

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

**Г.Г. Медведев, В.И. Максимов, В.Ю. Половников**

**ПРАКТИКУМ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКИМ  
РАСЧЕТАМ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ**

Учебное пособие

Издательство  
Томского политехнического университета  
2011

УДК 621.1  
ББК 31.38:30.123я73  
М42

**Медведев Г.Г.**

М42      Практикум по гидравлическим расчетам в теплоэнергетике: учебное пособие / Г.Г. Медведев, В.И. Максимов, В.Ю. Половников; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 144 с.

В пособии представлены базовые теоретические сведения по гидравлическим расчетам различных объектов, практические задачи по основным разделам теоретического курса, а также содержание и порядок выполнения демонстраций и лабораторных работ по гидравлике.

Предназначено для студентов энергетических специальностей технических вузов.

**УДК 621.1**  
**ББК К 31.38:30.123я73**

*Рецензенты*

Кандидат технических наук ТГАСУ  
*Г.Д. Слабожанин*

Кандидат технических наук ТГАСУ  
*Е.В. Москвин*

© ГОУ ВПО НИ ТПУ, 2011  
© Медведев Г.Г., Максимов В.И.,  
Половников В.Ю., 2011  
© Обложка. Издательство Томского  
политехнического университета, 2011

## Предисловие

История развития механики жидкости и газа как и в целом физики подтверждает положение о глубокой взаимосвязи науки и практики.

Практика судостроения, мореплавания, применения летательных снарядов, а позднее создание летательных аппаратов, т. е. использование движения твердых тел в воде и воздухе, привела к зарождению первых идей механики жидкости и газа. Главной гидрогазодинамической проблемой явилось установление взаимодействия между твердым телом и окружающей средой – водой или воздухом. Интересно отметить то, что первые решения относятся не к равновесию, а к движению тел и жидкой среды.

Создателем теории равновесия был Архимед (III до н. э.) сформулировавший свой знаменитый закон. Положения, установленные им, привели к появлению таких гидравлических аппаратов как гидравлический пресс, поршневой насос, сифон и др. Следует отметить, что все задачи, которые выдвигала практика того времени и которые решались учеными, скорее представляли собой отдельные задачи общей физики.

Возникшая в древности наука о механике жидкости и газа оформилась в самостоятельную науку только после выхода работ российских академиков Леонарда Эйлера (1707–1783 гг.) и Даниила Бернулли (1700–1782 гг.). Им принадлежит честь создания теоретической гидродинамики.

Однако следует заметить, что в области гидромеханики теория и эксперимент не всегда дополняли друг друга. В конце 19 столетия связь между ними была нарушена, и учение начало развиваться в двух направлениях, почти не связанных между собой.

Теоретическая гидромеханика этого периода рассматривала течения невязкой (идеальной) жидкости, которые описываются уравнениями Эйлера. Уравнения движения вязкой жидкости (уравнение Навье-Стокса) не поддавались решению в силу больших математических трудностей (исключая ограниченное число частных случаев, для которых дифференциальные уравнения движения существенно упрощаются). При этом многие результаты теоретической гидромеханики противоречили опыту, особенно в задачах, связанных с определением сопротивления при движении тел. В этом случае теория идеальной жидкости приводит к тому, что тело, равномерно движущееся в пограничной жидкости, не испытывает никакого сопротивления (парадокс Даламбера).

По этой причине классическая гидродинамика имела для практики лишь небольшое значение, а инженеры были вынуждены для решения

важных проблем, выдвигающихся в связи с быстро развивающейся техникой, свою собственную науку о движении жидкостей – гидравлику. Эта наука носила ярко выраженный эмпирический характер, опираясь на большое число экспериментальных результатов, и этим сильно отличалась от теоретической гидродинамики.

Появление в прошлом веке приближенных аналитических методов решения уравнений Навье-Стокса с учетом сил вязкости (теория гидродинамического пограничного слоя Л. Прандтля), а также численных методов позволило объединить далеко отошедшие друг от друга науки о движении жидкости, сблизить теорию и эксперимент.

В пособии представлены базовые теоретические сведения по гидравлическим расчетам различных объектов, практические задачи по основным разделам теоретического курса, а также содержание и порядок выполнения демонстраций и лабораторных работ по гидравлике.

Учебное пособие составлено в соответствии с программой курса «Механика жидкости и газа» и предназначено для студентов энергетических специальностей технических вузов.

# 1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

## 1.1. Рабочие гипотезы гидродинамики и характеристики жидкостей

В общем случае задачи гидромеханики заключаются в установлении связи между скоростями и напряжениями в жидкости, с одной стороны, и действующими на жидкость внешними силами с другой стороны.

