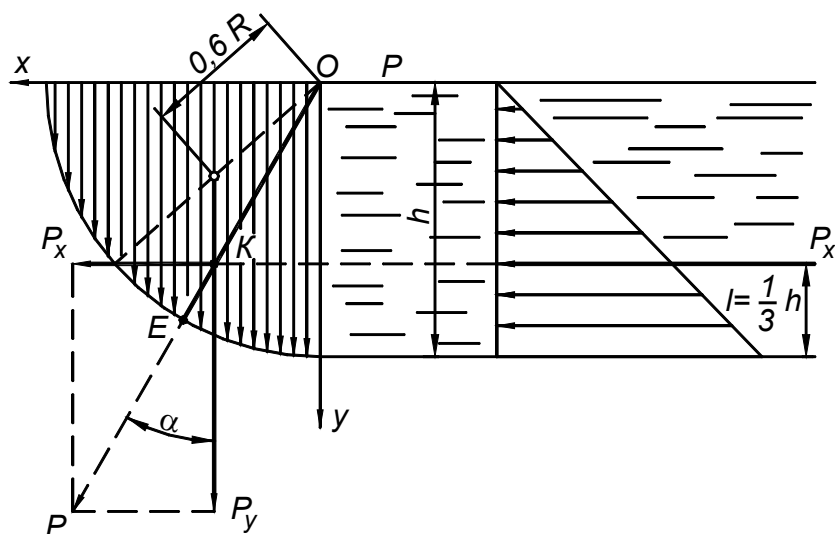


Рис. 7

Рассмотрим пример построения эпюр давления на криволинейную поверхность.

Первый случай. Цилиндрическая поверхность, давление жидкости с одной стороны – справа (см. рис.7). Горизонтальная составляющая суммарного гидростатического давления

$$P_{\Gamma} = \rho g \frac{h^2}{2} b.$$

Плечо давления горизонтальной составляющей силы

$$l = \frac{1}{3} h.$$

Вертикальная составляющая суммарного гидростатического давления

$$P_{\text{В}} = \frac{\pi h^2}{4} \rho g b.$$

Равнодействующая суммарного гидростатического давления

$$P = \sqrt{P_{\Gamma}^2 + P_{\text{В}}^2},$$

а угол наклона линии действия силы  $P$  может быть определен из формулы

$$\sin \alpha = \frac{P_{\Gamma}}{P}.$$

Точку приложения силы  $P$  можно найти графически, что показано на рис. 7. Для этого проводим пунктир по направлению  $P$  до пересечения с вертикальной составляющей силой  $P_{\text{В}}$  ( $P_y$ ) – точка  $K$ , приложенной в центре тяжести тела давления. От точки пересечения  $P_{\Gamma}$  ( $P_x$ ) и  $P_{\text{В}}$  строим параллелограмм и находим равнодействующую силу давления  $P$ . Далее величину  $P$  откладываем в масштабе на линии равнодействующей от криволинейной поверхности (точка  $E$ , которая и есть точка приложения равнодействующей силы – центр давления).

Второй случай. Цилиндрическая поверхность, давление жидкости с одной стороны – слева (рис. 8). Треугольник  $BKC$  – эпюра гидростатического давления от горизонтальной составляющей  $P_{\Gamma}$ ,  $AOB$  – сечение тела давления. Сила  $P_{\text{В}}$  направлена вверх. Горизонтальная составляющая

$$P_{\Gamma} = \frac{\rho g h^2}{2} b.$$

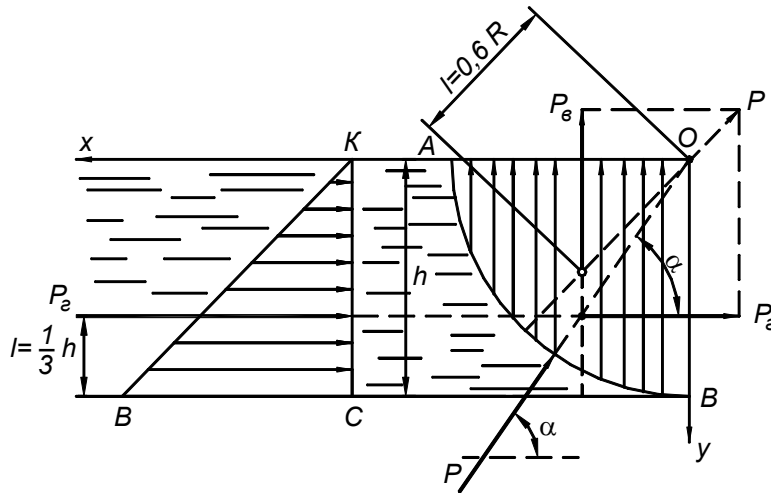


Рис. 8

Сила  $P_{\Gamma}$  приложена в центре тяжести треугольника  $BKC$ .

$$P_{\text{В}} = \frac{\pi h^2}{4} \rho g b.$$

Сила  $P_{\text{В}}$  приложена в центре тяжести тела давления  $AOB$ .



Равнодействующая суммарного давления на цилиндрическую поверхность  $AB$

$$P = \sqrt{P_{\Gamma}^2 + P_{\text{B}}^2}.$$

Третий случай. Полуцилиндрический затвор, давление жидкости с одной стороны (рис. 9).

Горизонтальная составляющая суммарного гидростатического давления

$$P_{\Gamma} = \frac{\rho g h^2}{2} b.$$

Вертикальная составляющая  $P_{\text{B1}}$  направлена вверх:

$$P_{\text{B1}} = \left[ \left( \frac{h}{2} R \right) + \left( \frac{\pi D^2}{16} \right) \right] \rho g b.$$

Вертикальная составляющая  $P_{\text{B2}}$  направлена вниз:

$$P_{\text{B2}} = \left[ \left( \frac{h}{2} R \right) - \left( \frac{\pi D^2}{16} \right) \right] \rho g b.$$

Результирующая вертикальная составляющая

$$P_{\text{B}} = \frac{\pi D^2}{8} \rho g b.$$

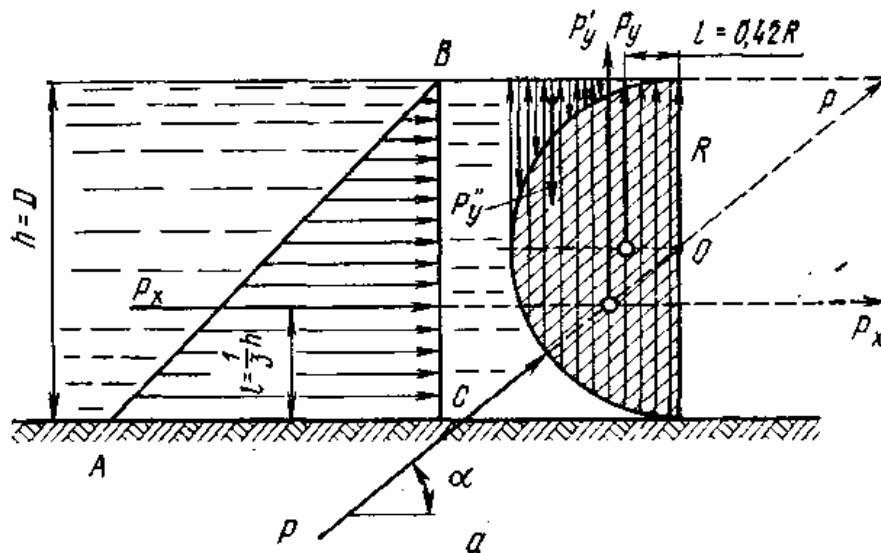
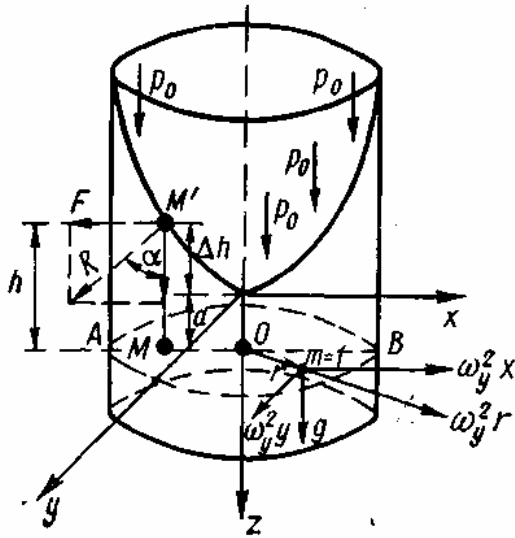


Рис. 9

Равнодействующая суммарного гидростатического давления и точка ее приложения находится обычным путем.

## 2.5. Относительный покой жидкости

Различают относительный и абсолютный покой жидкости. Абсолютный покой жидкости – это ее покой относительно земли. Относительный покой жидкости можно наблюдать при движении жидкости вместе с сосу-



дом, в котором она находится, в этом случае на нее действуют кроме сил тяжести и другие силы, а сама жидкость относительно стенок сосуда находится в покое. Одним из примеров относительного покоя жидкости является наполненный жидкостью цилиндрический сосуд, который вращается вокруг своей вертикальной оси (рис. 10). При этом на каждую частицу жидкости, находящуюся в сосуде, действует сила тяжести и центробежная сила. Вращаясь вместе с сосудом относительно стенок сосуда, жидкость находится в покое.

Свободная поверхность жидкости, находящейся во вращающемся вокруг вертикальной оси сосуде с постоянной угловой скоростью, будет параболоид вращения, описывается уравнением

$$\rho g z + \frac{\rho g \omega_{y\Gamma}^2 r^2}{2g} = 0,$$

где  $\omega_{y\Gamma}^2$  – угловая скорость вращения сосуда;  $z$  – координата рассматриваемой точки;  $r$  – радиус вращения.

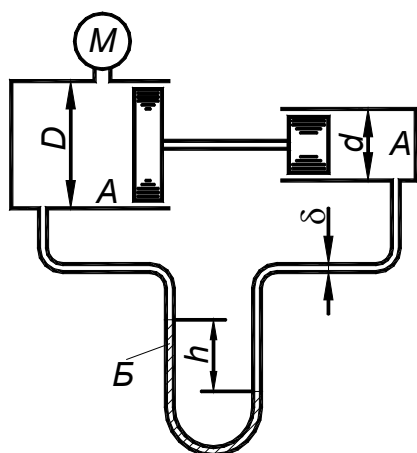
Давление в каждой точке жидкости при этом определяется по уравнению

$$p = \left( \frac{\omega_{y\Gamma}^2 r^2}{2g} + z \right) \rho g + p_0.$$

Высота параболоида  $h$  определится из выражения

$$h = \frac{\omega_{y\Gamma}^2 r^2}{2g}.$$

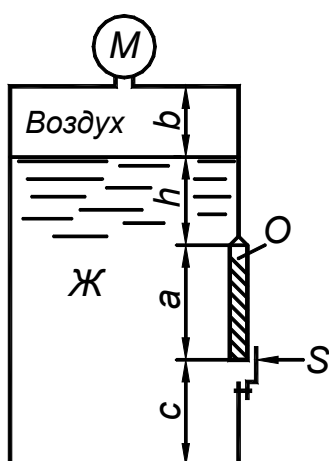
## КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ 1\*



**Задача 1.** Определить показания  $h$  двухжидкостного дифференциального манометра, при котором система из двух поршней, имеющих общий шток, будет находиться в равновесии, если в обоих цилиндрах находится жидкость А, в колене двухжидкостного дифференциального манометра – жидкость Б; абсолютное давление, показываемое пружинным манометром  $p_M$  (рис. 11, табл. 1). Трением поршней в цилиндрах пренебречь.

Таблица 1

Вариант	Жидкость		$D$ , мм	$d$ , мм	$\delta$ , мм	$p_M$ , ат
	А	Б				
1	Вода	Ртуть	200	100	10	1,1
2	Вода	Керосин	220	210	12	0,9
3	Вода	Ртуть	300	100	16	2,0
4	Воздух	Спирт	280	140	14	1,8
5	Воздух	Ртуть	240	110	12	1,5
6	Вода	Масло трансформаторное	230	220	10	1,1
7	Вода	Ртуть	250	150	14	1,2
8	Вода	Керосин	260	270	16	1,1
9	Воздух	Спирт	270	160	12	0,8
10	Вода	Ртуть	290	180	10	1,4

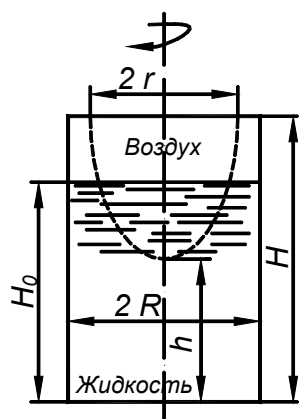


**Задача 2.** Определить силу давления  $S$ , на которую должно быть рассчитано запорное устройство квадратной крышки, поворачивающейся вокруг горизонтальной оси  $O$  и закрывающей отверстие в боковой плоской стенке сосуда, если в сосуде находится жидкость Ж, а давление в верхней части сосуда  $p_M$  (рис. 12, табл. 2).

\* Данные для решения задач выбрать в соответствии с вариантом задания, используя прил. 1.

Таблица 2

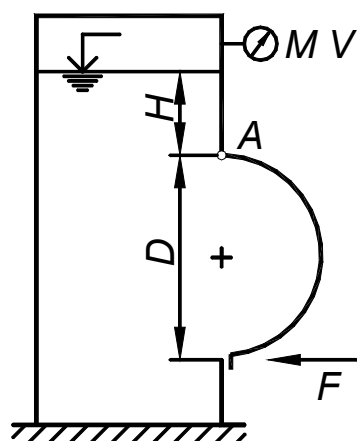
Вариант	Жидкость	Давление	Показание манометра $p_M$ , ат	$b$ , мм	$h$ , мм	$a$ , мм	$c$ , мм
1	Вода	Вакуум	0,1	100	1200	1000	500
2	Керосин	Избыточное	0,1	120	800	800	400
3	Бензин	Абсолютное	1,2	80	700	900	300
4	Спирт	Абсолютное	0,2	90	600	700	200
5	Глицерин	Абсолютное	0,9	110	1300	600	100
6	Вода	Вакуум	0,2	100	2600	700	250
7	Масло трансформаторное	Избыточное	0,3	120	160	800	150
8	Вода	Абсолютное	1,3	80	1500	900	350
9	Керосин	Абсолютное	0,1	90	1000	1000	450
10	Бензин	Абсолютное	1,1	110	900	600	500



**Задача 3.** Цилиндрический закрытый сосуд (рис. 13, табл. 3) с вертикальной осью, имеющий высоту  $H$  и диаметр  $2R$ , наполнен жидкостью на глубину  $H_0$ . Определить скорость его вращения (число оборотов в минуту) в двух случаях: а) когда воронка расположена на высоте  $h$  над дном сосуда; б) когда диаметр воронки равен  $2r$ .

Таблица 3

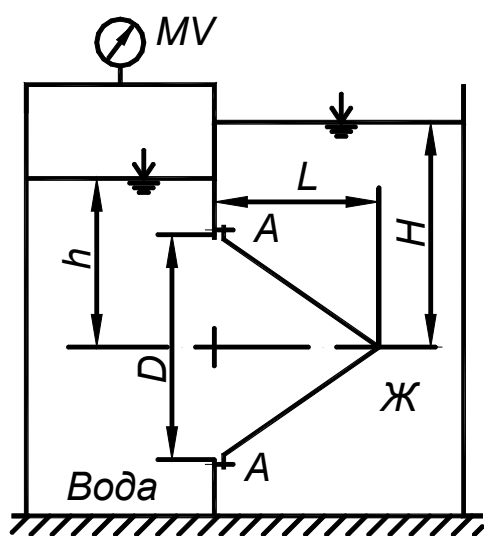
Вариант	$H$ , мм	$H_0$ , мм	$R$ , мм	$h$ , мм	$r$ , мм
1	1000	600	100	0	100
2	800	600	100	100	80
3	600	400	100	200	90
4	400	300	80	0	80
5	300	200	100	50	50
6	500	400	60	100	60
7	700	500	70	0	50
8	900	600	90	100	80
9	1100	800	110	200	100
10	1200	900	120	0	120



**Задача 4.** Закрытый резервуар (рис. 14, табл. 4) заполнен дизельным топливом, температура которого  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В вертикальной стенке резервуара имеется прямоугольное отверстие ( $D \times b$ ), закрытое полуцилиндрической крышкой. Она может повернуться вокруг горизонтальной оси  $A$ . Мановакуумметр  $MV$  показывает манометрическое давление  $p_M$  или  $p_{\text{вак}}$ . Глубина топлива над крышкой равна  $H$ , масса крышки –  $m$ . Определить усилие  $F$ , которое необходимо приложить к нижней части крышки, чтобы она не открылась.

Таблица 4

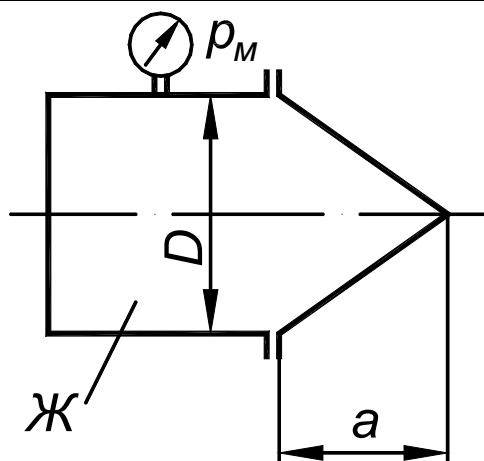
Вариант	$p_M$ , кПа	$p_{\text{вак}}$ , кПа	$D$ , м	$b$ , м	$H$ , м	$m$ , кг
1	13,2	-	1,00	1,8	0,65	130
2	0	-	1,2	2,3	0,83	253
3	-	8,45	0,8	1,45	1,45	110
4	7,66	-	0,66	1,10	1,15	101
5	-	3,42	1,10	1,75	0,95	234
6	4,69	-	0,92	1,67	0,52	273
7	-	2,83	0,84	1,42	0,76	195
8	0	-	1,4	2,69	1,65	361
9	11,4	-	0,94	1,72	0,96	216
10	12,1	-	1,15	1,6	0,85	140



**Задача 5.** Круглое отверстие между двумя резервуарами закрыто конической крышкой с размерами  $D \times L$ . Закрытый резервуар заполнен водой, а открытый резервуар – жидкостью  $\text{Ж}$  (рис.15, табл. 5). К закрытому резервуару сверху присоединен мановакуумметр  $MV$ , показывающий манометрическое давление  $p_M$  или  $p_{\text{вак}}$ . Температура жидкости  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , глубина  $h$  и  $H$ . Определить силу, срезающую болты  $A$ , и горизонтальную силу, действующую на крышку.

Таблица 5

Вариант	Жидкость	$D$ , мм	$L$ , мм	$h$ , м	$H$ , м	$p_M$ , кПа	$p_{\text{ВАК}}$ , кПа
1	Нефть Баку, легкая	520	430	1,10	1,40	-	25,6
2	Керосин Т-2	600	550	1,82	2,25	37,5	-
3	Нефть Баку, тяжелая	390	340	1,69	1,90	-	37,7
4	Дизельное топливо	500	400	1,4	1,60	-	-
5	Бензин авиационный	640	540	2,15	2,75	-	28,9
6	Глицерин	570	460	2,10	2,60	27,9	-
7	Дизельное топливо	450	400	1,48	1,70	-	23,1
8	Керосин Т-1	620	570	1,96	2,35	-	24,1
9	Бензин авиационный	700	560	2,40	3,20	-	-
10	Глицерин	610	450	2,20	2,50	-	24,6



**Задача 6.** Определить силу давления на коническую крышку горизонтального цилиндрического сосуда диаметром  $D$ , заполненного жидкостью Ж (рис. 16, табл. 6). Показания манометра в точке его присоединения –  $p_M$ . Показать на чертеже вертикальную и горизонтальную составляющие, а также полную силу давления.

Таблица 6

Вариант	Жидкость	$p_M$ , МПа	$D$ , мм	$a$ , мм
1	Нефть	0,5(изб)	1000	700
2	Керосин	0,4(абс)	1500	900
3	Бензин	0,3(абс)	2000	1200
4	Масло трансформаторное	0,8(изб)	2500	1500
5	Вода	0,4(изб)	2000	1200
6	Масло турбинное	0,2(абс)	1500	900
7	Глицерин	0,6(изб)	1000	700
8	Вода	0,4(изб)	1500	1000
9	Керосин	0,7(абс)	2000	1300
10	Бензин	0,6(абс)	2500	1500

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

**Средние значения плотности  $\rho$   
и кинематической вязкости  $\nu$  некоторых жидкостей**

Жидкость	Плотность, кг/м <sup>3</sup> , при $T$ , °С		Кинематическая вязкость, Ст, при $T$ , °С			
	20	50	20	40	60	80
Вода пресная	998	-	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть Баку, легкая	884	-	0,25	-	-	-
Нефть Баку, тяжелая	924	-	1,4	-	-	-
Бензин авиационный	745	-	0,0073	0,0059	0,0049	-
Керосин Т-1 (очищенный)	808	-	0,025	0,018	0,012	0,010
Керосин Т-2 (тракторный)	819	-	0,010	-	-	-
Дизельное топливо	846	-	0,28	0,12	-	-
Глицерин	1245	-	9,7	3,3	0,88	0,38
Ртуть	13550	-	0,0016	0,0014	0,0010	-
Масла:		-				
касторовое	960	-	15	3,5	0,88	0,25
трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
АМГ-10	-	850	0,17	0,11	0,085	0,065
веретенное АУ	-	892	0,48	0,19	0,098	0,099
индустриальное 12	-	883	0,48	0,19	0,098	0,059
» 20	-	891	0,85	0,33	0,14	0,080
» 30	-	901	1,8	0,56	0,21	0,11
» 50	-	910	5,3	1,1	0,38	0,16
турбинное	-	900	0,97	0,38	0,16	0,088

*Примечание.* Плотность жидкости при другой температуре можно определить по формуле  $\rho_T = \rho_0 / (1 + \alpha \Delta T)$ , где  $\rho_T$  – плотность жидкости при температуре  $T = T_0 + \Delta T$ ;  $\Delta T$  – изменение температуры;  $T_0$  – температура, при которой плотность жидкости равна  $\rho_0$ ,  $\alpha$  – коэффициент температурного расширения жидкости (в среднем для минеральных масел можно принять  $\alpha = 0,0007$  1/°С).

### 3. ГИДРОДИНАМИКА

Гидродинамика – раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы движения жидкости и взаимодействие с твердыми телами в результате ее движения.

#### 3.1. Основные понятия

*Гидродинамическое давление* – давление внутри жидкости при ее движении.

*Линия тока* – кривая, для которой векторы скоростей принадлежащих ей в данный момент времени частичек жидкости являются касательными к данной кривой.

*Трубка тока* – цилиндрическая или коническая поверхность, образованная совокупностью линий тока, проведенных через контур, ограничивающий элементарную площадку  $d\omega$ .

*Элементарная струйка* – жидкость, движущаяся внутри трубки тока.

*Живое сечение потока*  $\omega$  – площадь сечения потока жидкости, проведенная перпендикулярно линиям тока.

*Смоченный периметр*  $\Pi$  – длина контура живого сечения, по которому жидкость соприкасается со стенками, ограничивающими ее движение.

*Гидравлический радиус*  $R_{\Gamma}$  :  $R_{\Gamma} = \omega / \Pi$ .

*Эквивалентный диаметр*  $d_{\text{э}}$  :  $d_{\text{э}} = 4R_{\Gamma}$ .

*Расход*  $Q$  – количество жидкости, протекающее через живое сечение в единицу времени. Различают:

- массовый расход, кг/с, т/ч;
- объемный расход, м<sup>3</sup>/с, м<sup>3</sup>/ч.

*Средняя скорость* – фиктивная, одинаковая для всех частиц жидкости данного сечения скорость, определяемая как отношение объемного расхода к площади данного живого сечения:  $V = Q / \omega$ .

Движение жидкости можно классифицировать следующим образом:

- а) Установившееся и неуставившееся. Если гидродинамическое давление и скорость жидкости изменяются в данной точке



пространства в зависимости от координат и времени, то движение неустановившееся.

- б) Напорное и безнапорное. Безнапорное движение наблюдается при наличии у жидкости свободной поверхности (границы раздела жидкости с воздухом окружающей среды) и происходит под действием только силы тяжести. При напорном движении жидкость полностью заполняет поперечное сечение канала. Напорное движение осуществляется за счет разности давления в начале и конце канала и под действием гидродинамического давления, создаваемого насосом.
- в) Равномерное, неравномерное и плавноизменяющееся движение. Установившееся движение может быть равномерным и неравномерным. При равномерном движении средняя скорость и площадь живого сечения потока не изменяются по длине. При неравномерном движении – изменяются по длине. Плавноизменяющееся – такое неравномерное движение, при котором радиус кривизны линий тока очень велик, угол расхождения очень мал, живые сечения струек – плоские площадки, нормальные к оси потока.

### 3.2. Уравнение неразрывности

Для жидкости, текущей вдоль стенок, ее ограничивающих, можно применить закон сохранения материи, из которого следует: количество вытекающей жидкости в канал равно количеству жидкости, из него вытекающей, то есть расход – величина постоянная для любого сечения участка канала:  $Q = \text{Const}$ . Из определения средней скорости следует:

$$Q = V_1 \cdot \omega_1 = V_2 \cdot \omega_2 = \text{Const}$$

Это уравнение носит название уравнения неразрывности. Его можно преобразовать в следующее:  $V_1/V_2 = \omega_2/\omega_1$ .

### 3.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Если применить закон сохранения энергии для единицы массы стационарно движущейся идеальной жидкости, то можно сделать вывод: и в сечении 1-1 и в сечении 2-2 (рис. 17) жидкость обладает одинаковой удельной (отнесенной к единице массы) энергией.

$$e = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{U_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{U_2^2}{2} = \text{const}, \quad (3)$$

где  $gz$  ( $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2} = \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \text{м}$ ) – удельная потенциальная энергия положения;

$p/\rho$  ( $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{Па} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}} = \frac{\text{Па}}{\text{кг}/\text{м}^3}$ ) – удельная потенциальная энергия давления;

$U^2/2$  ( $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2} = \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^2$ ) – удельная кинетическая энергия.

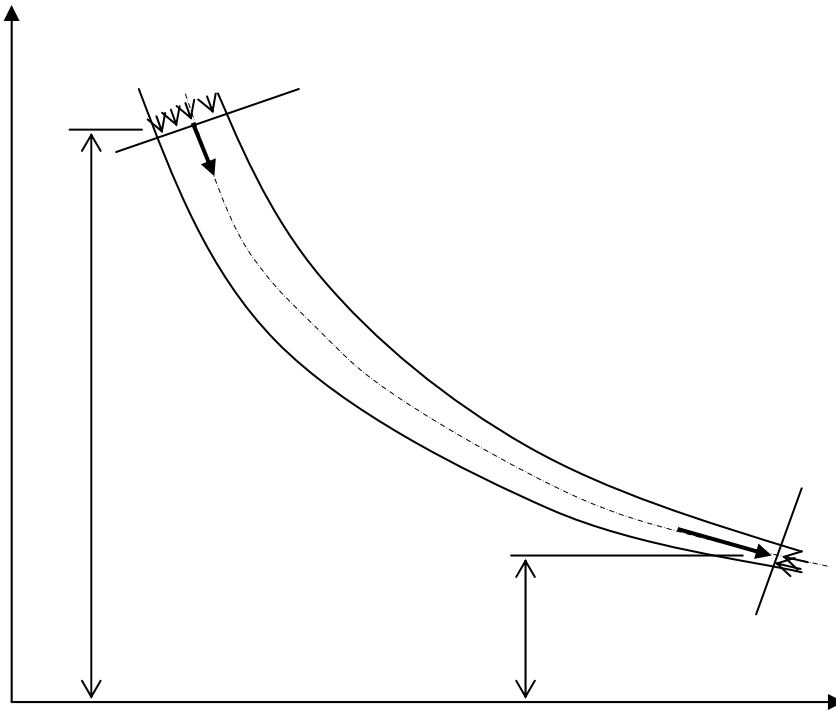


Рис. 17

Изменение одной составляющей удельной энергии движущейся жидкости приводит к противоположному изменению других составляющих.

Уравнение Бернулли можно записать в следующем виде (разделим все члены уравнения на ускорение свободного падения  $g$ ):

$$H = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} = \text{const},$$

Первое слагаемое  $z$  представляет собой геометрический напор – высоту расположения потока над нулевой плоскостью.

Второе – пьезометрический напор  $p/(\rho g)$  – расстояние от центра тяжести живого сечения до уровня жидкости в пьезометре. По уровню определяют давление жидкости в данном сечении.

Третье – скоростной напор  $U^2/(2g)$ . Определяется как разность уровней жидкости в трубке Пито и пьезометре (Рис.18). По показаниям трубки Пито определяются два слагаемых в уравнении Бернулли  $p/(\rho g) + U^2/(2g)$  (рис. 18).

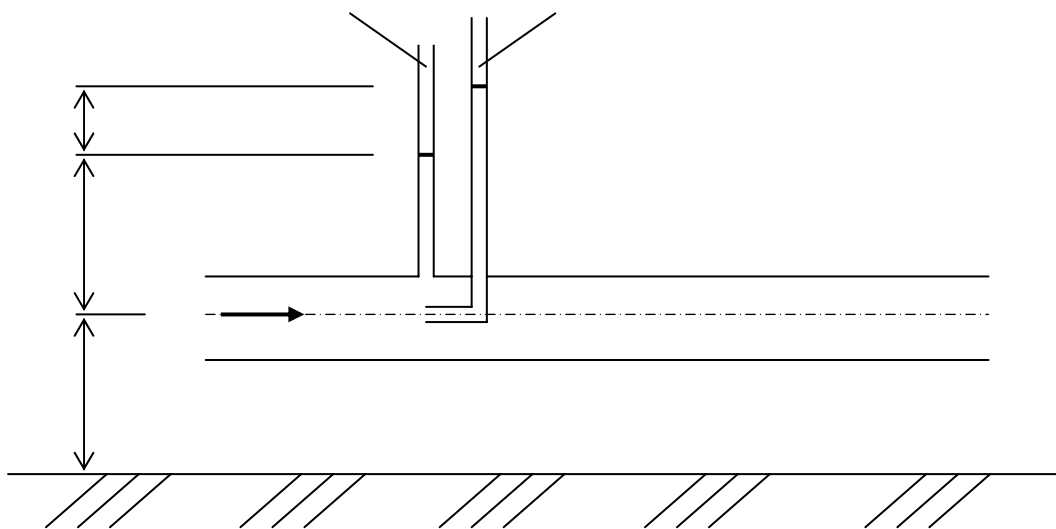


Рис. 18

Таким образом, сумма трех напоров: геометрического, пьезометрического и скоростного есть величина постоянная вдоль потока идеальной жидкости. В этом заключается геометрическая интерпретация уравнения Бернулли (рис. 19).

Напорная линия, проходящая по уровням жидкости в трубках Пито, представляет собой горизонтальную прямую. Тогда как линия, проходящая по уровням жидкости в пьезометрах, или пьезометрическая линия, может располагаться различными способами, в зависимости от формы и расположения канала.

Умножив все члены уравнения (3) на  $\rho$ , получим уравнение Бернулли, все члены которого выражены в единицах давления (Па):

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho U_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\rho U_2^2}{2} = \text{Const},$$

где  $\rho g z$  – весовое давление,

$p$  – гидромеханическое давление, или просто давление,  
 $\rho U^2 / 2$  – динамическое давление.

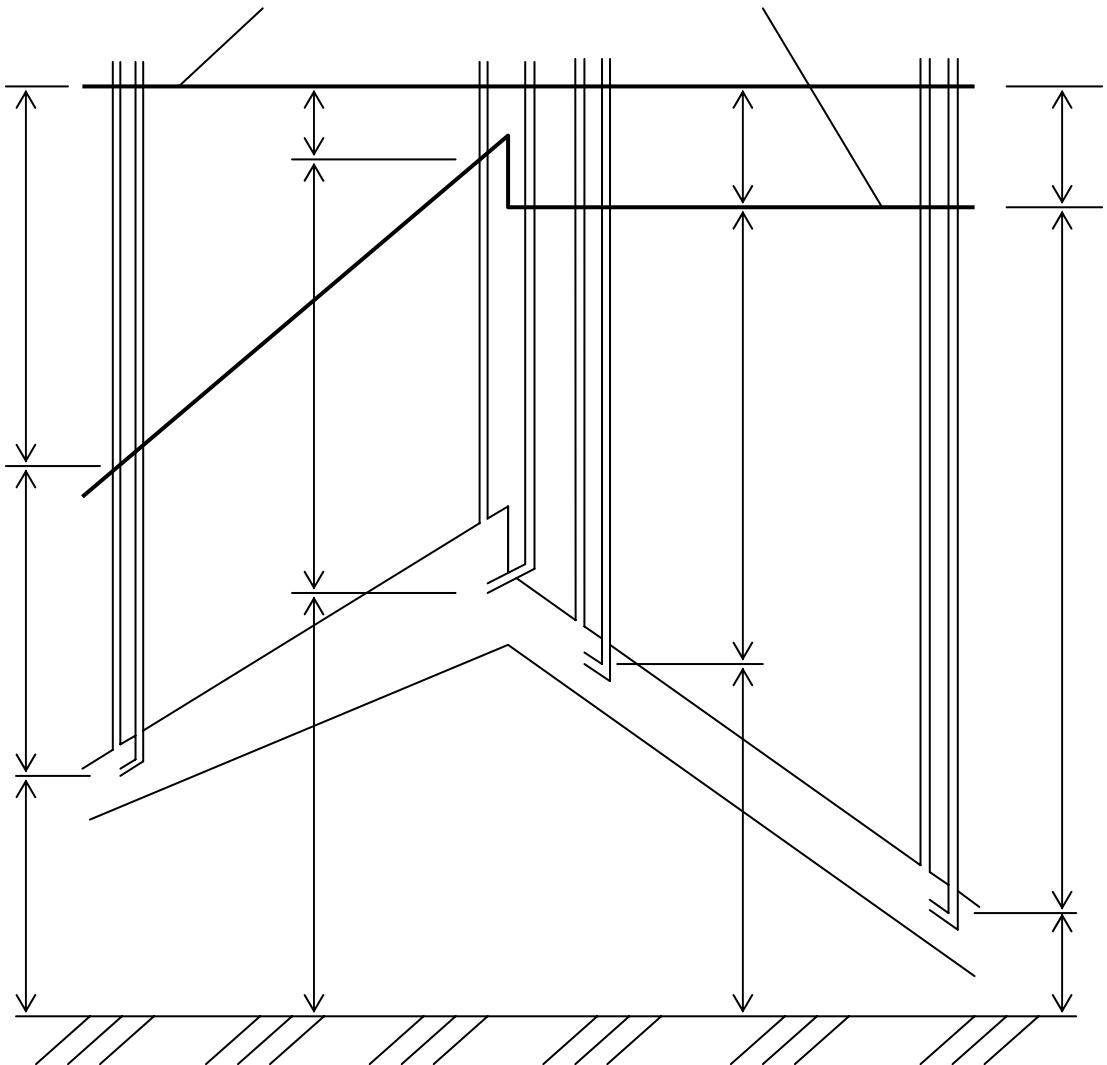


Рис. 19

### 3.4. Уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости

Реальная жидкость обладает вязкостью, которая при движении жидкости вызывает появление внутреннего (трение струек жидкости друг о друга) и внешнего (о стенки) трения. Трение приводит к потерям энергии. Поэтому происходит постоянное уменьшение энергии потока жидкости вдоль течения.

$$e = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + \Delta e_{1-2},$$

где  $\Delta e_{1-2}$  – потери удельной энергии на преодоление сил трения при движении жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2.

### 3.5. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Поток реальной жидкости можно представить в виде совокупности струек. Скорости струек различны по сечению, так как наличие трения о неподвижные стенки вызывает уменьшение скорости движения жидкости до нуля возле стенки. Поэтому кинетическая энергия потока, определенная по средней скорости, будет отличаться от фактического значения энергии.

Для коррекции вводится коэффициент Кориолиса:  $\alpha = \frac{\int U^3 dF}{V^3 F}$ .

С учетом коэффициента Кориолиса уравнение Бернулли для потока реальной жидкости будет следующим:

$$e = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha V_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha V_2^2}{2} + \Delta e_{1-2},$$

где  $V_1, V_2$  – средние скорости потока жидкости в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно;  $\Delta e_{1-2}, \Delta h_{1-2}$  – потери удельной энергии и напора соответственно на преодоление сил трения при движении жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2 (рис. 20).

### 3.6. Режимы течения жидкости.

Существуют два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентное.

*Ламинарный режим* – течение слоистое, плавное, без перемешивания частиц жидкости. Линии тока определяются формой русла. Слои как бы скользят друг по другу.

Для ламинарного движения скорость по сечению изменяется по параболе:  $U = 2V \left( 1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right)$ , где  $r$  – текущий радиус,  $r_0$  – радиус трубы; коэф-

фициент Кориолиса  $\alpha = \frac{\int U^3 dF}{V^3 F} = 2$ .

*Турбулентный режим* – течение с интенсивным перемешиванием, траектории частиц сложны и непостоянны. Наряду с продольным существует поперечное перемещение отдельных объемов жидкости.

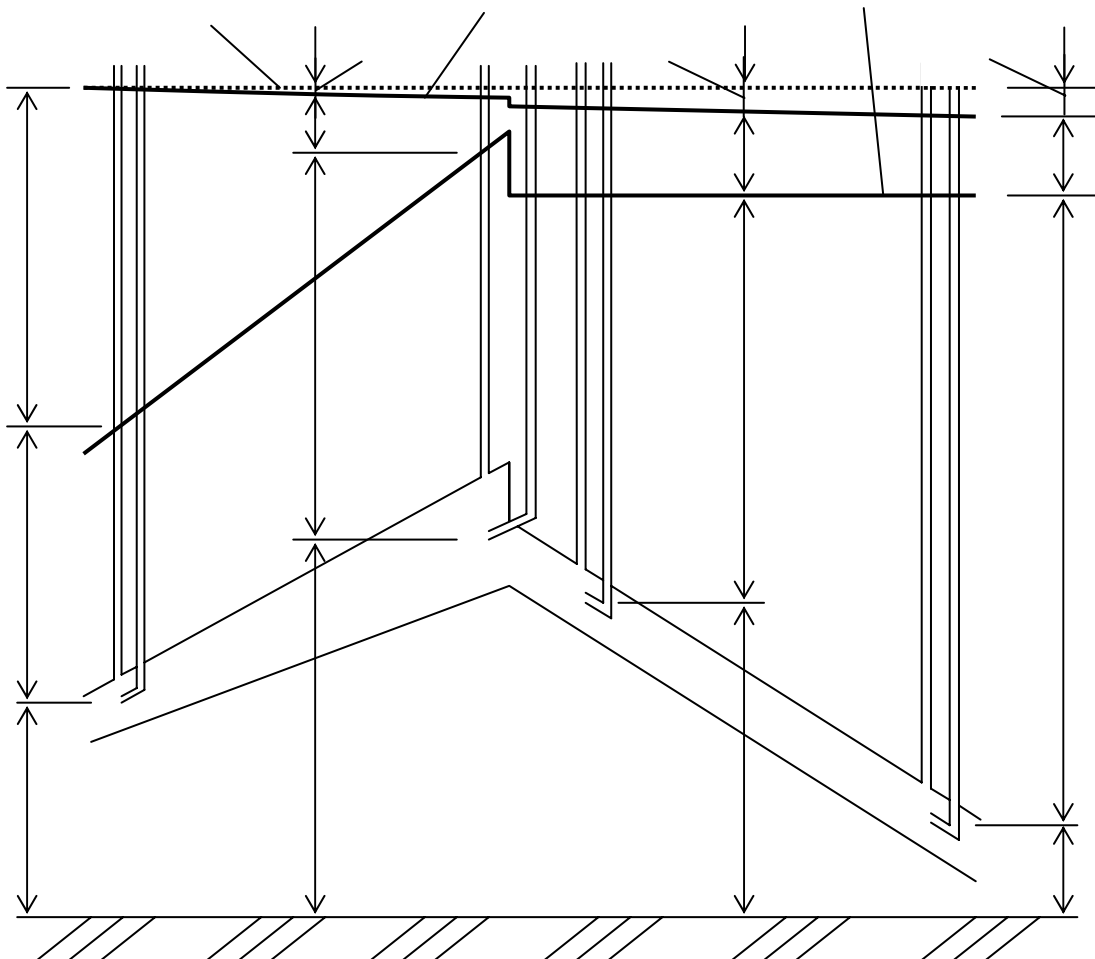


Рис. 20

Для турбулентного движения  $U \approx V$  и  $\alpha = \frac{\int U^3 dF}{V^3 F} \approx 1$ .

Режим движения обусловлен отношением сил инерции (сила инерции возрастает с ростом скорости) к силам вязкого трения, которые пропорциональны коэффициенту динамической вязкости  $\mu$ .

$$F_{\text{ин}} = ma = \rho V S a = \rho V S V = \rho V^2 S,$$

$$F_{\text{в}} = \mu \frac{dV}{dy} S = \nu \rho \frac{V}{d} S,$$

$$\frac{F_{\text{ин}}}{F_{\text{в}}} = \frac{dV}{\nu} = \text{Re} - \text{число Рейнольдса.}$$

Изменение режима движения происходит при изменении  $d$ ,  $V$  или  $\nu$ .

Критическое число Рейнольдса установлено экспериментально:  
 $\text{Re}_{\text{кр}} \approx 2320$ .

Если  $\text{Re} < 2320$ , то режим движения потока жидкости ламинарный.

Если  $\text{Re} > 4000$ , то режим движения потока жидкости турбулентный.

При  $2320 < \text{Re} < 4000$  режим течения может быть ламинарным или турбулентным. Это так называемая переходная зона.

### 3.7. Потери на трение при движении жидкости

Потери удельной энергии в результате движения жидкости вызываются ее вязкостью. Однако потери зависят не только от вязкости, но и от формы и размеров русла, скорости движения жидкости и других факторов.

Трение слоев жидкости друг о друга и о стенки канала вызывает потери удельной энергии, или потери напора. Потери напора бывают двух видов: потери по длине и местные потери.

$$\Delta h = \Delta h_{\text{дл}} + \Delta h_{\text{м}}.$$

Местные потери вызываются местными особенностями русла, так называемыми местными сопротивлениями. При движении через местные сопротивления частицы жидкости резко изменяют направление или скорость.

Общая форма записи уравнения потерь на трение для участка:

$$\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g} - \text{формула Дарси,}$$

где  $\xi = \sum \xi_i + \lambda \frac{l}{d}$  – коэффициент сопротивления, представляет собой сумму коэффициентов местных сопротивлений и сопротивления по длине (формула Вейсбаха).

При близком расположении местных сопротивлений суммарный коэффициент нельзя определять как простое сложение коэффициентов. Необходимо проведение эксперимента или использование справочной литературы.

Коэффициент потерь на трение по длине  $\lambda$  зависит от режима течения жидкости, материала, из которого изготовлен канал, размера трубы и самой жидкости.

### 3.7.1. Потери на трение по длине

При ламинарном течении жидкости в круглых трубах  $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$ .

На начальном участке трубопровода возникает дополнительное сопротивление, потому что происходит преобразование поля скоростей из равномерного на входе в параболическое. Коэффициент дополнительного сопротивления равен  $0,165/\text{Re}$ , а потери будут определяться по формуле:

$$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{\left(0,165 + 64 \frac{l}{d}\right)}{\text{Re}} \frac{V^2}{2g}.$$

Расход через зазор единичной толщины при ламинарном течении, когда одна стенка перемещается относительно другой:

$$q = \frac{p_{\text{тр}} a^3}{12\mu l} \pm \frac{u_1}{2} a_1,$$

где  $u_1$  – скорость смещения стенок друг относительно друга,  $a_1$  – высота щели; первое слагаемое – расход напорного течения, второе – фрикционный расход.

При течении в прямоугольных каналах  $\lambda = k \frac{64}{\text{Re}}$ , где  $k$  – поправочный коэффициент, определяемый по таб. 7.

Таблица 7

$v^*/a$	1	1,5	2	3	4	5	10	$\infty$
$K$	0,89	0,92	0,97	1,07	1,14	1,19	1,32	1,5

\*  $v$  – ширина щели.

При ламинарной фильтрации скорость жидкости:

$$V = \frac{k}{\mu} \frac{p_{\text{тр}}}{l} = K_f \frac{h_{\text{тр}}}{l} = K_f I,$$

где  $k = mk_0$  – проницаемость материала,  $\text{м}^2$ ;  $m$  – пористость материала – отношение суммарного объема пор к объему материала;  $k_0 = r^2/8$  – проницаемость;  $r$  – радиус поровой трубки,  $\text{м}$ ;  $K_f = \frac{\rho g k}{\mu}$  – коэффициент фильтрации,  $\text{м/с}$ ;  $I$  – гидравлический уклон.

Расход  $Q = V \omega$ , где  $\omega$  – площадь поперечного сечения.

Расход воздуха  $L = c_k p_{\text{тр}} \omega$ , где  $c_k = \frac{k}{\mu l} = \frac{K_f}{\rho g l}$  – коэффициент воздухопроницаемости конструкции.



При турбулентном движении жидкости различаются три области течения:

1. Область гидравлически гладких труб:  $4000 < Re < \frac{10d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}}$ , где  $\Delta_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности (табл. 8).

$\lambda = \frac{1}{(1,8 \ln Re - 1,5)^2}$  – формула Конакова для любых турбулентных режимов,

$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$  – формула Блазиуса.

2. Промежуточная область:  $\frac{10d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}} < Re < \frac{500d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}}$ .

$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$  – универсальная формула Альтшуля для любых областей турбулентного режима.

Таблица 8

Труба	Состояние поверхности	$\Delta_{\text{ЭКВ}}$ , мм
Стальная бесшовная	Новая	0,01...0,02
Стальная сварная	>>	0,03...0,1
Для горячего и холодного водоснабжения	Бывшая в употреблении	1,0
Для пароснабжения	>>	0,2
Для водяных тепловых сетей	>>	0,5
Оцинкованная	Новая	0,1...0,2
Стальная	При сильной коррозии	2...4
Стеклянная, латунная, медная, свинцовая	Новая	0,0005...0,002
Алюминиевая	>>	0,015...0,06
Чугунная	>>	0,2...1,0
Чугунная, асфальтированная	>>	0,1...0,2
Резиновый шланг	Любое	0,02
Пожарный шланг	>>	0,75
Асбестоцементная	Новая	0,085

3. Область квадратичного течения:  $Re > \frac{500d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}}$ .

$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{d} \right)^{0,25}$  – формула Шифринсона.

Формулы Шевелева:

$$\lambda = \frac{0,0121}{d^{0,226}} \text{ – для новых труб; } \lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}} \text{ – для труб, бывших в упот-}$$

реблении.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{2,5}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{3,7d} \right) \text{ – формула Колбрука.}$$

При течении в открытых руслах используется формула Шези:

$$V = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \sqrt{R \frac{h_{\text{тр}}}{l}} = C \sqrt{R} \sqrt{\frac{h_{\text{тр}}}{l}} = C \sqrt{R} \sqrt{I},$$

где  $R = \omega / \Pi$  – гидравлический радиус;  $C$  – коэффициент Шези, который можно определять тремя различными способами:

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} = 25 \left( \frac{R}{(80n)^6 + \frac{0,025}{\sqrt{Ri}}} \right)^{1/6} \approx \frac{R^{1/6}}{n},$$

$n$  – коэффициент шероховатости поверхности русла (табл. 9).

Таблица 9

Характеристика русла	$n$
Естественные русла в весьма благоприятных условиях (чистое, прямое в плане, совершенно незасоренное земляное русло со свободным течением)	0,025
Русла постоянных водотоков равнинного типа преимущественно больших и средних рек в благоприятных условиях состояния ложа и течения воды	0,033
Сравнительно чистые русла постоянных равнинных водотоков в обычных условиях, извилистые, с некоторыми неправильностями в направлении струй или же прямые, но с неправильностями в рельефе дна (отмели, промоины, местами камни). Правильные, хорошо разработанные галечные русла рек в нижнем течении. Земляные русла периодических водотоков (сухих логов) в благоприятных условиях	0,040
Русла (больших и малых рек), значительно засоренные, извилистые и частично заросшие, каменистые, с беспокойным течением. Периодические (ливневые и весенние) водотоки, несущие во время паводка заметное количество наносов, с крупно-галечным или покрытым растительностью, травой и прочим ложем. Поймы больших и средних рек, сравнительно разработанные, покрытые растительностью (травы, кустарники)	0,050

Характеристика русла	<i>n</i>
Русла периодических водотоков, сильно засоренные и извилистые. Значительно заросшие, неровные, плохо разработанные поймы рек (промоины, кустарники, деревья) с наличием заводей. Порожистые участки равнинных рек. Галечно-валунные русла горного типа с неправильной поверхностью водного зеркала	0,067
Реки и поймы, весьма заросшие (со слабым течением), с большими глубокими промоинами. Валунные горного типа русла с бурным, пенистым течением, с изрытой поверхностью водного зеркала (с летящими вверх брызгами воды)	0,080
Поймы такие же, как и предыдущей категории, но с сильно неправильным косоструйным течением, заводьями и пр. Горно-водопадного типа русла с крупновалунным извилистым строением ложа, перепады ярко выражены, пенистость настолько сильна, что вода, потеряв прозрачность, имеет белый цвет, шум потока доминирует над всеми остальными звуками, делает разговор затруднительным	0,100
Реки болотного типа (заросли, кочки, во многих местах почти стоячая вода и пр.). Поймы лесистые, с очень большими мертвыми пространствами, с местными углублениями, озерами и пр.	0,133
Потоки типа селевых, состоящие из грязи, камней и т. п. Глухие поймы, сплошные, лесные, таежного типа. Склоны бассейна в естественном состоянии	0,200

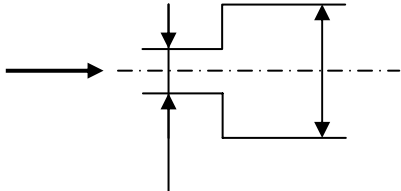
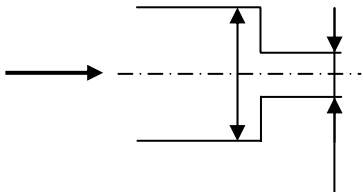
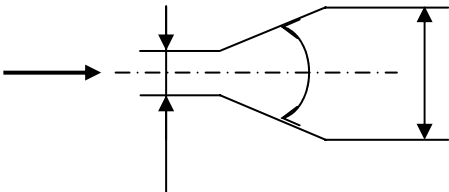
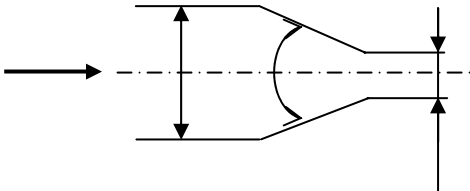
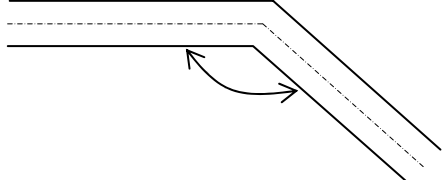
### 3.7.2 Потери напора в местных сопротивлениях

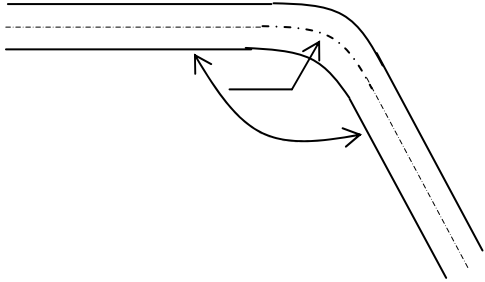
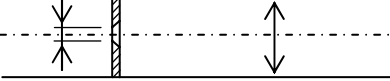
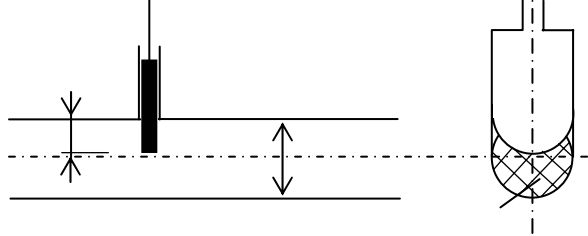
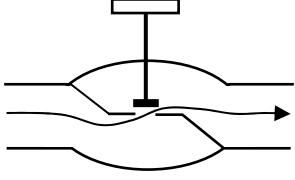
Кроме потерь энергии или напора по длине существуют потери, вызываемые изменением живого сечения или направления потока в местных сопротивлениях.

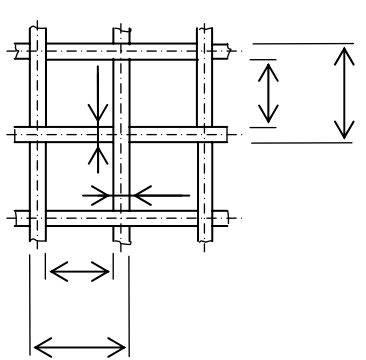
В местных сопротивлениях возникают водоворотные зоны и зоны интенсивного перемешивания потока жидкости. Потери напора определяются формулой Вейсбаха:  $\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g}$ , где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления (табл. 10).

Величина коэффициента местного сопротивления зависит от числа Рейнольдса:  $Re < 10000$ . Местные сопротивления оказывают влияние друг на друга при близком их взаимном расположении. Эти и другие эффекты в данных методических указаниях не представлены.

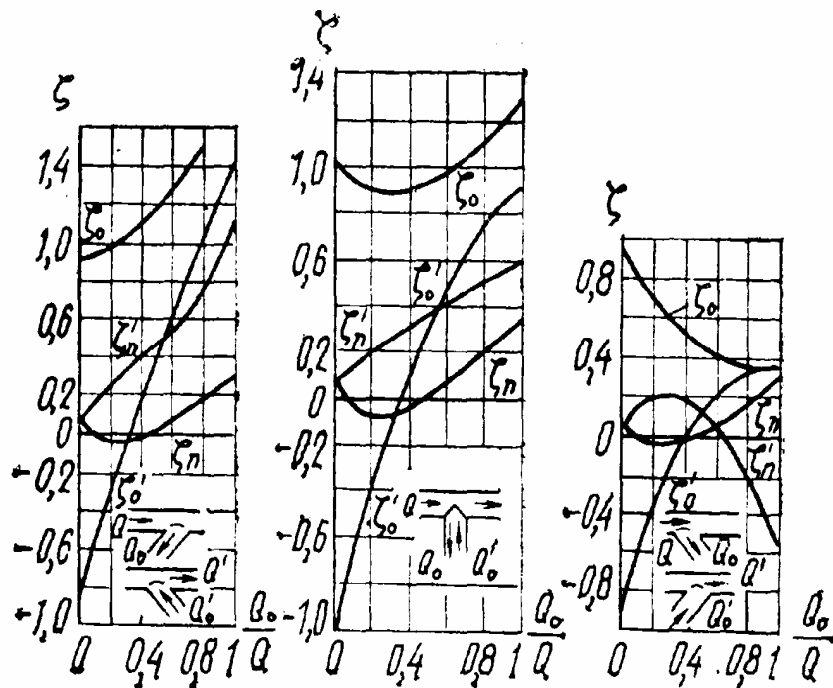
Таблица 10

Местное сопротивление		$\xi$																												
<p>Внезапное расширение</p> 		$\left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2$ $\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g}$																												
<p>Внезапное сужение</p> 		$0,5 \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right)$ $\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g}$																												
<p>Постепенное расширение (диффузор)</p> 		$K \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 + \lambda \frac{\left(1 - \frac{d_1^4}{d_2^4}\right)}{8 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)},$ <p>где <math>K \approx \sin(\alpha)</math>.</p> $\Delta h = \xi \frac{V_1^2}{2g}$																												
<table border="1" data-bbox="204 1149 853 1328"> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>4</td> <td>8</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>20</td> <td>24</td> </tr> <tr> <td><math>K</math></td> <td>0,02</td> <td>0,05</td> <td>0,1</td> <td>0,14</td> <td>0,16</td> <td>0,22</td> </tr> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>80</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td><math>K</math></td> <td>0,3</td> <td>0,42</td> <td>0,62</td> <td>0,72</td> <td>0,85</td> <td>1</td> </tr> </table>		$\alpha^0$	4	8	12	16	20	24	$K$	0,02	0,05	0,1	0,14	0,16	0,22	$\alpha^0$	30	40	50	60	80	90	$K$	0,3	0,42	0,62	0,72	0,85	1	
$\alpha^0$	4	8	12	16	20	24																								
$K$	0,02	0,05	0,1	0,14	0,16	0,22																								
$\alpha^0$	30	40	50	60	80	90																								
$K$	0,3	0,42	0,62	0,72	0,85	1																								
<p>Постепенное сужение (конфузор)</p> 		$0,5 K_{\text{ПС}} \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right) + \lambda \frac{\left(1 - \frac{d_2^4}{d_1^4}\right)}{\left(8 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right)}$ $\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g}$																												
<table border="1" data-bbox="204 1630 853 1720"> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>10</td> <td>20</td> <td>40</td> <td>60</td> <td>80</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td><math>K_{\text{ПС}}</math></td> <td>0,4</td> <td>0,25</td> <td>0,16</td> <td>0,18</td> <td>0,27</td> <td>0,36</td> </tr> </table>		$\alpha^0$	10	20	40	60	80	100	$K_{\text{ПС}}$	0,4	0,25	0,16	0,18	0,27	0,36															
$\alpha^0$	10	20	40	60	80	100																								
$K_{\text{ПС}}$	0,4	0,25	0,16	0,18	0,27	0,36																								
<p>Внезапный поворот трубы</p> 		<table border="1" data-bbox="898 1765 1385 1944"> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>20</td> <td>40</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td><math>K</math></td> <td>0,12</td> <td>0,3</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>80</td> <td>100</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td><math>K</math></td> <td>0,82</td> <td>1,37</td> <td>2,2</td> </tr> </table>	$\alpha^0$	20	40	60	$K$	0,12	0,3	0,5	$\alpha^0$	80	100	120	$K$	0,82	1,37	2,2												
$\alpha^0$	20	40	60																											
$K$	0,12	0,3	0,5																											
$\alpha^0$	80	100	120																											
$K$	0,82	1,37	2,2																											

Местное сопротивление	$\xi$																																
<p data-bbox="199 387 542 421">Закругленное колено</p> 	<p data-bbox="1074 387 1201 421"><math>\xi = \xi_{90} a</math></p> <p data-bbox="890 432 1385 533"><math>\xi_{90} = 0,02(100\lambda)^{2,5} + 0,106\left(\frac{d}{R}\right)^{2,5}</math></p> <table border="1" data-bbox="890 539 1385 891"> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td><math>a</math></td> <td>0,4</td> <td>0,55</td> <td>0,65</td> </tr> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> </tr> <tr> <td><math>a</math></td> <td>0,75</td> <td>0,83</td> <td>0,88</td> </tr> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>80</td> <td>90</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td><math>a</math></td> <td>0,95</td> <td>1,0</td> <td>1,13</td> </tr> <tr> <td><math>\alpha^0</math></td> <td>140</td> <td>160</td> <td>180</td> </tr> <tr> <td><math>a</math></td> <td>1,2</td> <td>1,27</td> <td>1,33</td> </tr> </table>	$\alpha^0$	20	30	40	$a$	0,4	0,55	0,65	$\alpha^0$	50	60	70	$a$	0,75	0,83	0,88	$\alpha^0$	80	90	120	$a$	0,95	1,0	1,13	$\alpha^0$	140	160	180	$a$	1,2	1,27	1,33
$\alpha^0$	20	30	40																														
$a$	0,4	0,55	0,65																														
$\alpha^0$	50	60	70																														
$a$	0,75	0,83	0,88																														
$\alpha^0$	80	90	120																														
$a$	0,95	1,0	1,13																														
$\alpha^0$	140	160	180																														
$a$	1,2	1,27	1,33																														
<p data-bbox="199 902 383 936">Диафрагма</p>  <table border="1" data-bbox="199 1070 858 1328"> <tr> <td><math>d_0/d_2</math></td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> </tr> <tr> <td><math>\varepsilon</math></td> <td>0,613</td> <td>0,616</td> <td>0,621</td> <td>0,628</td> </tr> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>292</td> <td>83,3</td> <td>29,5</td> <td>11,6</td> </tr> <tr> <td><math>d_0/d_2</math></td> <td>0,7</td> <td>0,8</td> <td>0,9</td> <td>1,0</td> </tr> <tr> <td><math>\varepsilon</math></td> <td>0,64</td> <td>0,667</td> <td>0,718</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>4,8</td> <td>1,76</td> <td>0,52</td> <td>0</td> </tr> </table>	$d_0/d_2$	0,3	0,4	0,5	0,6	$\varepsilon$	0,613	0,616	0,621	0,628	$\xi$	292	83,3	29,5	11,6	$d_0/d_2$	0,7	0,8	0,9	1,0	$\varepsilon$	0,64	0,667	0,718	1	$\xi$	4,8	1,76	0,52	0	$\xi \approx \left( \frac{d_2^2}{\varepsilon d_0^2} - 1 \right)^2,$ <p data-bbox="890 1081 1353 1160">где <math>\varepsilon</math> – коэффициент сжатия струи</p>		
$d_0/d_2$	0,3	0,4	0,5	0,6																													
$\varepsilon$	0,613	0,616	0,621	0,628																													
$\xi$	292	83,3	29,5	11,6																													
$d_0/d_2$	0,7	0,8	0,9	1,0																													
$\varepsilon$	0,64	0,667	0,718	1																													
$\xi$	4,8	1,76	0,52	0																													
<p data-bbox="199 1339 359 1373">Задвижка</p> 	$\xi \approx \left( \frac{\omega_2}{\varepsilon \omega_0} - 1 \right)^2$ <p data-bbox="938 1507 1337 1541">– аналогично диафрагме</p>																																
<p data-bbox="199 1686 798 1720">Вентиль с вертикальным шпинделем</p> 	<table border="1" data-bbox="914 1709 1369 1977"> <tr> <td><math>d_v</math>, мм</td> <td><math>\xi</math></td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>25,32</td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>40</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>50 и более</td> <td>7</td> </tr> </table>	$d_v$ , мм	$\xi$	15	16	20	10	25,32	9	40	8	50 и более	7																				
$d_v$ , мм	$\xi$																																
15	16																																
20	10																																
25,32	9																																
40	8																																
50 и более	7																																

Местное сопротивление	$\xi$
Потери в сварных стыках $\lambda_{\text{ст}} = \lambda + \xi_{\text{ст}} \frac{d}{l}$	$\xi_{\text{ст}} = 13,8 \left( \frac{\delta}{d} \right)^{1,5}$ где $\delta$ – эквивалентная высота сварного стыка
Потери в сетке 	$\xi = \frac{(92 - 78m)}{\text{Re}^*} + 0,7(1,05 - m),$ где $m = \frac{a^2}{t^2}$ – коэффициент скважности, $\text{Re}^* = \frac{U_1 a}{\nu},$ $U_1 = \frac{V}{m}$

Потери в тройниках из труб одного диаметра



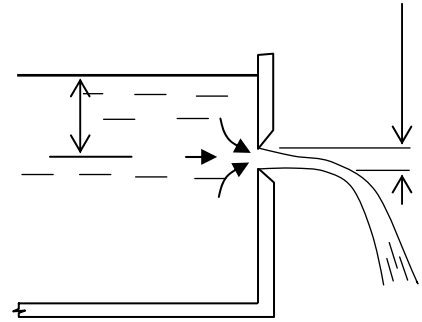
### 3.8. Истечение жидкости через отверстия и насадки

Наибольший интерес представляет задача о связи между напором в резервуаре и расходом жидкости через отверстие и насадки.

#### 3.8.1. Истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке

Стенка считается тонкой, если ее толщина  $\delta < 0,2d_0$ , где  $d_0$  – диаметр отверстия.

При выходе из отверстия струя сжимается. Сжатие обусловлено тем, что существует составляющая скорости в направлении перпендикулярном движению. В результате наличия инерции максимальное сужение наблюдается за отверстием (примерно на расстоянии  $0,5d_0$  (рис. 21).



Коэффициент сжатия струи  $\varepsilon = \frac{\omega_{сж}}{\omega_0}$  зави-

сит от вида отверстия.

Различаются:

1. *Отверстия с совершенным и несовершенным сжатием.* Отверстия с совершенным сжатием бывают при расположении отверстия до границ жидкости не менее трех размеров (рис. 22).

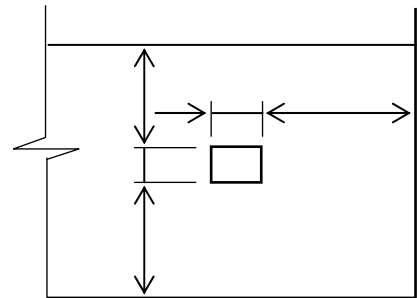
В отверстиях с несовершенным сжатием стенки частично направляют движение жидкости к отверстию, поэтому степень сжатия для таких отверстий меньше:

$$\varepsilon_{\text{несов}} = \varepsilon_{\text{сов}} \left( 1 + 0,4 \frac{n}{p} \right),$$

где  $p$  – периметр,  $n$  – часть периметра, по которой нет сжатия.

2. *Большие и малые отверстия.* Малое отверстие характеризуется условием:  $d_0 \leq 0 < 1H$ , где  $H$  – напор над центром отверстия. При этом условии скорость по высоте сечения не изменяется и  $\mu = 0,6 \dots 0,64$ . Для большого отверстия коэффициент расхода  $\mu$ , о котором речь пойдет ниже, приведен в табл. 11.

Действительная скорость истечения определяется из уравнения Бернулли:



$$V = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \sqrt{2g \left( H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)},$$

где  $\alpha$  – коэффициент Кориолиса ( $\alpha \approx 1$ );

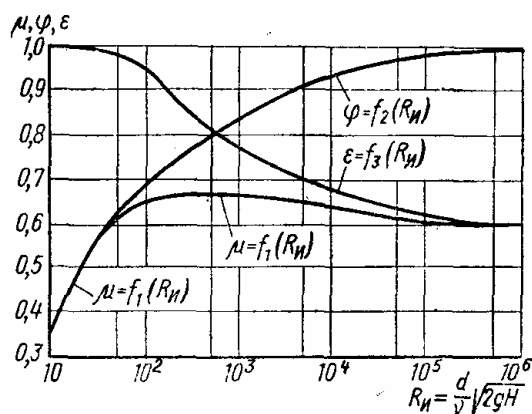
$\xi$  – коэффициент местного сопротивления (отверстия);

$p_1, p_2$  – давления на поверхности жидкости и на выходе из отверстия.

$w = w_0 \varphi$ , где  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}$  – коэффициент скорости.

Таблица 11

Типы больших отверстий	$\mu_0$
Отверстия средних размеров со сжатием струи со всех сторон при отсутствии направляющих стенок	0,65
Большие отверстия с несовершенным, но всесторонним сжатием	0,70
Донные отверстия без сжатия по дну со значительным влиянием бокового сжатия	0,65 – 0,70
То же с уменьшенным влиянием бокового сжатия	0,70 – 0,75
То же с весьма плавными боковыми подходами	0,80 – 0,85
То же с весьма плавными боковыми подходами к отверстию со всех сторон	0,90



Расход определяется как произведение действительной скорости на фактическую площадь сечения струи:

$$Q = V \omega_{сжс} = \varepsilon \omega_0 \varphi V_0 = \mu \omega_0 V_0,$$

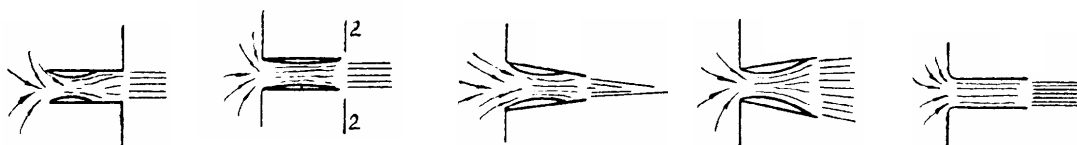
где  $\mu = \varepsilon \varphi$  – коэффициент расхода.

На рис. 23 показаны зависимости коэффициентов  $\varphi$ ,  $\varepsilon$  и  $\mu$  для круглого отверстия от  $Re_H$ , рассчитанного по идеальной скорости истечения.



### 3.8.2. Истечение жидкости из насадков

Насадком называют короткую трубку длиной  $(3 \dots 4) d$ , прикрепленную к отверстию. Существуют следующие виды насадков: цилиндрические – внутренний (рис. 24, а) и внешний (рис. 24, б); конические – сходящийся (рис. 24, в) и расходящийся (рис. 24, г); коноидальные (рис. 24, д).



**Цилиндрический внешний насадок** широко применяют на практике, например в гидротехнических сооружениях. Так, водоспуски в плотинах, трубы под насыпями рассчитывают по теории истечения жидкости через насадки. При этом происходит гидравлическое явление, физическая сущность которого заключается в следующем.

При входе жидкости в отверстие насадка вследствие изгиба линий токов происходит сжатие струи и на некотором расстоянии от входа в насадке образуется водоворотная зона. Вследствие сжатия струи внутри насадка создается вакуум, величина которого зависит от скорости течения, а следовательно, и от величины напора, над центром входного отверстия в насадок.

Полный действующий напор насадка как бы увеличивается за счет вакуума и складывается из напора над центром тяжести входного отверстия насадка и величины вакуума в сжатом сечении. Вместе с тем присоединение насадка к отверстию дает дополнительные потери напора по сравнению с истечением жидкости через отверстие без насадка, вызываемые внезапным расширением потока жидкости внутри насадка и трением потока о его внутреннюю поверхность.

Поэтому, чтобы дополнительные потери в насадке не были большими, необходимо его длину делать в пределах  $(3 \dots 4) d$ . Такой насадок называют насадком Вентури. Здесь  $d$  — внутренний диаметр насадка. Зависимость коэффициента расхода от напора (числа Рейнольдса) приведена на рис. 25.

**Цилиндрический внутренний насадок** показан на рис. 24, а. Физическая сущность гидравлического явления в этом насадке аналогична явлению во внешнем цилиндрическом насадке. Но коэффициенты сжатия, скорости и расхода при истечении жидкости через насадок полным входным сечением имеют следующие осредненные значения:

$$\varphi = 0,71; \varepsilon = 1 \text{ и } \mu = 0,71.$$

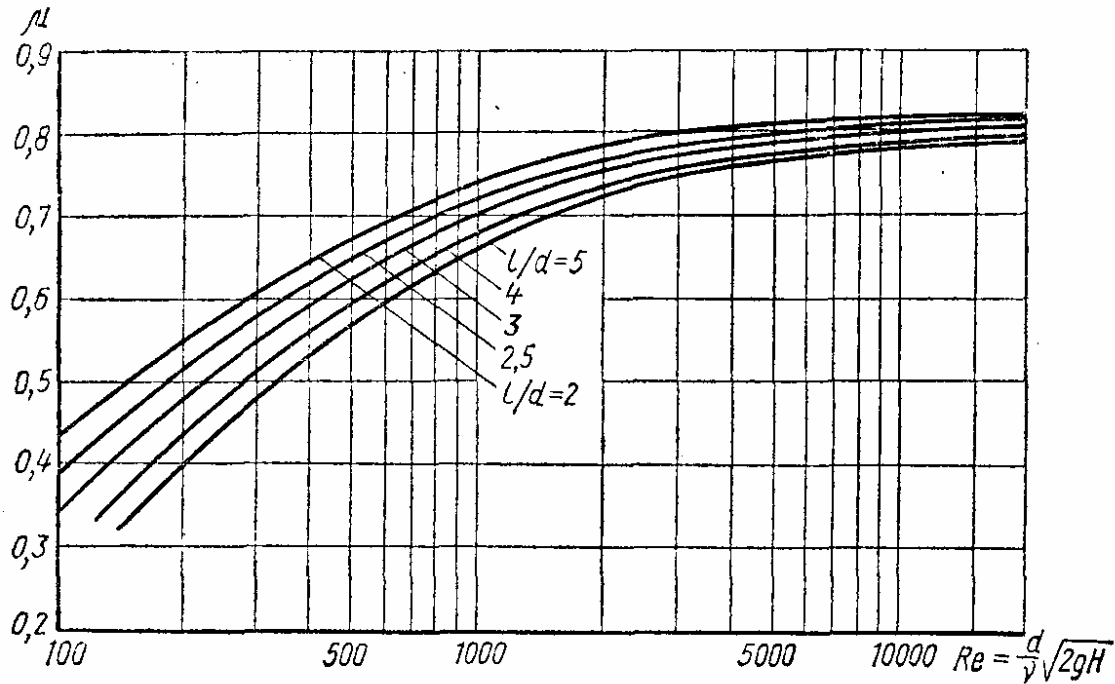


Рис. 25

Таким образом, внутренний цилиндрический насадок имеет бóльшие гидравлические сопротивления, чем внешний, что и приводит к уменьшению коэффициента скорости, а следовательно, и к уменьшению коэффициента расхода  $\mu$  до 0,71. Это указывает на худшие гидравлические характеристики у внутреннего цилиндрического насадка по сравнению с внешним, поэтому он реже применяется на практике.

**Конический сходящийся насадок** (см. рис. 24, в) имеет форму конуса, сходящегося по направлению к выходу струи. Конические сходящиеся насадки применяются там, где необходимо иметь большую удельную кинетическую энергию, например: в пожарных брандспойтах, гидромониторах, фонтанах, эжекторах и т.п. В этом насадке коэффициент расхода увеличивается в результате уменьшения гидравлических сопротивлений и, главным образом, уменьшения эффекта внезапного расширения потока. Значение коэффициентов гидравлических сопротивлений в конически сходящихся насадках достигает 0,06.

Опыты показывают, что коэффициент расхода  $\mu$  в этих насадках зависит от угла конусности  $\theta$ . При возрастании  $\theta$  от 0 до  $13^\circ 24'$  коэффициент  $\mu$  также увеличивается от 0,829 до 0,946; при дальнейшем увеличении  $\theta$  коэффициент  $\mu$  уменьшается.

При угле  $\theta = 13^\circ 24'$  коэффициент расхода имеет максимальное значение и достигает значения  $\mu = 0,946$ . При угле  $\theta = 13^\circ 24'$  сжатие струи в сечении  $C - C$  практически исчезает. Увеличение угла конусности  $\theta$  свыше  $13^\circ 24'$  приводит к некоторому уменьшению коэффициента расхода  $\mu$ , так как при этом происходит дополнительное сжатие струи при выходе из насадка.

**Конический расходящийся насадок** (см. рис. 24, г) применяется в тех случаях, когда нужно за счет уменьшения скорости значительно увеличить давление, например в реактивных гидротурбинах, центробежных насосах и др.

Скорость в сжатом сечении  $C - C$  больше, чем в выходном, и в результате этого давление в выходном сечении насадка больше, чем в сжатом сечении (что следует из уравнения Бернулли). В конически расходящемся насадке сжатие струи и вакуум больше, чем у цилиндрического внешнего, причем с увеличением угла конусности  $\theta$  вакуум возрастает.

Чем больше угол конусности  $\theta$ , тем легче струе оторваться от стенок насадка. Поэтому для надежности работы без срыва вакуума в конически расходящихся насадках допускается угол конусности  $\theta$ , равный  $5 - 7^\circ$ .

Потери энергии в коническом расходящемся насадке на внезапное расширение значительно больше потерь в других насадках, поэтому коэффициент расхода  $\mu$ , отнесенный к выходному сечению насадка, диаметром  $d_v$  при  $\theta = 5 \dots 7^\circ$ , равен примерно 0,5, а коэффициент сжатия  $\varepsilon \approx 1$ .

**Коноидальный насадок** (см. рис. 24, д). У коноидального насадка устраняется недостаток, имеющийся у конического сходящегося при  $\theta > 13^\circ 24'$ , т. е. сжатия струи при выходе из насадка не происходит и коэффициент сжатия  $\varepsilon = 1$ . Входная часть таких насадков выполнена по форме струи, вытекающей из отверстия, а выходной участок имеет цилиндрическую форму. Благодаря этому увеличиваются коэффициент скорости и коэффициент расхода. Можно принять для коноидальных насадков  $\mu = \varphi = 0,97 \dots 0,99$ .

Для получения больших значений коэффициентов  $\mu$  и  $\varphi$  необходимо, чтобы входная часть насадка была выполнена очень тщательно, а это практически вызывает трудности и поэтому он не получил широкого распространения на практике.

### Примеры решения задач

**Задача 1.** В бак, разделенный перегородкой на два отсека, подается вода в количестве  $Q = 4$  л/с (рис. 26). В перегородке бака имеется цилиндрический насадок, диаметром  $d_1 = 50$  мм и длиной  $l = 3d_1$ . Вода из второго отсека через отверстие  $d_2 = 32$  мм поступает в атмосферу. Определить высоты  $H_1$  и  $H_2$ .

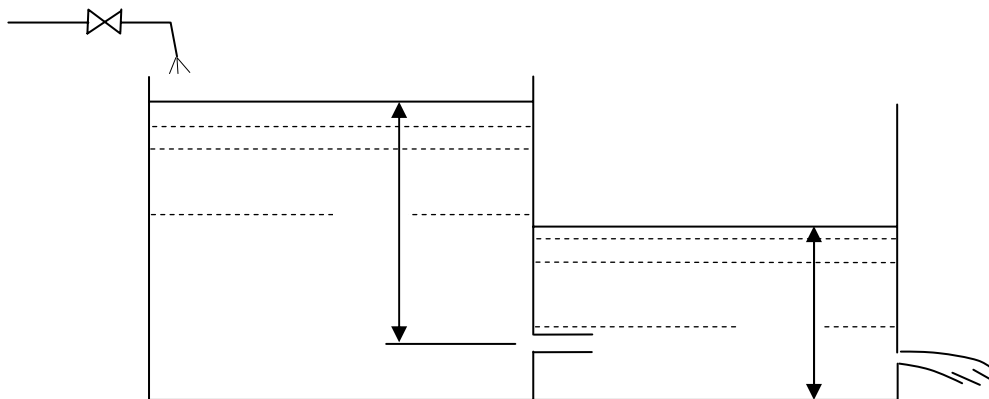


Рис. 26

**Решение.** Расход воды через отверстие определяется из уравнения:

$$Q = \mu_2 V_2 \omega_2 = \mu_2 \omega_2 \sqrt{2gH_2},$$

где  $\omega_2$  – площадь поперечного сечения отверстия  $d_2$ ,  $\mu_2 = 0,63$  – коэффициент расхода для тонкого отверстия.

Тогда необходимый расход  $Q$  обеспечивается напором, создаваемым столбом жидкости высотой  $H_2$ :

$$H_2 = \frac{1}{2g} \left( \frac{Q}{\mu_2 \omega_2} \right)^2 = \frac{1}{2 \cdot 9,81} \left( \frac{4 \cdot 0,001}{0,63 \frac{\pi (32 \cdot 0,001)^2}{4}} \right)^2 = 2 \text{ м.}$$

Расход воды, истекающей под уровень через насадок из первого во второй отсек, определяется аналогично:

$$Q = \mu_1 \omega_1 V_1 = \mu_1 \omega_1 \sqrt{2g(H_1 - H_2)},$$

где  $\omega_1$  – площадь поперечного сечения насадка  $d_1$ ,  $\mu_1 = 0,81$  – коэффициент расхода для насадка длиной  $l = 3 d_1$ .

Тогда необходимый расход  $Q$  обеспечивается напором, создаваемым столбом жидкости высотой  $H_1 - H_2$ :

$$H_1 - H_2 = \frac{1}{2g} \left( \frac{Q}{\mu_1 \omega_1} \right)^2 = \frac{1}{2 \cdot 9,81} \left( \frac{4 \cdot 0,001}{0,81 \frac{\pi (50 \cdot 0,001)^2}{4}} \right)^2 = 0,26 \text{ м.}$$

Высота  $H_1 = 2 + 0,26 = 2,26$  м.

**Задача 2.** Определить расход воды в горизонтальной трубе (рис. 27), соединяющей два резервуара и имеющей два участка:

Первый участок диаметром  $d_1 = 10$  мм и длиной  $l_1 = 50$  мм.

Второй участок диаметром  $d_2 = 12$  мм и длиной  $l_2 = 50$  мм.

Возвышение воды над осью трубки в левом сосуде  $h_1 = 1,5$  м, а в правом  $h_2 = 1,2$  м. Показания манометров  $p_1 = 0,21$  МПа,  $p_2 = 0,12$  МПа. Возвышение оси трубки над дном сосудов  $h = 30$  мм.

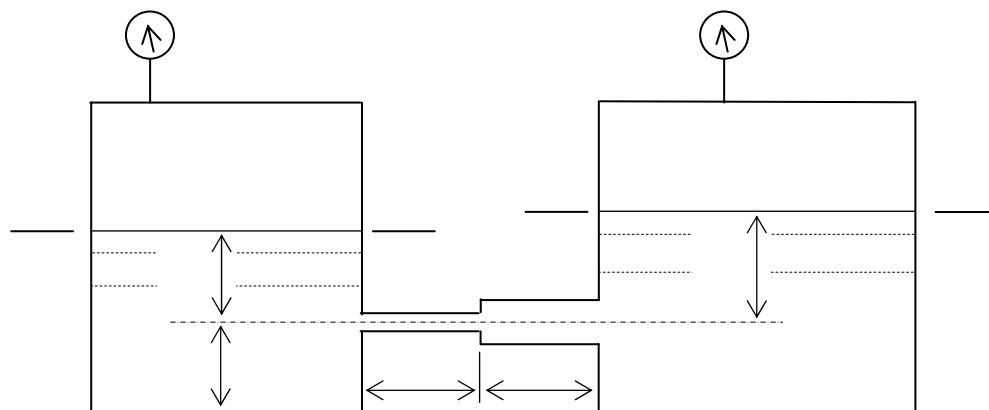


Рис. 27

**Решение.** Расход воды через отверстие определяется из уравнения Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$\rho g z_1 + p_1 = \rho g z_2 + p_2 + \Delta p_{1-2},$$

где потери давления

$$\Delta p_{1-2} = \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \xi_1 + \xi_2 \right) \left( \frac{4Q}{\pi d_1^2} \right)^2 \frac{\rho}{2} + \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \xi_3 \right) \left( \frac{4Q}{\pi d_2^2} \right)^2 \frac{\rho}{2},$$

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{эKB}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad \text{— коэффициент потерь на трение по длине.}$$

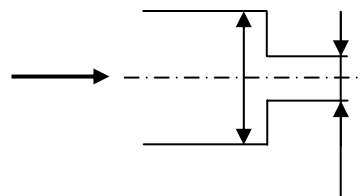
Предположим, что коэффициент потерь на трение по длине  $\lambda$  не зависит от числа Рейнольдса:

для первого участка:  $\lambda_1 = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{1}{10} \right)^{0,25} = 0,062$ ,

для второго участка:  $\lambda_2 = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{1}{12} \right)^{0,25} = 0,059$ ;

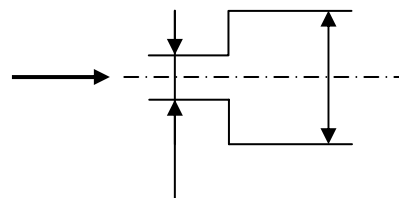
$\xi_1$  – вход в первый участок (внезапное сужение русла) (рис. 28):

$$\xi_1 = 0,5 \left( 1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) = 0,5 \left( 1 - \frac{10^2}{\infty^2} \right) = 0,5;$$



$\xi_2$  – переход от первого участка ко второму (внезапное расширение русла) (рис. 29):

$$\xi_2 = \left( 1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2 = \left( 1 - \frac{10^2}{12^2} \right)^2 = 0,0934;$$



$\xi_3$  – выход из второго участка во второй резервуар (внезапное расширение русла):

$$\xi_3 = \left( 1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2 = \left( 1 - \frac{12^2}{\infty^2} \right)^2 = 1.$$

Общие потери давления будут:

$$\begin{aligned} \Delta p_{1-2} &= \left( 0,062 \frac{50}{10} + 0,5 + 0,0934 \right) \left( \frac{4Q}{\pi(10/1000)^2} \right)^2 \frac{1000}{2} + \\ &+ \left( 0,059 \frac{50}{12} + 1 \right) \left( \frac{4Q}{\pi(12/1000)^2} \right)^2 \frac{1000}{2} = 1,22 \cdot 10^{13} \cdot Q^2, \end{aligned}$$

с другой стороны, из уравнения Бернулли

$$\begin{aligned} \Delta p_{1-2} &= \rho g z_1 + p_1 - \rho g z_2 - p_2 = (0,21 - 0,12) \cdot 1000000 + \\ &+ (1,5 - 1,2) \cdot 1000 \cdot 9,81 = 92943 \text{ Па} \end{aligned}$$

$$\text{Тогда } Q = \sqrt{\frac{92943}{1,22 \cdot 10^{13}}} = 0,000873249 \text{ м}^3/\text{с}.$$

**Задача 3.** Определить потери напора на трение по длине водопровода диаметром  $d = 15$  см, длиной  $l = 1$  км, если расход воды  $Q = 35$  л/с.

**Решение.** Коэффициент потерь на трение по длине  $\lambda$  определим по универсальной формуле Альтшуля:  $\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}$ .

Для расчета примем эквивалентную шероховатость внутренней по-

верхности трубы  $\Delta_{\text{экр}} = 1$  мм, кинематическую вязкость  $\nu = 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

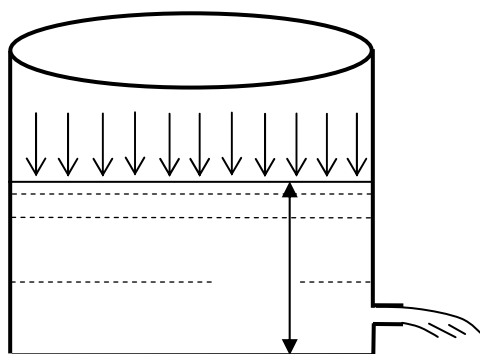
$$\text{Средняя скорость воды } V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,035}{\pi (0,15)^2} = 1,98 \text{ м/с.}$$

$$\text{Число Рейнольдса } Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,98 \cdot 0,15}{10^{-6}} = 297240.$$

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{1}{150} + \frac{68}{297240} \right)^{0,25} = 0,11 (0,00677 + 0,00023)^{0,25} = 0,0317.$$

$$\Delta h = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = 0,0317 \frac{1000}{0,15} \frac{1,98^2}{2 \cdot 9,81} = 42,2 \text{ м.}$$

**Задача 4.** Истечение воды из закрытого вертикального сосуда в атмосферу происходит при постоянном геометрическом напоре  $h = 3$  м через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 8$  см (рис. 30). Определить давление, необходимое на свободной поверхности воды в сосуде, чтобы расход при истечении  $Q = 50$  л/с.



**Решение.** Сужение струи при истечении из насадка не происходит, то есть коэффициент сжатия струи  $\epsilon = 1$ , коэффициент расхода  $\mu = \varphi$  равен

коэффициенту скорости  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} = 0,81$ . Тогда средняя скорость:

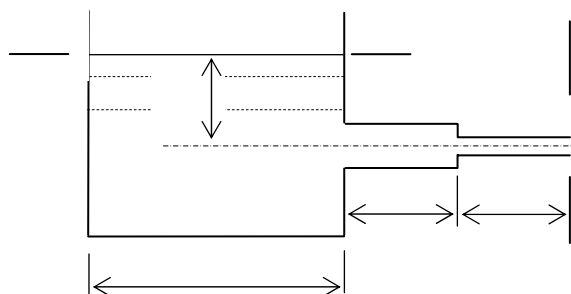
$$V_0 = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,05}{\pi (0,08)^2} = 9,95 \text{ м/с.}$$

С другой стороны:  $V_0 = \varphi \sqrt{2g \left( h + \frac{p}{\rho g} \right)}$ , откуда  $p = \frac{\rho \left( \frac{w_0}{\varphi} \right)^2}{2} - \rho g h =$

$$= \frac{1000 \left( \frac{9,95}{0,81} \right)^2}{2} - 1000 \cdot 9,81 \cdot 3 = 75448 - 29430 = 46017 \text{ Па.}$$

**Задача 5.** Определить  $H$  при вытекании воды из сосуда для обеспечения расхода воды  $Q = 7,5$  л/с (рис. 31), если  $d_1 = 5$  м,  $d_2 = 0,1$  м,  $d_3 = 0,05$  м,  $l_2 = 150$  м и  $l_3 = 50$  м.

**Решение.** Расход воды определяется из уравнения Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:



$$\rho g z_1 + p_1 = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2} \rho + \Delta p_{1-2},$$

где  $z_1 = H$ ,  $z_2 = 0$ ,  $p_1 = p_2 = p_{\text{ат}}$ .

Из-за большой протяженности трубопровода местными потерями можно пренебречь, тогда потери давления

$$\Delta p_{1-2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \left( \frac{4Q}{\pi d_2^2} \right)^2 \frac{\rho}{2} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \left( \frac{4Q}{\pi d_3^2} \right)^2 \frac{\rho}{2},$$

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{эКВ}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad \text{— коэффициент потерь на трение по длине.}$$

Предположим, что коэффициент потерь на трение по длине  $\lambda$  не зависит от числа Рейнольдса:

$$\text{для первого участка } \lambda_2 = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{эКВ}}}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{1}{100} \right)^{0,25} = 0,035,$$

$$\text{для второго участка } \lambda_3 = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{эКВ}}}{d_3} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{1}{50} \right)^{0,25} = 0,041.$$

Общие потери напора будут:

$$\begin{aligned} \Delta h_{1-2} = \frac{p_{1-2}}{\rho g} &= 0,035 \frac{150}{0,1} \left( \frac{4 \cdot 0,0075}{\pi (0,1)^2} \right)^2 \frac{1}{2 \cdot 9,81} + 0,041 \frac{50}{0,05} \left( \frac{4 \cdot 0,0075}{\pi (0,05)^2} \right)^2 \frac{1}{2 \cdot 9,81} = \\ &= 2,425 + 30,762 = 33,187 \text{ м.} \end{aligned}$$

$$\text{Скоростной напор } \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} = \frac{1}{2 \cdot 9,81} \left( \frac{4 \cdot 0,0075}{\pi (0,05)^2} \right)^2 = 0,744 \text{ м.}$$

$$H = \Delta h_{1-2} + \frac{\alpha_2 V^2}{2g} = 33,93 \text{ м.}$$



## КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ 2\*

**Задача 1.** Поршень диаметром  $D$  движется равномерно вниз в цилиндре, подавая жидкость в открытый резервуар с постоянным уровнем. Диаметр трубопровода  $d$ , длина  $l$ . Когда поршень находится ниже уровня жидкости в резервуаре на  $H$  (рис. 32, табл. 12), потребная для его перемещения сила равна  $F$ . Определить скорость поршня и расход жидкости в трубопроводе. Построить напорную и пьезометрическую линии. Коэффициент гидравлического трения трубы принять  $\lambda = 0,03$ . Коэффициент сопротивления входа в трубу  $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ . Коэффициент сопротивления выхода в трубу  $\xi_{\text{вых}} = 1,0$ .

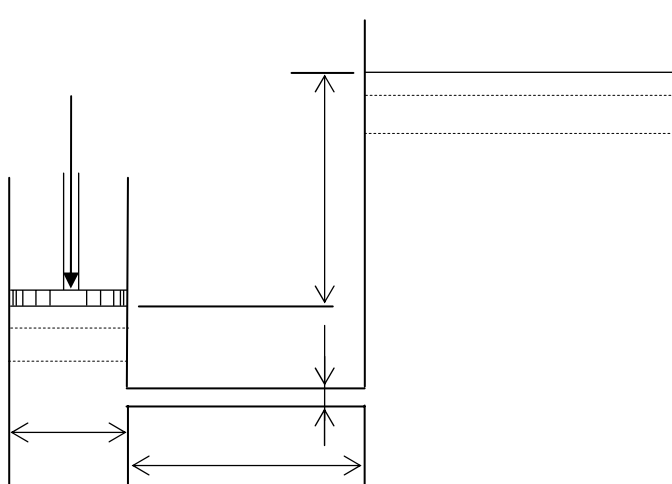


Рис. 32

Таблица 12

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Жидкость	Вода	Керосин	Бензин	Масло трансформаторное	Вода	Масло турбинное	Глицерин	Нефть	Бензин	Керосин
$F$ , Н	12400	27700	16700	12400	22000	5500	3100	1370	16700	8550
$D$ , мм	180	270	210	180	240	120	90	60	210	150
$d$ , мм	60	90	70	60	80	40	30	20	70	50
$l$ , м	18	27	21	18	24	12	9	6	21	15

**Задача 2.** Из открытого резервуара, в котором поддерживается постоянный уровень жидкости, по трубопроводу, имеющему два участка,

\* Данные для решения задач выбрать в соответствии с вариантом задания, используя прил. 2.

жидкость при температуре  $20^{\circ}\text{C}$  течет в другой резервуар, расположенный ниже на высоту  $H$ . Определить расход жидкости. В расчетах принять, что местные потери напора составляют 10 % потерь по длине (рис. 33, табл. 13).

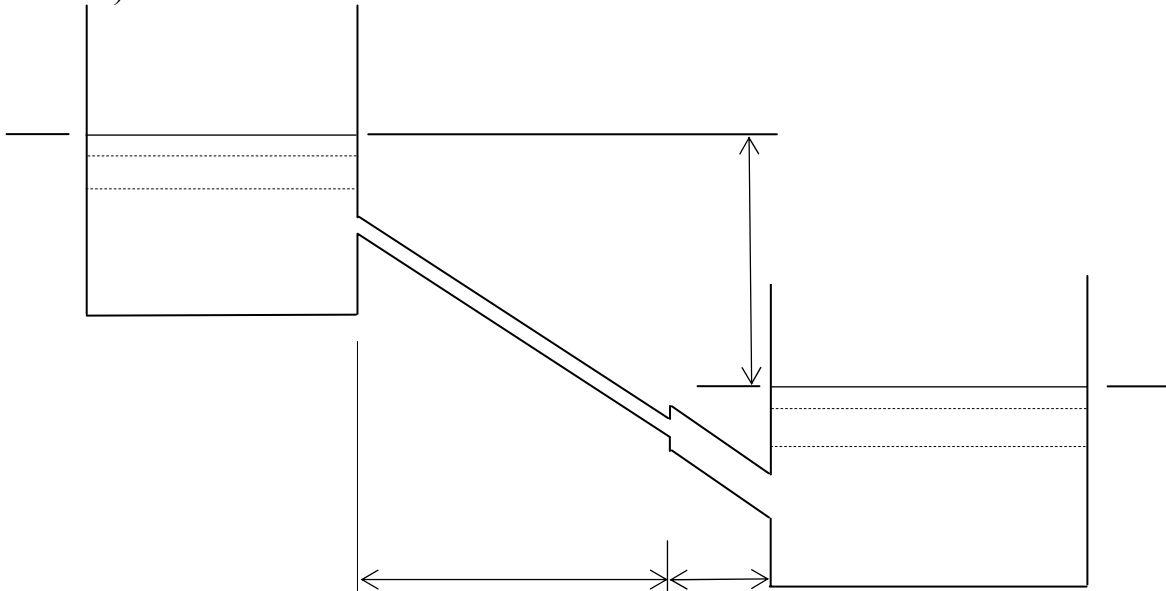


Рис. 33

Таблица 13

Вариант	Материал трубопровода	Жидкость	$H$ , м	$l = l_1$ , м	$l_2$ , м	$d$ , мм	$d_1 = d_2$ , мм
1	Чугун новый	Глицерин	6,00	6,80	6,20	65	50
2	Сталь нержавеющая	Бензин	7,70	9,20	7,00	50	32
3	Алюминий	Керосин	8,40	10,00	6,80	65	40
4	Чугун старый	Вода	6,10	12,00	9,10	40	32
5	Медь	Керосин	9,70	8,90	5,80	50	40
6	Сталь оцинкованная	Вода	7,00	8,20	7,00	65	50
7	Алюминий	Масло	9,00	7,10	5,40	65	40
8	Сталь старая	Вода	6,50	13,00	8,00	40	32
9	Медь	Керосин	8,70	7,80	7,20	50	40
10	Сталь старая	Глицерин	6,40	9,40	6,30	50	32

**Задача 3.** При истечении жидкости из резервуара в атмосферу по горизонтальной трубе, диаметра  $d$  и длиной  $2l$ , уровень в пьезометре, установленном посередине длины трубы, равен  $h$  (рис. 34, табл. 14). Определить расход  $Q$  и коэффициент гидравлического трения трубы  $\lambda$ , если ста-

тический напор в баке постоянен и равен  $H$ . Построить напорную и пьезометрическую линии. Сопротивлением входа в трубу пренебречь.

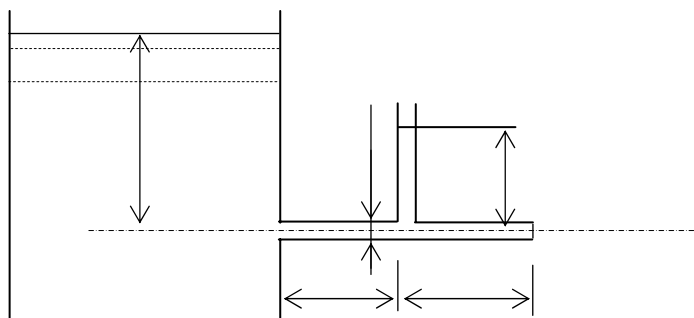


Рис. 34

Таблица 14

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Жидкость	Нефть	Керосин	Бензин	Масло трансформаторное	Вода	Масло турбинное	Глицерин	Вода	Керосин	Бензин
$h$ , м	4,5	4,5	3,0	3,5	3,0	4,0	4,5	4	3,5	3,0
$d$ , мм	300	30	30	50	40	30	35	50	40	20
$l$ , м	46	4,5	3,0	6,0	4,0	4,0	5,2	6,7	4,6	2

**Задача 4.** Определить длину трубы  $l$  (рис. 35, табл. 15), при которой расход жидкости  $Q$  из резервуара в атмосферу будет в два раза меньше, чем из отверстия того же диаметра  $d$ . Напор над отверстием равен  $H$ . Коэффициент гидравлического трения трубы принять  $\lambda = 0,025$ .

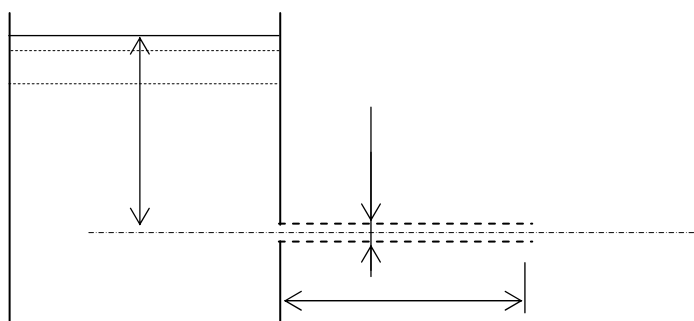


Рис. 35

Таблица 15

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Жидкость	Керосин	Масло веретенное	Вода	Масло веретенное	Керосин	Бензин	Вода	Керосин	Вода	Масло трансформаторное
$d$ , мм	50	100	10	100	45	40	8	50	12	60
$l$ , м	12	3	700	4	15	10	700	10	100	2

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

## Зависимость плотности воды от температуры

Температура $T$ , °С	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1000	1000	998	996	992	988	983	978	972	965	958

## Средние значения плотности и кинематической вязкости некоторых жидкостей

Жидкость	Плотность, кг/м <sup>3</sup> , при $T$ , °С		Кинематическая вязкость, Ст, при $T$ , °С			
	20	50	20	40	60	80
Вода пресная	998	-	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть Баку, легкая	884	-	0,25	-	-	-
Нефть Баку, тяжелая	924	-	1,4	-	-	-
Бензин авиационный	745	-	0,0073	0,0059	0,0049	-
Керосин Т-1 (очищенный)	808	-	0,025	0,018	0,012	0,010
Керосин Т-2 (тракторный)	819	-	0,010	-	-	-
Дизельное топливо	846	-	0,28	0,12	-	-
Глицерин	1245	-	9,7	3,3	0,88	0,38
Ртуть	13550	-	0,0016	0,0014	0,0010	-
Масла:		-				
касторовое	960	-	15	3,5	0,88	0,25
трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
АМГ-10	-	850	0,17	0,11	0,085	0,065
веретенное АУ	-	892	0,48	0,19	0,098	0,099
индустриальное 12	-	883	0,48	0,19	0,098	0,059
» 20	-	891	0,85	0,33	0,14	0,080
» 30	-	901	1,8	0,56	0,21	0,11
» 50	-	910	5,3	1,1	0,38	0,16
турбинное	-	900	0,97	0,38	0,16	0,088

## Средние значения эквивалентной шероховатости

Материалы труб, способ изготовления	$\Delta_{\text{ЭКВ}}$ , мм
Новые холоднотянутые и горячекатаные стальные трубы	0,060
Новые стальные сварные трубы	0,070
Новые обычные оцинкованные стальные трубы	0,12
Старые стальные сварные трубы	0,75
Сварные трубы из нержавеющей стали	0,075
Новые холоднотянутые алюминиевые трубы и трубы из алюминиевого сплава (дюралюминия)	0,030
Новые чугунные трубы	0,60
Бывшие в употреблении, но очищенные чугунные	0,90

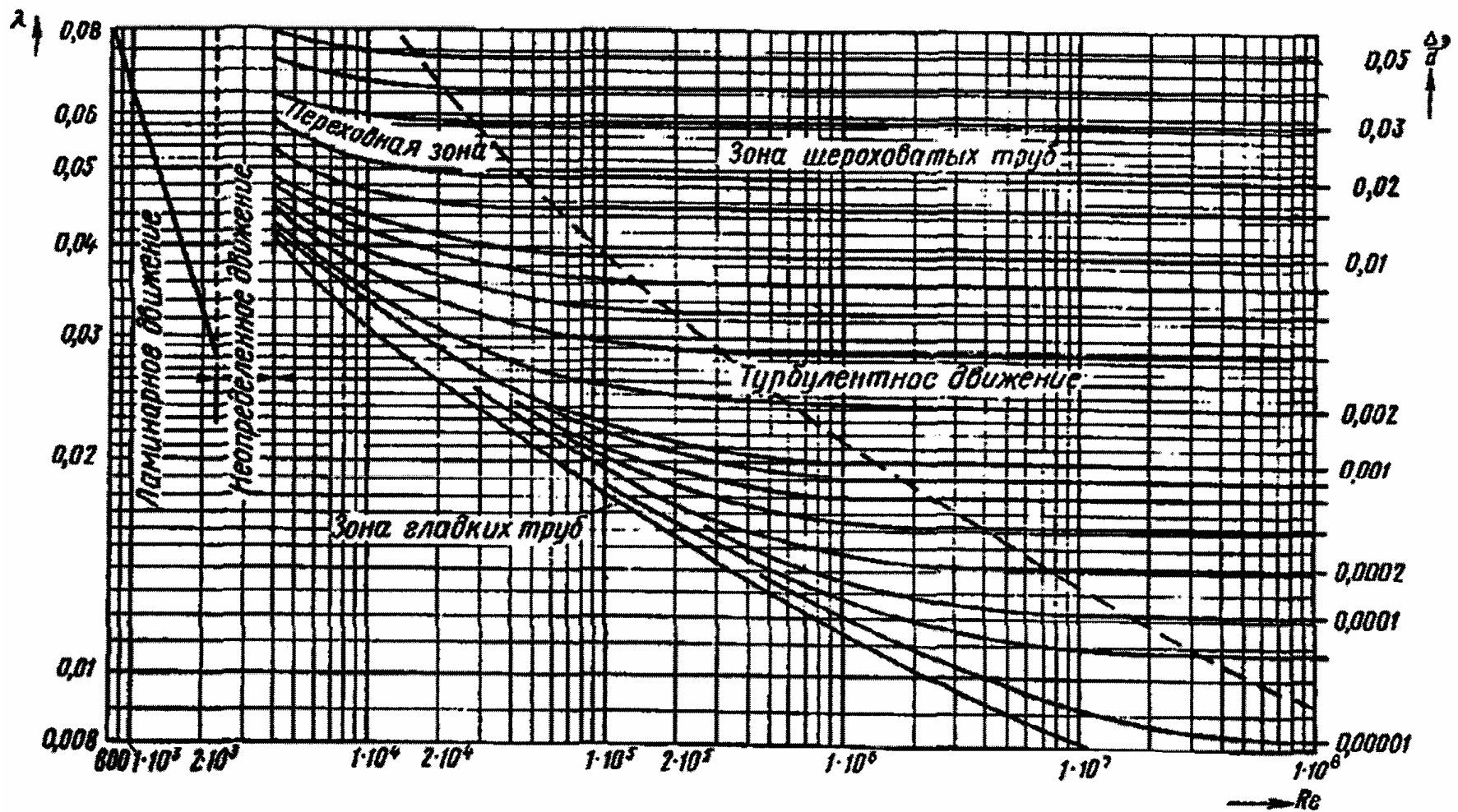
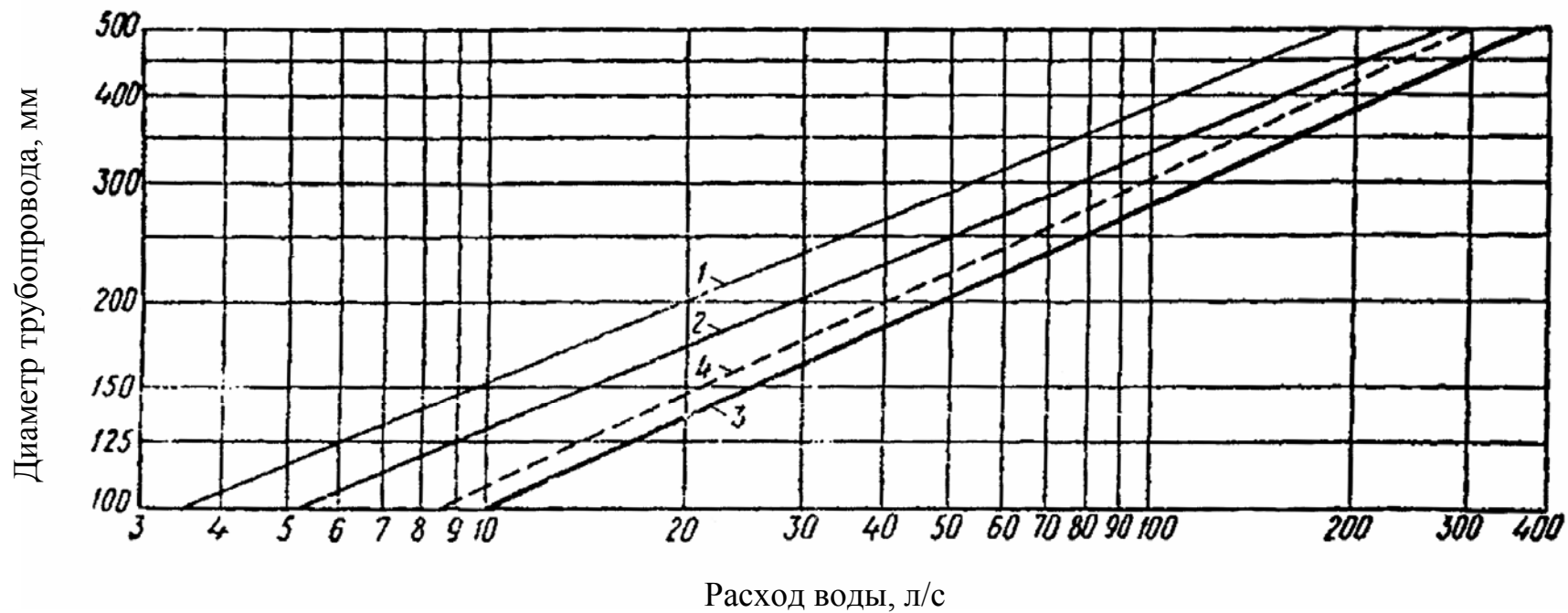


Рис. 36. Номограмма Кольтрука – Уайта для определения коэффициента гидравлического трения



*Рис. 37. График для ориентировочного определения диаметра труб:  
 1 – минимальный хозяйственный расход; 2 – предельный хозяйственный расход;  
 3 – пожарный расход; 4 – предельный расход при  $\xi = 0,5$*

## 4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

### 4.1. Тип трубопроводов и их классификация

Все трубопроводы можно разделить на гидравлически длинные и гидравлически короткие в зависимости от величины местных потерь.

Трубопроводы, у которых основными потерями являются потери по длине, а местными потерями и скоростным напором можно пренебречь, называются *гидравлически длинными трубопроводами*. В отдельных случаях местные потери, составляющие 10 – 15 % потерь напора по длине, могут быть учтены соответствующим коэффициентом. При расчетах длинных трубопроводов находят потери напора по длине  $h_{дл}$ , а местные потери напора учитывают, увеличивая  $h_{дл}$  на 5 – 10 %.

Трубопроводы, у которых местные потери напора и скоростной напор соизмеримы с потерями напора по длине (более 10 %), называются *гидравлически короткими трубопроводами*.

Водопроводные сети рассчитываются как гидравлически длинные трубопроводы, а всасывающие линии насосов (сифоны) – как гидравлически короткие.

Кроме этого трубопроводы делятся на простые и сложные. Простой трубопровод состоит из труб одного или нескольких диаметров и не имеет ответвлений. Сложный трубопровод имеет магистраль с разветвлениями в разных точках. Сложные трубопроводы делятся на два типа: разветвленные (тупиковые, рис. 36) и замкнутые (кольцевые, рис. 37).

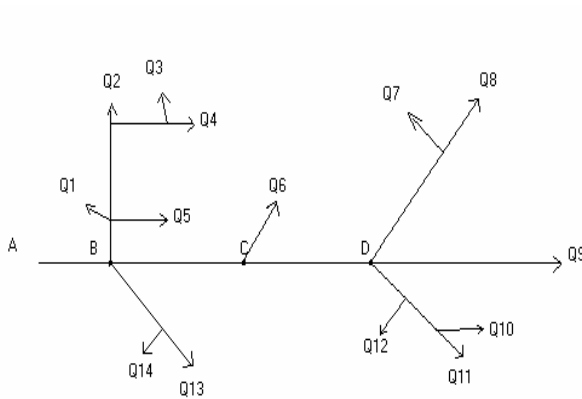


Рис. 36

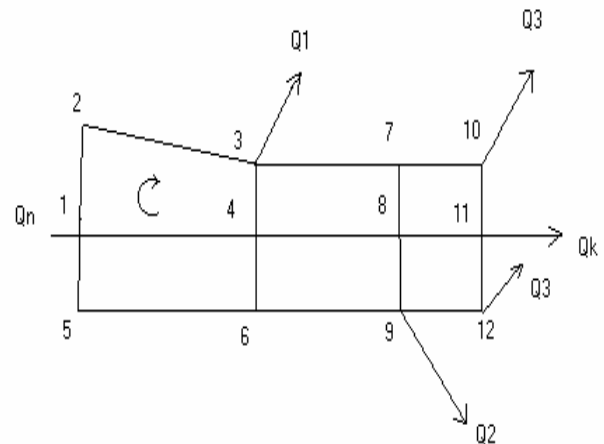


Рис. 37

На рис. 36 показана магистраль  $ABCD$ , от которой протянуты ветви. Места разветвлений трубопроводов называют узлами. На схеме показаны узлы  $B$ ,  $C$ ,  $D$ . Кольцевой трубопровод обеспечивает надежную подачу воды

за счет перераспределения расхода в сети, но при его строительстве требуется большее количество труб (см. рис. 39).

#### 4.2. Расчет гидравлически длинного трубопровода постоянного диаметра

Основной задачей при расчете трубопроводов является определение:

- расхода жидкости при известных диаметрах, длинах трубопровода и напоре;
- напора при известных расходах жидкости, диаметрах и длинах трубопровода;
- диаметра трубопровода при заданном расходе жидкости и напоре.

При гидравлическом расчете трубопроводов используют уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

и уравнение постоянства расходов

$$Q = v_i \omega_i = v_2 \omega_2 = \dots = v_n \omega_n.$$

Уравнение Бернулли обычно приводят к виду, пренебрегая местными потерями и скоростными напорами:

$$H = \sum h_w.$$

Выражают потери напора через гидравлический уклон:

$$H = J \cdot l, \quad J = H / l.$$

Выражают расход через расходную характеристику  $K$  и гидравлический уклон:

$$Q = K \sqrt{J}.$$

Расходная характеристика  $K = \omega C \sqrt{R}$  представляет собой расход в данной трубе при гидравлическом уклоне, равном единице:

$$H = \frac{Q^2 l}{K^2}.$$

При равномерном движении гидравлический и пьезометрический уклоны равны.

Пренебрегая скоростным напором, получим, что напорная и пьезометрическая линии совпадают.

Для вычисления напора запишем формулу:

$$H = A \cdot l \cdot Q^2,$$



где  $A = \frac{1}{K^2} = \frac{1}{\omega^2 C^2 R}$  – удельное сопротивление трубопровода;

при  $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$   $A = 0,0827 \frac{\lambda}{\alpha^5}$ .

Шероховатость  $\Delta$  определяют по таблицам в зависимости от материала, способа изготовления и степени эксплуатации труб.

С использованием  $Re_{кв}$  для начала квадратичной области по значениям  $\Delta$  найдены значения  $v_{кв}$ , при превышении которых наступает квадратичная область.

При турбулентном режиме движения отношение коэффициента Шези  $C_{кв}$  в квадратичной области к коэффициенту Шези в переходной области, обозначим  $\theta_1 = C/C_{кв}$ ;  $\theta_2 = \frac{1}{\theta_1^2}$ . Значение  $\theta_1$  и  $\theta_2$  приведены в таблицах.

$$K = \omega C \sqrt{R}, \text{ а } K_{кв} = \omega C_{кв} \sqrt{R}; \frac{K}{K_{кв}} = \frac{C}{C_{кв}} = \theta, \text{ поэтому } K = \theta_1 K_{кв},$$

где  $K_{кв}$  – расходная характеристика в квадратичной области сопротивления;

$K$  – расходная характеристика трубопровода.

Расход жидкости определяется по формулам

$$Q = \theta_1 K \sqrt{J}, \quad H = \theta_2 Q^2 l / K$$

При расчете трубопроводов большой протяженности используется формула

$$H = \theta_2 Q^2 L \cdot 1000 / K,$$

где  $L$  – длина трубопровода. Величины  $K$ ,  $1000/K^2$  приведены в таблицах.

Движение жидкости в трубопроводе обусловлено напором, равном разности  $H$  напоров в резервуарах питателя и приемника (рис. 38), или разности напоров в питателе и струе на выходе из трубы, если резервуар приемника отсутствует (рис. 39). Если разность напоров не будет изменяться во времени, то движение установившееся.

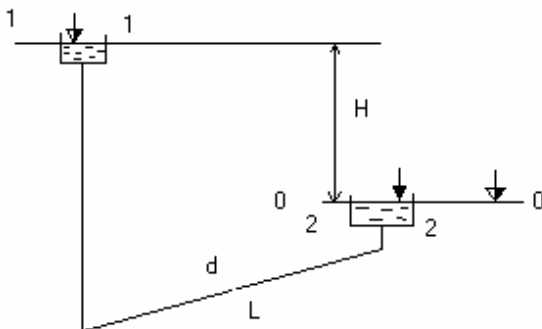


Рис. 38

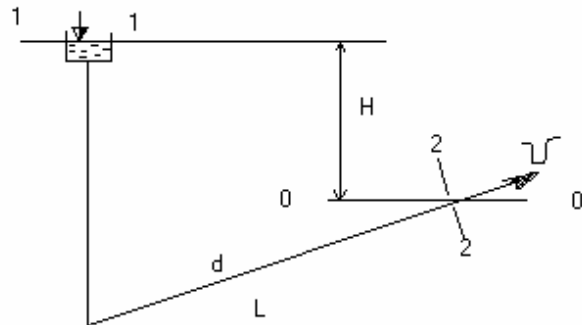


Рис. 39

### 4.3. Расчет трубопровода из последовательно соединенных труб

Трубопровод (рис. 40) состоит из труб различной длины и диаметров. В общем случае материал труб может быть различным. Система соединяет два резервуара. Заданы расход  $Q$ , длины труб и диаметры труб. Расходные характеристики берут из таблиц. Расход на каждом участке один и тот же.

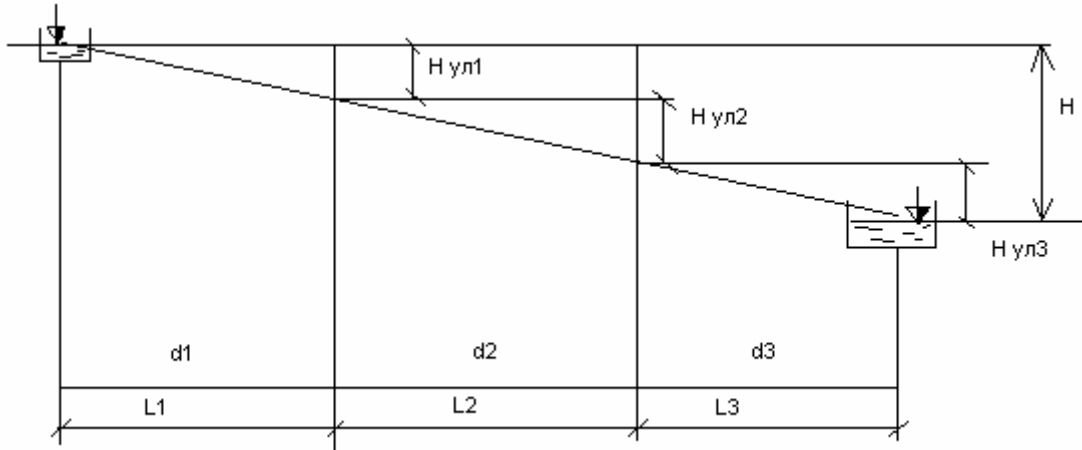


Рис. 40

На каждом  $i$ -м участке для пропуска расхода  $Q$  затрачивается часть суммарного напора  $H_i$

$$H_i = \frac{Q^2 l_i}{K^2} = h_{длi}, \quad i = 1, 2, 3, \dots$$

Так как местными потерями напора пренебрегали, напор  $H$  затрачивается на преодоление потерь напора по длине и равен сумме потерь напора на отдельных участках:

$$H = H_1 + H_2 + \dots + H_n = \sum_{i=1}^{i=n} H_i,$$

где  $n$  – номер участка трубопровода;

$$\text{или } H = Q^2 \sum_{i=1}^{i=n} \frac{l_i}{K^2}, \quad \text{или } H = Q^2 \sum_{i=1}^{i=n} A_i l_i,$$

где  $A_i$  – удельное сопротивление  $i$ -го участка

### 4.4. Расчет параллельного соединения труб

При параллельном соединении (рис. 41) между точками  $M$  и  $N$  про-

ходит несколько труб. Заданы расход  $Q$ , длины, диаметры, материал труб и расходные характеристики труб. На каждом участке движение происходит под действием одного и того же напора.

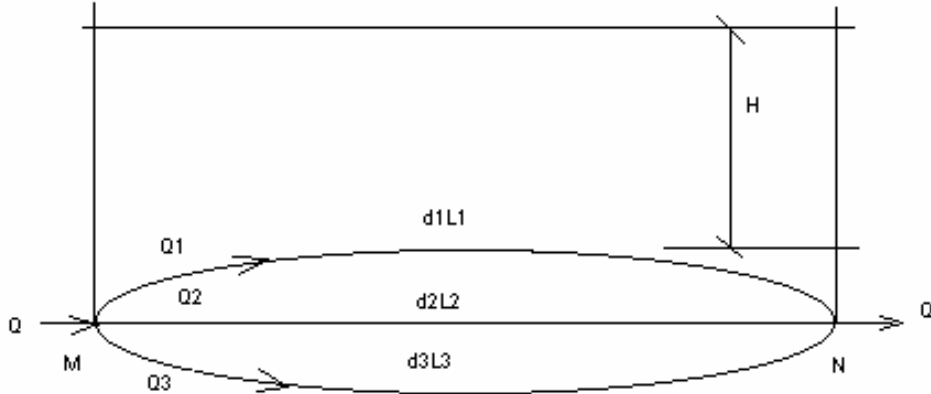


Рис. 41

В связи с различными длинами участков гидравлические уклоны на каждом участке будут различными:  $I_i = \frac{H}{l_i}$ .

Расход, проходящий по каждому участку,  $Q_i = K_i \sqrt{\frac{H}{l_i}}$ .

Сумма расходов на отдельных участках должна быть равна общему расходу, поступающему в систему из параллельно соединенных трубопроводов в точке  $M$  и выходящему из системы в точке  $N$ :

$$Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n = \sum_{i=1}^{i=n} Q_i.$$

В результате можем определить напор и расход в каждой из параллельно соединенных линий:

$$Q = \sqrt{H} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{K_i}{\sqrt{l_i}}, \quad H = \frac{Q^2}{\left( \sum_{i=1}^{i=n} \frac{K_i}{\sqrt{l_i}} \right)^2}, \quad Q = \sqrt{\frac{HK^2}{l}}.$$

Распределение расходов на участках заранее не известно. Поэтому все расходы на участках (пока еще неизвестные) выражают через один расход, например  $Q_1$ :

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{K_i}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_i}}, \quad Q_i = Q_1 \frac{K_i}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_i}}.$$

При расчетах предполагают сначала, что область сопротивления на

всех участках квадратичная, т.е.  $\theta_1 = \theta_2 = 1$ , а  $K = K_{\text{кв}}$ . С учетом этого находят  $H$ ,  $Q_i$ , затем находят средние скорости  $v_i$  на каждом участке и уточняют область сопротивления, сравнивая  $v_i$  и  $v_{\text{икв}}$ . При необходимости следует внести поправки и снова определить  $H$  и  $Q_i$ .

#### 4.5. Расчет трубопровода с непрерывным распределением расхода по длине

Часто встречаются случаи, когда по длине трубопровода происходит раздача некоторой части расхода жидкости или всего расхода, причем отбор жидкости потребителями происходит в некоторых сечениях по длине трубопровода. К таким трубопроводам относятся городские и сельские трубопроводы, поливные трубопроводы и т.д.

Рассмотрим трубопровод с непрерывным уменьшением расхода по длине (рис. 42).

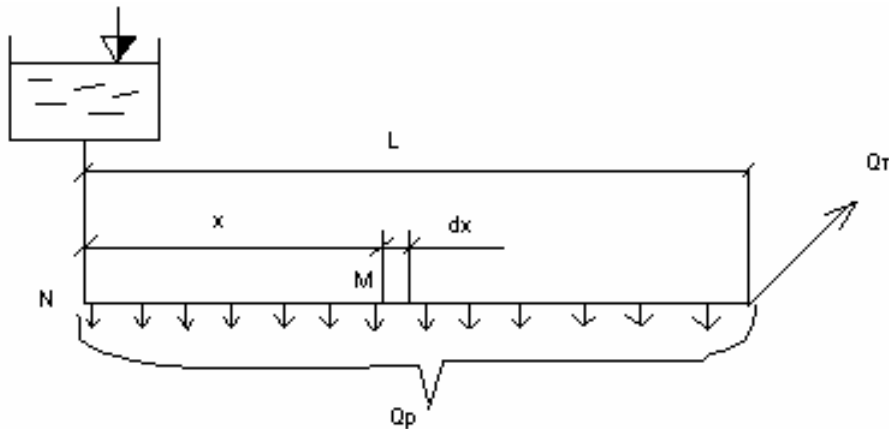


Рис. 42

Помимо расхода  $Q_p$ , линейно изменяющегося от  $Q_p$  до нуля, в общем случае по такому трубопроводу может проходить без изменения транзитный расход  $Q_T$ . Тогда в начале трубопровода расход равен  $Q_p + Q_T$ , а в конце  $Q_T$ .

Выделим на произвольном расстоянии  $x$  от начала участка сечение  $M$ , расход в котором  $Q_M$  меньше расхода в начальном сечении на расход, уже распределенный по длине  $x$ , т.е. на участке  $MN$

$$Q_M = Q_T + Q_p - \frac{Q_p}{l} x.$$

Гидравлический уклон в любом сечении определим, считая движение равномерным:

$$I = \frac{Q_i^2}{K_i^2}.$$

В пределах выделенного элемента  $d_x$ , примыкающего к сечению  $M$ , гидравлический уклон определяется:

$$I_M = \frac{Q_M^2}{K^2} = \frac{\left(Q_T + Q_p - \frac{Q_p}{l}x\right)^2}{K^2}.$$

Напор определяется:

$$H = \frac{l}{K^2} \left( Q_T^2 + Q_T Q_p - \frac{1}{3} Q_p^2 \right).$$

Ориентировочно можно принять

$$\left( Q_T^2 + Q_T Q_p - \frac{1}{3} Q_p^2 \right) \approx (Q_T + 0,55Q_p)^2$$

Введем понятие «расчетный расход»  $Q_{\text{расч}}$  :

$$Q_{\text{расч}} = (Q_T + 0,55Q_p).$$

$$\text{Тогда } H = \frac{Q_{\text{расч}}^2 l}{K^2} = \theta_2 \frac{Q_{\text{расч}}^2 l}{K_{\text{кв}}^2}.$$

Если  $Q_p = 0$ , то  $Q_{\text{расч}} = Q_T$ ; если  $Q_T = 0$ , то  $Q_{\text{расч}} = 0,55Q_p$ ; если  $Q_T > 0$  и  $Q_p > 0$ , то  $Q_{\text{расч}} = Q_T + 0,55Q_p$ .

$$\text{Если транзитный расход отсутствует, то } H = \frac{1}{3} \frac{Q_p^2 l}{K^2}.$$

## 4.6. Расчет коротких трубопроводов

### 4.6.1. Расчет всасывающего трубопровода

Всасывающий трубопровод относится к гидравлически коротким трубопроводам. Цель расчета состоит в определении высоты установки насоса  $z_{\text{нас}}$  или вакуумметрической высоты во всасывающем патрубке (рис. 43).

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2, причем первое выбрано на поверхности воды в водоеме (питателе), а второе – непосредственно перед входом в насос во всасывающем патрубке. Плоскость сравнения совмещена с сечением 1-1. Расход подаваемый насосом, известен.

Диаметр всасывающего трубопровода определяется при заданном расходе с учетом рекомендаций СНиП и средней скорости движения воды в трубопроводах насосных станций.

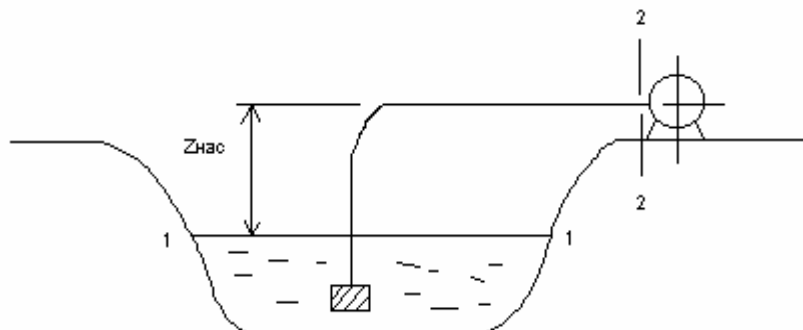


Рис. 43

Зная  $Q$  и выбрав значения  $v$ , найдем  $d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$ .

Далее, приняв ближайший стандартный диаметр, вновь находим среднюю скорость в трубопроводе и дальше используем ее в расчетах.

Уравнение Бернулли после подстановки имеет вид

$$\frac{p_{ат}}{\rho g} = z_{нас} + \frac{p_{нас}}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w,$$

где  $\alpha = 1$ ;  $z_{нас} = \frac{p_{ат} - p_{нас}}{\rho g} - \frac{\alpha v_2^2}{2g} - h_w$ ,  $\frac{p_{ат} - p_{нас}}{\rho g} = h_{вак}$ ;

$$z_{нас} = h_{вак} - \frac{\alpha v_2^2}{2g} - h_w; \quad h_w = h_m + h_{дл}, \quad h_m = \sum \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad h_{дл} = \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g};$$

$z_{нас} = h_{вак} - \left(1 + \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g}$ ,  $h_{вак, доп} \leq 6 \dots 7$  м по данным завода-изготовителя.

С помощью уравнения Бернулли можно решить и другую задачу: определить  $h_{вак}$  во всасывающем патрубке центробежного насоса при известной высоте установки  $z_{нас}$ ,  $h_{вак}$  зависит от конструкции насоса, рода и температуры перекачиваемой жидкости.

#### 4.6.2. Расчет сифонного трубопровода

Сифоном или сифонным трубопроводом (рис. 44) называют такой трубопровод, часть которого располагается вне уровня жидкости питающего резервуара. Сифонный трубопровод является более экономичным по сравнению с самотечным трубопроводом. Недостатком сифонного трубо-

провода является то, что он начинает работать только после заливки его жидкостью. Кроме того, в связи с накоплением газов он начинает работать неполным сечением. Течение жидкости в сифоне происходит благодаря разности давлений между внешним давлением  $p_T$  и давлением внутри сифона, а также напору, созданному разностью уровней жидкости.

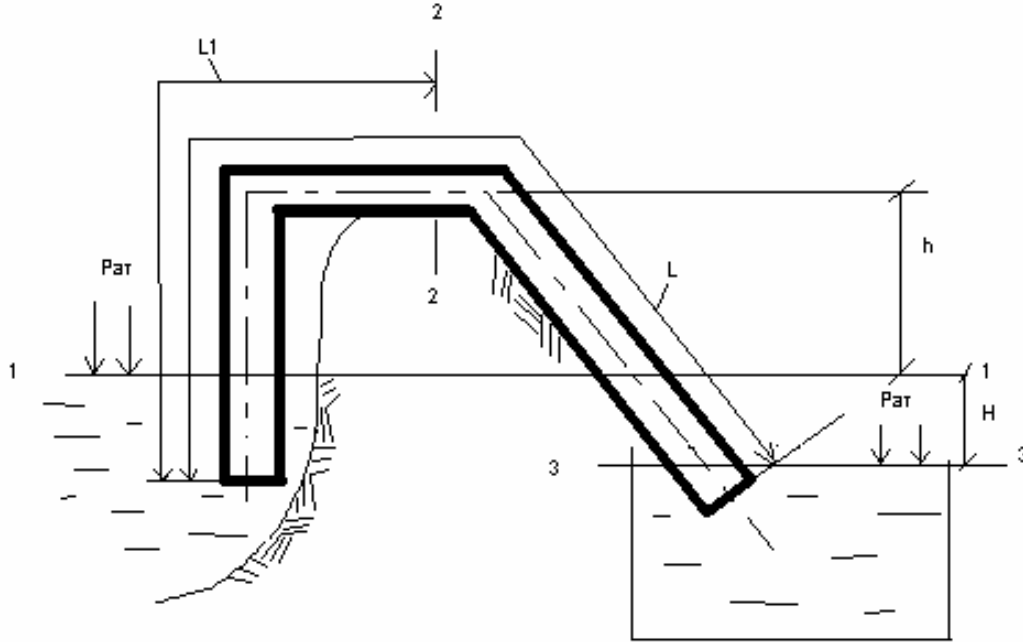


Рис. 44

При расчете сифонного трубопровода обычно требуется определить максимальную величину вакуума в сифоне, а также диаметр трубы при заданном расходе  $Q$  или величину вакуума и расход при заданном диаметре труб. Практически в сифонных трубопроводах вакуум не следует допускать более 0,07 МПа. Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 и определим слагаемые. Плоскость сравнения совмещена с сечением 1-1 .

$$v_1 = 0; z_1 = 0; p_1 = p_{ат}; v_2 = v_x; z_2 = h; p_2 = p_x; h_w = h_M + h_{дл};$$

$$h_M = \sum (\zeta_{вх} + \zeta_{пов}) \frac{v_x^2}{2g}; h_{дл} = \frac{l_1}{d} \frac{v_x^2}{2g};$$

$$\frac{p_{ат}}{\rho g} = h + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v^2}{2g} + (\zeta_{вх} + \zeta_{пов}) \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l_1}{d} \frac{v_x^2}{2g},$$

$$\frac{p_{ат} - p_x}{\rho g} = h_{вак} - \text{вакуумметрическая высота};$$

$$h_{вак} = h - \left( \alpha + \zeta_{вх} + \zeta_{пов} + \lambda \frac{l_1}{d} \right) \frac{v_x^2}{2g},$$

высота колена сифона  $h = h_{\text{вак}} - \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) \frac{v_x^2}{2g}$ .

Если необходимо определить расход  $Q$ , то уравнение Бернулли записывается для сечений 1-1 и 3-3.

$$v_1 = 0; z_1 = H; p_1 = p_{\text{ат}}; v_2 = 0; z_2 = 0; p_2 = p_{\text{ат}}; h_w = h_M + h_{\text{дл}}.$$

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta}} \sqrt{2gH}, \quad \sum \zeta = \zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{вых}},$$

$$Q = v\omega = \frac{\omega}{\sqrt{\alpha + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta}} \sqrt{2gH}.$$

#### 4.7. Расчет каналов и труб при неполном заполнении

Рассмотрим равномерное движение в открытых руслах. Оно будет происходить при следующих условиях: расход  $Q$ , площадь поперечного сечения  $\omega$ , глубина  $h$ , уклон дна  $l$  и коэффициент шероховатости русла  $n$  в любом поперечном сечении должны быть постоянными. Местные сопротивления отсутствуют.

Такие условия наблюдаются, например, в искусственных руслах-каналах, придорожных каналах-кюветах и канализационных трубах, работающих неполным сечением.

Взяв точки 1 и 2 в сечениях 1-1 и 2-2 и плоскость сравнения 0-0, проходящую по дну в сечении 2-2, из уравнения Бернулли получим (рис. 45):

$$h + il + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{дл}},$$

откуда, заменив

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

и выразив диаметр  $d$  через гидравлический радиус  $R$ , ( $d = 4R$ ), найдем скорость

$$v = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \sqrt{Ri},$$

а затем из уравнения неразрывности и расход

$$Q = v\omega = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \sqrt{Ri}. \quad (4)$$



Из условия равномерного движения  $h_1 = h_2$  и  $v_1 = v_2 = v = \frac{Q}{\omega}$ , а, следовательно,  $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$ .

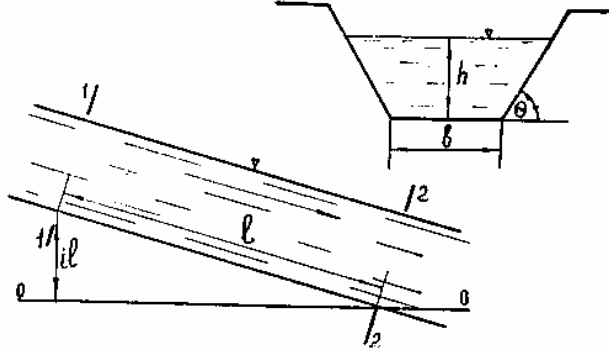


Рис. 45

Обозначив  $\sqrt{\frac{8g}{\lambda}} = C$ , получим  $v = C\sqrt{Ri}$  и  $Q = C\omega\sqrt{Ri}$ ,

где  $C$  – коэффициент Шези,  $m^{0,5}/c$ . Если обозначить  $\omega C\sqrt{R} = K$ , то получим  $Q = K\sqrt{i}$ , где  $K$  – пропускная способность или модуль расхода,  $m^3/c$ .

Для определения коэффициента Шези  $C$  существуют эмпирические зависимости, такие как формула Н.Н. Павловского.

$$C = \frac{1}{n} R^y,$$

где  $y$  – переменный показатель, зависит от коэффициента шероховатости  $n$  и гидравлического радиуса  $R$ . С некоторым допущением этот показатель принимают

$$y = 1,5\sqrt{n} \text{ при } R < 1 \text{ м, } y = 1,3\sqrt{n} \text{ при } R \geq 1 \text{ м.}$$

Гидравлический радиус  $R$  представляет собой отношение площади поперечного сечения потока к периметру стенок и дна этого сечения  $\chi$ . Часто в расчетах принимают  $y = \frac{1}{6}$  для круглого сечения и  $y = \frac{1}{5}$  для других сечений.

При расчете каналов иногда требуется запроектировать такую форму сечения канала, которая пропустит наибольший расход по сравнению с другими формами канала при одинаковых площадях живого сечения потока и заданном уклоне дна. Такое сечение называется гидравлически наивыгоднейшим. Из уравнения (4) следует, что  $Q_{\max}$  при  $\omega = \text{const}$  и  $i = \text{const}$

будет при  $(C\sqrt{R})_{\max}$ . Учитывая, что коэффициент Шези  $C$  зависит от  $R$  и  $n$ , при  $n = \text{const}$  комплекс  $(C\sqrt{R})$  будет иметь максимальное значение при  $R_{\max}$ , а следовательно, и при  $\chi_{\min}$  так как  $R = \frac{\Omega}{\chi}$

Отсюда получаем, что самым наивыгоднейшим сечением будет круглое, а для открытого канала – полукруглое, так как у них смоченный периметр  $\chi$  имеет наименьшее значение.

Для трапецеидальной формы канала гидравлически наивыгоднейшее сечение будет

$$\frac{b}{h} = 2\sqrt{1 + m^2} - m,$$

где  $m$  - коэффициент заложения откоса, назначается по справочным данным в зависимости от рода грунта, в котором проходит канал.

При расчете каналов необходимо учитывать воздействие скорости на стенки канала. Большие скорости могут разрушить стенки и дно канала, а малые способствуют выпадению частиц грунта из несущего потока. Поэтому окончательный расчет канала должен быть таким, чтобы расчетная скорость находилась в пределах  $v_{\max}$  и  $v_{\min}$ . Значения максимально допустимой скорости  $v_{\max}$  на размыв и минимальной  $v_{\min}$  на незаиление даются в справочниках.

Для облегчения расчетов по формулам существуют различные графические и табличные методы расчета каналов и коллекторов применительно к каждому виду сечения.

Отметим, что в эти формулы входит коэффициент  $\lambda$  для турбулентного режима при гидравлически шероховатой стенке, т.е. эти способы расчета верны при числах Рейнольдса, больших некоторого граничного значения  $Re_{\text{гр}}$ . При движении воды по каналам это условие практически всегда выполняется. Но при движении вязких жидкостей, например нефтепродуктов, может и не выполняться. В таком случае коэффициент  $\lambda$  надо подсчитывать по формулам в зависимости от режима движения.

### Примеры решения задач

**Задача 1.** Определить диаметр трубопровода  $d$  и определить необходимую высоту водонапорной башни  $H_6$  в точке  $A$  (рис. 46) для обеспечения расчетной подачи воды с расходом  $Q = 100$  л/с потребителю в точке  $B$  по трубопроводу длиной  $l = 500$  м, при разности отметок земли в точках  $A$  и  $B$   $z = 3$  м и минимальном свободном напоре в точке  $B$   $H_{св} = 12$  м.

Также определить свободный напор в точке  $B$   $H_{св}$  при расходе воды  $Q_1$ , составляющем половину расчетного ( $Q_1 = 0,5Q$ ).

Принять трубы чугунные, потери напора в местных сопротивлениях 10 % от потерь напора по длине.

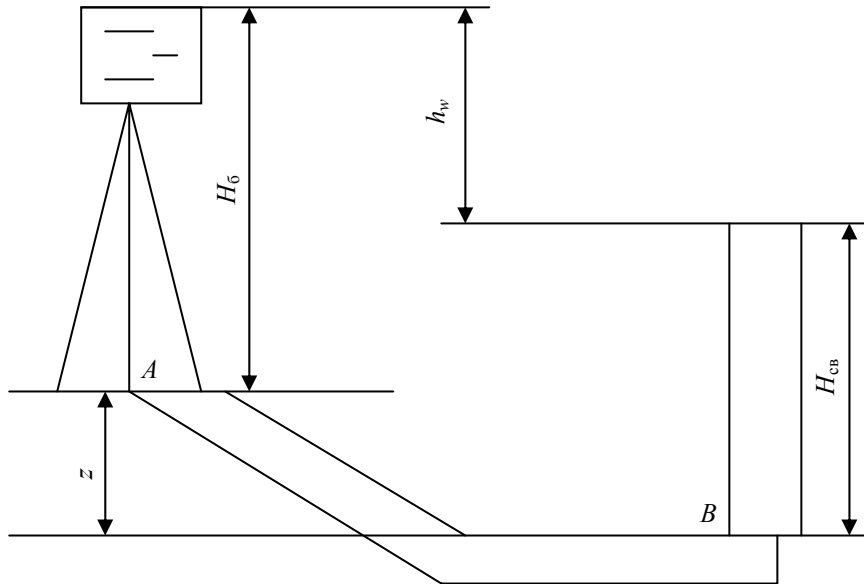


Рис. 46

**Решение.** Диаметр трубопровода назначается по предельным расходам. Для  $Q = 100$  л/с  $d = 300$  мм. Необходимая высота водонапорной башни

$$H_6 = H_{св} - z + h_{AB},$$

где  $h_{AB}$  – потери напора местные и по длине на участке  $AB$ .

Определим потери напора:

$$h_{AB} = 1,1 \frac{lQ^2}{K^2} = 1,1S_0 l Q^2,$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий потери напора в местных сопротивлениях;  $\frac{1}{K^2} = S_0$  – удельное сопротивление трубопровода,  $\text{с}^2/\text{м}^6$ ;  $K$  – расходная характеристика,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Значения  $K$  и  $S_0$  определяются по формулам

$$K = \frac{K_{\text{КВ}}}{\sqrt{K_1}}; \quad S_0 = S_{0\text{КВ}} K_1,$$

где  $S_{0\text{КВ}}$  и  $K_{\text{КВ}}$  – соответственно удельное сопротивление и расходная характеристика трубы, работающей в квадратичной области сопротивления (при скорости  $V \geq 1,2$  м/с);  $K_1$  – поправочный коэффициент, учитывающий неквадратичность зависимости потерь напора от средней скорости (переходная область сопротивления при  $V < 1,2$  м/с).

Найдем скорость движения воды в трубопроводе:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{Q}{0,785 d^2} = \frac{0,100}{0,785 \cdot 0,3^2} = 1,41 \text{ м/с}.$$

При скорости  $V > 1,2$  м/с труба работает в квадратичной области сопротивления.

Вычислим потерю напора двумя способами:

$$h_{AB} = 1,1 \frac{lQ^2}{K_{\text{КВ}}^2} = 1,1 \frac{500 \cdot 0,1^2}{1,027^2} = 5,21 \text{ м};$$

$$h_{AB} = 1,1 S_{0\text{КВ}} l Q^2 = 1,1 \cdot 0,95 \cdot 500 \cdot 0,1^2 = 5,22 \text{ м}.$$

Найдем высоту водонапорной башни:

$$H_6 = 12 - 3 + 5,22 = 14,22 \text{ м}.$$

Определим свободный напор, если расход уменьшится в два раза, т.е. составит  $Q_1 = 0,05$  м<sup>3</sup>/с

$$H_{\text{СВ}} = H_6 + z - h_{AB}.$$

Скорость в трубопроводе уменьшится вдвое, т.е.  $V_1 = 0,71$  м/с.

Вычислим потери напора. Так как скорость  $V < 1,2$  м/с, то следует внести поправочный коэффициент  $K_1$ :

$$h_{AB} = 1,1 \frac{lQ^2 K_1}{K_{\text{КВ}}^2} = 1,1 \frac{500 \cdot 0,05^2 \cdot 1,085}{1,027^2} = 1,41 \text{ м};$$

$$h_{AB} = 1,1 \cdot 0,95 \cdot 1,085 \cdot 500 \cdot 0,05^2 = 1,42 \text{ м};$$

$$H_{\text{СВ}} = 14,22 + 3 - 1,42 = 15,8 \text{ м}.$$

**Задача 2.** К системе, состоящей из двух параллельно соединенных стальных трубопроводов, имеющих длины  $l_1 = 200$  м и  $l_2 = 300$  м и диаметры  $d_1 = 200$  мм и  $d_2 = 250$  мм, подводится вода, расход которой  $Q = 50$  л/с.

Требуется определить величины расходов воды на каждом участке.

**Решение.** Определим потерю напора на участке с параллельным соединением труб:

$$h_{AB} = \frac{Q^2}{\left(\frac{K_1}{\sqrt{l_1}} + \frac{K_2}{\sqrt{l_2}}\right)^2} = \frac{0,050^2}{\left(\frac{0,379}{\sqrt{200}} + \frac{0,675}{\sqrt{300}}\right)^2} = 0,577 \text{ м.}$$

Зная величину  $h_{AB}$ , определяем величины  $Q_1$  и  $Q_2$ :

$$Q_1 = K_1 \sqrt{\frac{h_{AB}}{l_1}} = 0,379 \sqrt{\frac{0,577}{200}} = 0,0203 \text{ м}^3/\text{с} = 20,3 \text{ л/с};$$

$$Q_2 = K_2 \sqrt{\frac{h_{AB}}{l_2}} = 0,675 \sqrt{\frac{0,577}{300}} = 0,0296 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Выполним проверку правильности произведенных вычислений:

$$Q_1 + Q_2 = 20,3 + 29,6 = 49,9 \approx 50 \text{ л/с}.$$

Произведем уточнение расчета с учетом возможной неквадратичности сопротивления. Для этого определим скорости движения воды на участках:

$$V_1 = \frac{Q_1}{0,785 d_1^2} = \frac{0,0203}{0,785 \cdot 0,2^2} = 0,65 \text{ м/с};$$

$$V_2 = \frac{Q_2}{0,785 d_2^2} = \frac{0,0296}{0,785 \cdot 0,25^2} = 0,6 \text{ м/с}.$$

Скорости на участках меньше 1,2 м/с, следовательно, в принятые значения модулей расходов  $K$ , справедливые для квадратичной зоны сопротивления, необходимо ввести поправки.

$$K_1 = \frac{K_{KB1}}{\sqrt{R_1}} = \frac{0,379}{\sqrt{1,1}} = 0,361 \text{ м}^3/\text{с}; \quad K_2 = \frac{K_{KB2}}{\sqrt{R_2}} = \frac{0,675}{\sqrt{1,115}} = 0,639 \text{ м}^3/\text{с}.$$

С учетом введенных поправок

$$h_{AB} = \frac{0,05^2}{\left(\frac{0,361}{\sqrt{200}} + \frac{0,639}{\sqrt{300}}\right)^2} = 0,643 \text{ м};$$

$$Q_1 = 0,361 \sqrt{\frac{0,643}{200}} = 0,0205 \text{ м}^3/\text{с} = 20,5 \text{ л/с};$$

$$Q_2 = 0,639 \sqrt{\frac{0,643}{300}} = 0,0296 \text{ м}^3/\text{с} = 29,6 \text{ л/с};$$

$$Q_1 + Q_2 = 20,5 + 29,6 = 50,1 \approx 50 \text{ л/с}.$$

Как видим, уточнение расчета не дало существенного изменения результата. Эту же задачу можно решить иначе.

Потери напора в параллельно соединенных ветках трубопровода равны между собой, т.е.

$$h_{11} = h_{12} \text{ или } \frac{l_1 Q_1^2}{K_1^2} = \frac{l_2 Q_2^2}{K_2^2}.$$

Подставим известные величины в последнее выражение:

$$\frac{200 Q_1^2}{0,379^2} = \frac{300 Q_2^2}{0,675^2}.$$

Решим это равенство относительно неизвестного  $Q_1$ :

$$1392,4 Q_1^2 = 658,4 Q_2^2,$$

отсюда

$$Q_1 = 0,688 Q_2;$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = 0,688 Q_2 + Q_2 = 1,688 Q_2;$$

$$Q_2 = \frac{Q}{1,688} = \frac{0,05}{1,688} = 0,0296 \text{ м}^3/\text{с} = 29,6 \text{ л/с};$$

$$Q_1 = 50 - 29,6 = 20,4 \text{ л/с}.$$

Проверим правильность решения. Потери напора в параллельно соединенных трубопроводах равны между собой, т.е.  $h_{11} = h_{12}$ :

$$h_{11} = \frac{l_1 Q_1^2}{K_1^2} = \frac{200 \cdot 0,0204^2}{0,379^2} = 0,579 \text{ м}; \quad h_{12} = \frac{l_2 Q_2^2}{K_2^2} = \frac{300 \cdot 0,0296^2}{0,675^2} = 0,579 \text{ м},$$

следовательно, задача решена верно.

## КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ 3\*

**Задание 1.** Трубопровод состоит из трех участков, последовательно соединенных друг с другом. Известны диаметры  $d$ , длины  $l$ , материал и состояние труб. Также заданы отметки начального  $A$  и конечного  $B$  участка сложного трубопровода. В точке  $A$  сосредоточенный расход  $Q$ , на втором участке равномерно распределенный расход  $Q_p$ . В точке  $B$  задано значение свободного напора  $h_{св}$ .

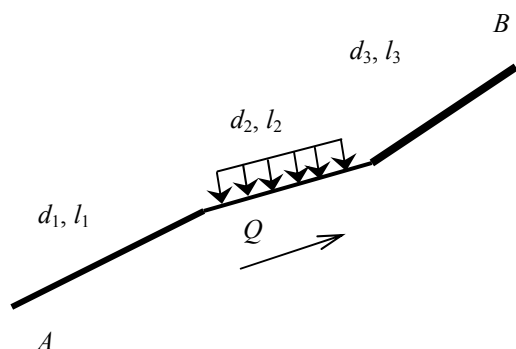


Рис. 47

Определить расходы на участках и требуемый напор  $H_{тр}$  в точке  $A$ , приняв местные потери 10% от потерь по длине (рис. 47, табл. 16).

Таблица 16

Вариант	Диаметры, мм			Длины, м			Материал и состояние труб	Отметки, м		$h_{св}$ м	$Q/Q_p$ л/с
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$l_1$	$l_2$	$l_3$		$A$	$B$		
1	100	125	150	100	100	100	Чугун, новые битумизированные	33	36	4	20/7
2	150	200	250	150	100	200		112	118	5	60/21
3	300	350	400	200	150	200	Чугун, новые небитумизированные	122	122	7	100/35
4	400	450	500	200	200	200		106	102	10	200/42
5	500	600	700	150	150	200	Чугун, бывшие в эксплуатации	88	83	12	400/48
6	100	150	125	100	150	150		56	66	3	40/10
7	250	150	200	100	150	200	Стальные, новые	68	72	5	70/17
8	400	300	350	200	150	200		132	136	6	90/32
9	500	450	400	125	200	100	Стальные, бывшие в эксплуатации	116	113	9	250/46
10	700	600	500	125	150	175		104	104	11	500/68

\* Данные для решения задач выбрать в соответствии с вариантом задания, используя прил. 3.

**Задание 2.** Центробежный насос 1 подает воду с температурой  $t$ . Расход воды составляет  $Q$ . Диаметр всасывающей трубы  $d$ , длина  $l$ . Труба 2 имеет два поворота по  $90^\circ$  и приемный клапан 3. Материал трубы задан, давление на свободной поверхности жидкости принять равным  $100 \text{ кН/м}^2$ .

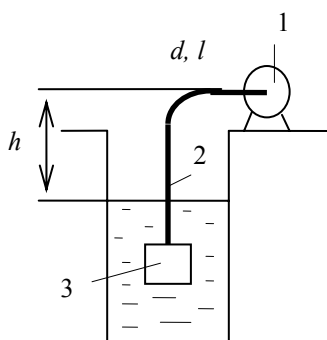


Рис. 48

Определить максимально возможную высоту установки насоса  $h$  над уровнем воды, исходя из условия, что давление воды при входе в насос должно быть на  $20 \text{ кН/м}^2$  выше давления парообразования (рис. 48, табл. 17).

Таблица 17

Вариант	$t, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{ л/с}$	$d, \text{ мм}$	$l, \text{ м}$	Материал и состояние труб
1	5	2,0	50	10	Стальные трубы сварные новые и чистые
2	10	5,0	75	15	
3	20	10,0	100	20	Стальные трубы сварные умеренно заржавевшие
4	25	12,5	125	22	
5	30	17,5	150	25	Стальные трубы сварные старые заржавевшие
6	40	15,0	150	20	
7	50	10,5	125	17	Стальные трубы сварные сильно заржавевшие
8	60	7,5	100	15	
9	70	3,5	75	11	Стальные трубы сварные с незначительной коррозией
10	80	1,5	50	7	



**Задание 3.** Определить пропускную способность для случаев последовательного и параллельного соединения трубопроводов согласно вариантам соединения трубопроводов (рис. 49, табл. 18). При расчетах использовать таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб.

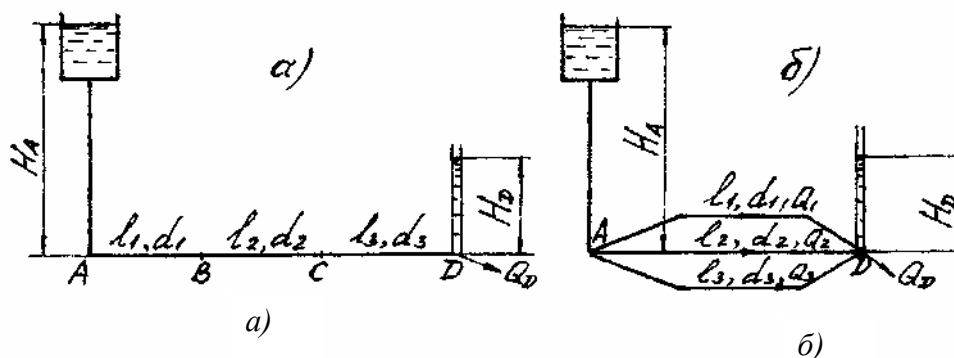


Рис. 49

Таблица 18

Вариант	Диаметры труб, м			Длины участков, м			Полные напоры, м		Трубы
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$H_A$	$H_D$	
1	0,200	0,150	0,100	110	60	90	11,0	3,5	Стальные, новые
2	0,200	0,125	0,100	120	70	60	12,8	4,0	
3	0,250	0,200	0,150	180	40	110	12,6	6,0	Стальные, бывшие в эксплуатации
4	0,150	0,200	0,125	70	40	130	11,0	5,0	
5	0,150	0,125	0,150	160	115	60	10,8	4,0	Чугун, новые Битумизированные
6	0,200	0,125	0,100	1990	70	80	11,0	2,0	
7	0,150	0,125	0,150	170	110	90	9,4	2,0	Чугун, новые Небитумизированные
8	0,150	0,125	0,100	210	105	50	10,0	3,0	
9	0,200	0,150	0,125	260	130	140	11,5	4,0	Чугун, бывшие в Эксплуатации
10	0,250	0,150	0,100	180	130	70	12,0	3,0	

## ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Значения эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости  $k_s$ 

Материал и вид трубы	Состояние трубы	$k_s$ , мм
Тянутые трубы из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	$\frac{0 - 0,002}{0,001}$
Бесшовные стальные трубы	Новые и чистые, тщательно уложенные	$\frac{0,01 - 0,02}{0,014}$
	После нескольких лет эксплуатации	$\frac{0,15 - 0,3}{0,2}$
Стальные трубы сварные	Новые и чистые	$\frac{0,03 - 0,1}{0,06}$
	С незначительной коррозией после очистки	$\frac{0,1 - 0,2}{0,15}$
	Умеренно заржавевшие	$\frac{0,3 - 0,7}{0,5}$
	Старые заржавевшие	$\frac{0,8 - 1,5}{1}$
Клепаные стальные трубы	Сильно заржавевшие или с большими отложениями	$\frac{2 - 4}{3}$
	Легко клепаные	0,5 - 3
Оцинкованные железные трубы	Сильно клепаные	До 9
	Новые и чистые	$\frac{0,1 - 0,2}{0,15}$
Чугунные трубы	После нескольких лет эксплуатации	$\frac{0,4 - 0,7}{0,5}$
	Новые асфальтированные	$\frac{0 - 0,16}{0,12}$
	Новые без покрытия	$\frac{0,2 - 0,5}{0,3}$
	Бывшие в употреблении	$\frac{0,5 - 1,5}{1}$
Асбестоцементные трубы	Очень старые	До 3
		$\frac{0,05 - 0,1}{0,085}$
Бетонные трубы	Новые из предварительно-напряженного бетона	$\frac{0 - 0,05}{0,03}$
	Новые центробежные	$\frac{0,15 - 0,3}{0,2}$
	Бывшие в употреблении	$\frac{0,3 - 0,8}{0,5}$
	Из необработанного бетона	1 - 3

**Значения модуля расхода  $K$  и коэффициента гидравлического трения  $\lambda$   
для новых битумизированных чугунных труб при  $\Delta = (0,10 \dots 0,15)$  мм  
(квадратичная область сопротивления)**

$D$ , мм	$K$ min, л/с	$K^2$ min, (л/с) <sup>2</sup>	$K_{CP}$ , л/с	$K^2_{CP}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$K_{max}$ , л/с	$K^2_{max}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$\lambda$ min	$\lambda_{cp}$	$\lambda$ max
50	12,16	147,9	12,47	156,5	12,80	163,8	0,0230	0,0242	0,0255
75	35,41	$1,254 \cdot 10^3$	36,07	$1,301 \cdot 10^3$	37,03	$1,371 \cdot 10^3$	0,0209	0,0220	0,0230
100	74,96	$5,619 \cdot 10^3$	76,16	$5,800 \cdot 10^3$	77,70	$6,037 \cdot 10^3$	0,0200	0,0208	0,0215
125	133,3	$17,769 \cdot 10^3$	135,2	$18,279 \cdot 10^3$	138,9	$19,253 \cdot 10^3$	0,0190	0,0200	0,0206
150	214,2	$45,882 \cdot 10^3$	219,3	$48,092 \cdot 10^3$	227,8	$51,893 \cdot 10^3$	0,0177	0,0191	0,0200
200	457,4	$20,921 \cdot 10^4$	474,9	$22,553 \cdot 10^4$	484,3	$23,455 \cdot 10^4$	0,0165	0,0172	0,0185
250	833,3	$69,439 \cdot 10^4$	845,7	$71,521 \cdot 10^4$	859,3	$73,840 \cdot 10^4$	0,0160	0,0165	0,0170
300	1334	$17,796 \cdot 10^5$	1352	$18,279 \cdot 10^5$	1387	$19,238 \cdot 10^5$	0,0153	0,0161	0,0165
350	1986	$39,442 \cdot 10^5$	2019	$40,764 \cdot 10^5$	2065	$42,642 \cdot 10^5$	0,0149	0,0156	0,0161
400	2801	$78,456 \cdot 10^5$	2863	$81,968 \cdot 10^5$	2924	$85,498 \cdot 10^5$	0,0145	0,0151	0,0158
450	3817	$14,569 \cdot 10^6$	3878	$15,039 \cdot 10^6$	3924	$15,398 \cdot 10^6$	0,0142	0,0148	0,0153
500	5020	$25,200 \cdot 10^6$	5096	$25,969 \cdot 10^6$	5193	$26,967 \cdot 10^6$	0,0140	0,0145	0,0150
600	8079	$65,270 \cdot 10^6$	8169	$66,733 \cdot 10^6$	8377	$70,174 \cdot 10^6$	0,0134	0,0141	0,0145
700	12008	$14,419 \cdot 10^7$	12251	$15,009 \cdot 10^7$	12596	$15,866 \cdot 10^7$	0,0128	0,0136	0,0141
800	16949	$28,727 \cdot 10^7$	17324	$30,012 \cdot 10^7$	18897	$35,710 \cdot 10^7$	0,0125	0,0132	0,0138
900	23069	$53,218 \cdot 10^7$	23627	$55,804 \cdot 10^7$	24177	$58,453 \cdot 10^7$	0,0122	0,0128	0,0134
1000	30513	$93,104 \cdot 10^7$	31 102	$96,733 \cdot 10^7$	31730	$100,68 \cdot 10^7$	0,0120	0,0125	0,0130

**Значения модуля расхода  $K$  и коэффициента гидравлического трения  $\lambda$   
для новых небитумизированных чугунных труб при  $\Delta = (0,25 \dots 1,00)$  мм  
(квадратичная область сопротивления)**

$D$ , мм	$K$ min, л/с	$K^2$ min, (л/с) <sup>2</sup>	$K_{CP}$ , л/с	$K^2_{CP}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$K_{max}$ , л/с	$K^2_{max}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$\lambda$ min	$\lambda_{cp}$	$\lambda$ max
50	8,77	76,91	9,64	92,93	11,22	125,89	0,0300	0,0410	0,0490
75	26,24	688,54	28,42	807,70	33,23	1104,2	0,0260	0,0350	0,0416
100	56,40	$3,1810 \cdot 10^3$	61,37	$3,7663 \cdot 10^3$	70,94	$5,0325 \cdot 10^3$	0,0240	0,0320	0,0380
125	102,32	$10,469 \cdot 10^3$	110,59	$12,230 \cdot 10^3$	125,93	$15,858 \cdot 10^3$	0,0230	0,0300	0,0350
150	166,53	$27,732 \cdot 10^3$	181,42	$32,906 \cdot 10^3$	204,78	$41,943 \cdot 10^3$	0,0220	0,0280	0,0330
200	359,35	$1,2913 \cdot 10^5$	391,36	$1,5288 \cdot 10^5$	429,20	$1,8421 \cdot 10^5$	0,0210	0,0255	0,0300
250	649,83	$4,2228 \cdot 10^5$	701,99	$4,9280 \cdot 10^5$	770,71	$5,9398 \cdot 10^5$	0,0200	0,0240	0,0280
300	1 059,4	$11,223 \cdot 10^5$	1 128,3	$12,724 \cdot 10^5$	1 242,7	$15,443 \cdot 10^5$	0,0190	0,0230	0,0262
350	1 588,6	$25,237 \cdot 10^5$	1 684,8	$28,383 \cdot 10^5$	1 878,4	$35,285 \cdot 10^5$	0,0180	0,0224	0,0252
400	2262,6	$51,194 \cdot 10^5$	2 394,4	$57,312 \cdot 10^5$	2669,3	$71,252 \cdot 10^5$	0,0170	0,0215	0,0242
450	3 076,7	$94,661 \cdot 10^5$	3 260,9	$106,34 \cdot 10^5$	3626,7	$131,48 \cdot 10^5$	0,0168	0,0209	0,0235
500	4054,7	$16,439 \cdot 10^6$	4283,3	$18,347 \cdot 10^6$	4776,7	$22,810 \cdot 10^6$	0,0165	0,0206	0,0230

Окончание табл.

$D$ , мм	$K$ min, л/с	$K^2$ min, (л/с) <sup>2</sup>	$K_{CP}$ , л/с	$K^2_{CP}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$K_{max}$ , л/с	$K^2_{max}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$\lambda$ min	$\lambda$ ср	$\lambda$ max
600	6570,5	$43,171 \cdot 10^6$	6 860,5	$47,066 \cdot 10^6$	7662,4	$58,706 \cdot 10^6$	0,0160	0,0200	0,0221
700	9788,8	$95,824 \cdot 10^6$	10259	$105,25 \cdot 10^6$	11446	$130,99 \cdot 10^6$	0,0155	0,0192	0,0212
800	13838	$191,49 \cdot 10^6$	14543	$211,47 \cdot 10^6$	16257	$264,29 \cdot 10^6$	0,0150	0,0185	0,0207
900	18759	$351,91 \cdot 10^6$	20035	$401,36 \cdot 10^6$	22053	$445,59 \cdot 10^6$	0,0147	0,0178	0,0203
1000	24603	$605,31 \cdot 10^6$	26704	$713,10 \cdot 10^6$	28895	$834,92 \cdot 10^6$	0,0145	0,0170	0,0200

**Значения модуля расхода  $K$  и коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  для бывших в эксплуатации чугунных труб при  $\Delta = (1,0 \dots 1,5)$  мм (квадратичная область сопротивления)**

$D$ , мм	$K$ min, л/с	$K^2$ min, (л/с) <sup>2</sup>	$K_{CP}$ , л/с	$K^2_{CP}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$K_{max}$ , л/с	$K^2_{max}$ , (л/с) <sup>2</sup>	$\lambda$ min	$\lambda$ ср	$\lambda$ max
50	8,13	66,10	8,43	71,07	8,77	76,91	0,0490	0,0530	0,0570
75	24,18	584,67	24,69	609,60	26,24	688,54	0,0416	0,0470	0,0490
100	52,41	$2,7468 \cdot 10^3$	53,90	$2,9052 \cdot 10^3$	56,40	$3,1810 \cdot 10^3$	0,0380	0,0416	0,0440
125	95,23	$9,0687 \cdot 10^3$	98,22	$9,6472 \cdot 10^3$	102,32	$10,469 \cdot 10^3$	0,0350	0,0380	0,0404
150	155,48	$24,162 \cdot 10^3$	160,62	$25,799 \cdot 10^3$	166,53	$27,732 \cdot 10^3$	0,0330	0,0356	0,0380
200	336,59	$1,1329 \cdot 10^5$	346,36	$1,1997 \cdot 10^5$	359,35	$1,2913 \cdot 10^5$	0,0300	0,0323	0,0342
250	607,73	$3,6934 \cdot 10^5$	627,74	$3,9406 \cdot 10^5$	649,83	$4,2228 \cdot 10^5$	0,0280	0,0300	0,0320
300	990,26	$9,8062 \cdot 10^5$	1017,8	$10,359 \cdot 10^5$	1 059,4	$11,223 \cdot 10^5$	0,0262	0,0284	0,0300
350	1491,0	$22,231 \cdot 10^5$	1 534,6	$23,550 \cdot 10^5$	1 588,6	$25,237 \cdot 10^5$	0,0252	0,0270	0,0286
400	2124,8	$45,148 \cdot 10^5$	2195,5	$48,202 \cdot 10^5$	2262,6	$51,194 \cdot 10^5$	0,0242	0,0257	0,0275
450	2911,7	$84,780 \cdot 10^5$	2980,9	$88,858 \cdot 10^5$	3076,7	$94,661 \cdot 10^5$	0,0235	0,0250	0,0262
500	3851,3	$14,833 \cdot 10^6$	3954,0	$15,634 \cdot 10^6$	4054,7	$16,439 \cdot 10^6$	0,0230	0,0242	0,0255
600	6278,2	$39,415 \cdot 10^6$	6415,0	$41,152 \cdot 10^6$	6570,5	$43,171 \cdot 10^6$	0,0221	0,0232	0,0242
700	9 370,0	$87,797 \cdot 10^6$	9531,2	$90,840 \cdot 10^6$	9788,8	$95,824 \cdot 10^6$	0,0212	0,0224	0,0232
800	13213	$174,59 \cdot 10^6$	13487	$181,91 \cdot 10^6$	13838	$191,49 \cdot 10^6$	0,0207	0,0218	0,0227
900	17971	$322,96 \cdot 10^6$	18297	$334,78 \cdot 10^6$	18759	$351,91 \cdot 10^6$	0,0203	0,0212	0,0221
1000	23731	$563,16 \cdot 10^6$	24175	$584,43 \cdot 10^6$	24603	$605,31 \cdot 10^6$	0,0200	0,0207	0,0215

**Расчетные значения удельных сопротивлений  $A$  для неновых стальных  
и чугунных водопроводных труб, мм**

Трубы стальные водогазопроводные (газовые)			Трубы стальные и чугунные					
			$D_y$ , мм	Трубы стальные электросварные			Трубы чугунные напорные	
$A$ (для $Q$ в $M^3/c$ )	$A$ (для $Q$ в л/с)	$D_y$ , мм		$D_n$ , мм	$t$ , мм	$A$ (для $Q$ в $M^3/c$ )	Класс ЛА	Класс А
							$A$ (для $Q$ в $M^3/c$ )	$A$ (для $Q$ в л/с)
6	2211000000	2211,0	50	70	2,5	3686,0	11540	—
8	211000000	211,0	60	76	2,5	2292,0	—	—
10	31430 000	31,43	75	89	2,5	929,4	—	—
15	8 966 000	8,966	80	102	3,0	454,3	953,4	—
20	1660 000	1,660	100	121	3,0	172,9	311,7	—
25	427 800	0,4278	125	140	3,0	76,36	96,72	—
32	91720	0,09172	150	168	4,5	30,65	37,11	—
40	44480	0,04448	175	180	4,5	20,79	—	—
50	11080	0,011080	200	219	4,5	6,959	8,092	—
70	3009	0,003009	250	273	6,0	2,187	2,528	—
80	1167	0,001167	300	325	7,0	0,8466	0,9485	—
90	529,4	0,0005294	350	377	7,0	0,3731	—	0,4365
100	281,3	0,0002813	400	426	6,0	0,1859	—	0,2189
125	86,22	0,00008622	450	480	7,0	0,09928	—	0,1186
150	33,94	0,00003394	500	530	7,0	0,05784	—	0,06778
			600	630	7,0	0,02262	—	0,02596
			700	720	7,0	0,01098	—	0,01154
			800	820	8,0	0,005514	—	0,005669
			900	920	8,0	0,002962	—	0,003047
			1000	1020	8,0	0,001699	—	0,001750
			1200	1220	9,0	0,0006543	—	0,0006625
			1400	1420	10,0	0,0002916	—	—
			1500	1520	10,0	0,0002023	—	—
			1600	1620	10,0	0,0001437	—	—

**Значения удельных сопротивлений  $A$  при  $v = 1$  м/с для новых  
стальных и чугунных водопроводных труб, мм**

Трубы стальные водогазо- проводные (газовые)			Трубы стальные и чугунные					
			$D_y$ , мм	Трубы стальные электросварные			Трубы чугунные напорные	
$A$ (для $Q$ в м <sup>3</sup> /с)	$A$ (для $Q$ в л/с)	$D_y$ , мм		$D_n$ , мм	$t$ , мм	$A$ (для $Q$ в м <sup>3</sup> /с)	Класс ЛА	Класс А
							$A$ (для $Q$ в м <sup>3</sup> /с)	$A$ (для $Q$ в л/с)
6	508800000	508,8	50	70	2,5	2362,0	9604,0	—
8	68510000	68,51	60	76	2,5	1494,0	—	—
10	4222000	4,222	75	89	2,5	624,8	—	—
15	3962000	3,962	80	102	3,0	307,8	831,7	—
20	824600	0,8246	100	121	3,0	119,8	276,1	—
25	228500	0,2285	125	140	3,0	53,88	83,61	—
32	52570	0,05257	150	168	4,5	22,04	34,09	—
40	26260	0,02626	175	180	4,5	15,09	—	—
50	6864	0,006864	200	219	4,5	5,149	7,399	—
70	1940	0,001940	250	273	6,0	1,653	2,299	—
80	772,7	0,0007727	300	325	7,0	0,6619	0,8336	—
90	360,1	0,0003601	350	377	7,0	0,2948	—	0,4151
100	192,7	0,0001927	400	426	6,0	0,1483	—	0,2085
125	60,65	0,00006065	450	480	7,0	0,08001	—	0,1134
150	24,35	0,00002435	500	530	7,0	0,04692	—	0,06479
			600	630	7,0	0,01859	—	0,02493
			700	720	7,0	0,009119	—	0,01111
			800	820	8,0	0,004622	—	0,005452
			900	920	8,0	0,002504	—	0,002937
			1000	1020	8,0	0,001447	—	0,001699
			1200	1220	9,0	0,0005651	—	0,0006430
			1400	1420	10,0	0,0002547	—	—
			1500	1520	10,0	0,0001776	—	—
			1600	1620	10,0	0,0001268	—	—

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. **Альтшуль, Л. С.** Гидравлика и аэродинамика : учеб. для вузов / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М. : Стройиздат, 1987. – 414 с.
2. **Барекян, А. Ш.** Задачи по технической гидромеханике и примеры их решения : учеб. пособие / А.Ш. Барекян, А.К. Челышев, А.Е. Яковлев ; Твер. гос. техн. ун-т. – Тверь, 1999. – 196 с.
3. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу : учеб. пособие для машиностроительных специальностей вузов / под ред. Б. Б. Некрасова. – М. : Высш. шк., 1989. – 192 с.
4. **Богомолов, А. И.** Примеры гидравлических расчетов : учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по спец. «Автомобильные дороги» / А. И. Богомолов, Н. М. Константинов, В. А. Александров, Н.А. Петров. – М. : Транспорт, 1977. – 526 с.
5. Примеры расчетов по гидравлике : учеб. пособие для вузов / под ред. А. Д. Альтшуля. – М. : Стройиздат, 1977. – 255 с.
6. **Альтшуль, А. Д.** Примеры расчетов по гидравлике : учеб. пособие для студентов строит. спец. вузов / А. Д. Альтшуль, В. И. Калицун, Ф. Г. Майрановский, П. П. Пальгунов. – М. : Стройиздат, 1977. – 255 с.
7. Сборник задач по гидравлике : учеб. пособие для вузов / под ред. В. А. Большакова. – Киев: Выща шк., 1979. – 336 с.
8. **Бугаев, Д. А.** Сборник задач по машиностроительной гидравлике : учеб. пособие для машиностроит. вузов / Д. А. Бугаев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1981. – 464 с.
9. Справочник по гидравлике / под ред. В. А. Большакова. – Киев : Выща шк., 1984. – 343 с.
10. **Вильнер, Я. М.** Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.] ; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Мн. : Выш. шк., 1985. – 382 с.
11. **Френкель, Н. Э.** Гидравлика : учеб. для мех. и машиностроит. спец. вузов / Н. Э. Френкель. – М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1956. – 456 с.
12. **Чугаев, Р. Р.** Гидравлика : учеб. для вузов / Р. Р. Чугаев. – 4-е изд., доп. и перераб. – Л. : Энергоиздат. Лен-е отд, 1982. – 672 с.
13. **Шевелёв, Ф. А.** Таблицы для гидравлического расчёта стальных, чугунных, асбестоцементных, пластмассовых водопроводных труб / Ф. А. Шевелёв. – М. : Стройиздат, 1987. – 40 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ.....	4
2. ГИДРОСТАТИКА.....	7
2.1. Гидростатическое давление и его свойства.....	7
2.2. Силы давления жидкости на плоские поверхности.....	9
2.3. Сила давления жидкости на криволинейные стенки.....	11
2.4. Эпюры гидростатического давления.....	14
2.5. Относительный покой жидкости.....	18
<i>Контрольное задание 1</i> .....	19
<i>Приложение 1</i> .....	23
3. ГИДРОДИНАМИКА.....	24
3.1. Основные понятия.....	24
3.2. Уравнение неразрывности.....	25
3.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.....	25
3.4. Уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости.....	28
3.5. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.....	29
3.6. Режимы течения жидкости.....	29
3.7. Потери на трение при движении жидкости.....	31
3.8. Истечение жидкости через отверстия и насадки.....	39
Примеры решения задач.....	44
<i>Контрольное задание 2</i> .....	49
<i>Приложение 2</i> .....	52
4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ.....	55
4.1. Тип трубопроводов и их классификация.....	55
4.2. Расчет гидравлически длинного трубопровода постоянного диаметра.....	56
4.3. Расчет трубопровода из последовательно соединенных труб.....	58
4.4. Расчет параллельного соединения труб.....	58
4.5. Расчет трубопровода с непрерывным распределением расхода по длине.....	60
4.6. Расчет коротких трубопроводов.....	61
4.7. Расчет каналов и труб при неполном заполнении.....	64
Примеры решения задач.....	67
<i>Контрольное задание 3</i> .....	71
<i>Приложение 3</i> .....	74
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	80



## МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Методические указания и контрольные задания  
для студентов строительных специальностей

Составители

УГОРОВА Светлана Вениаминовна  
СУЩИНИН Андрей Александрович  
МЕЛЬНИКОВ Владимир Михайлович

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой доцент В.И. Тарасенко

Редактор И.А. Арефьева

ЛР № 020275. Подписано в печать 15.08.05.

Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.  
Печать на ризографе. Усл. печ. л. 4,65. Уч.-изд. л. 4,93. Тираж 200 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87.