Для установления таких связей составляются дифференциальные уравнения движения и равновесия жидкости, интегрирование которых позволяет в принципе полностью решить поставленную задачу. Однако на этом пути возникают существенные трудности.

Первая из них заключается в выводе дифференциальных уравнений. Это приводит к привлечению некоторых упрощающих предположений (гипотез), которые лишь частично отображают изучаемое явление. Вторая трудность состоит в точном интегрировании полученных дифференциальных уравнений движения, что в большинстве интересных для практики случаев не удается. Приходится использовать дополнительные упрощающие предположения или приближенные численные методы интегрирования.

Строго говоря, движение жидкости следовало бы рассматривать с учетом ее молекулярного строения, используя сложные статистические методы молекулярно-кинетической теории. Однако многолетний опыт показывает, что в подавляющем большинстве случаев жидкость можно рассматривать как совокупность малых частиц, размеры которых во много раз превышают молекулярные, заполняющих все отведенное им пространство без образования каких-либо пустот, т. е. жидкость, считается сплошной средой.

Наконец, ряд важных задач гидрогазодинамики в первом приближении можно решать, предположив, что жидкость невязкая. В действительности все реальные жидкости обладают внутренним трением, и такая невязкая (идеальная) жидкость является гипотетической. Введение понятие идеальной жидкости позволило преодолеть математические трудности при интегрировании уравнений движения.

При изучении движения и равновесия жидкости необходимо учитывать ее физические свойства, важнейшие из которых являются плотность, вязкость и сжимаемость.

## 1.2. Основные физические свойства жидкостей и газов

Основными физическими свойствами жидкостей являются: плотность, объемный (удельный) вес, сжимаемость и вязкость.

*Плотностью*  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, называют отношение массы жидкости к ее объему, т. е.

$$\rho = \lim_{\Delta W \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta W},$$

где  $\Delta M$ ,  $\Delta W$  – изменение массы и объема жидкости.

*Объемным (удельным) весом* жидкости  $\gamma$ , Н/м<sup>3</sup>, называется вес единицы объема этой жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{W},$$

где  $G$  – вес жидкости,  $W$  – объема жидкости.

Удельный вес и плотность жидкости связаны следующим соотношением:

$$\gamma = \frac{G}{W} = \frac{Mg}{W} = \rho g,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Свойство жидкости, обуславливающее возникновение в ней при ее движении касательных напряжений («напряжений трения»), называется *вязкостью*.

Величинами, которые могут оценить это свойство, являются коэффициент динамической вязкости  $\mu$  (Н·с/м<sup>2</sup>) и коэффициент кинематической вязкости  $\nu$  (м<sup>2</sup>/с), связанные между собой соотношением:

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

*Сжимаемостью* называют свойство жидкости уменьшать объем под действием давления. Сжимаемость характеризуется коэффициентом сжимаемости  $\beta_p$  (1/Па) показывающим относительное изменение объема жидкости  $W$  на единицу изменения давления  $\Delta P$ :

$$\beta_p = \frac{1}{\Delta P} \left( \frac{\Delta W}{W} \right).$$

*Тепловое расширение* – свойство жидкости изменять объем при нагревании, которое характеризуется коэффициентом теплового расшире-

ния  $\beta_T (^{\circ}\text{C}^{-1})$ , численно равным относительному приращению объема  $W$  с повышением температуры  $T$  на один градус при постоянном давлении:

$$\beta_T = \frac{1}{\Delta T} \left( \frac{\Delta W}{W} \right).$$

### 1.3. Основные понятия кинематики

Кинематика – раздел гидрогазодинамики, в котором рассматриваются способы задания движения (скорости), траектории, ускорения жидких частиц без учета гидродинамических сил, вызывающих движения жидкости.

#### 1.3.1. Методы задания движения

Существуют два метода изучения движения жидкости – метод Лагранжа и метод Эйлера.

В соответствии с методом Лагранжа определяется траекторией движения частиц в зависимости от начальных координат частиц  $x_0, y_0, z_0$  фиксированных в начальный момент времени  $t_0$  и времени  $t$ , т. е.

$$x = x(x_0, y_0, z_0, t);$$

$$y = y(x_0, y_0, z_0, t);$$

$$z = z(x_0, y_0, z_0, t).$$

Составляющие вектора скорости при этом будут равны

$$u_x = \frac{dx}{dt}, \quad u_y = \frac{dy}{dt}, \quad u_z = \frac{dz}{dt},$$

а ускорения, как вторая производная от координат по времени

$$\frac{d^2x}{dt^2}, \quad \frac{d^2y}{dt^2} \quad u \quad \frac{d^2z}{dt^2}.$$

Согласно методу Эйлера внимание наблюдателя фиксируется не на самих жидких частицах, а на точках пространства, через которые они проходят. Другими словами, во всех точках пространства занятого потоком задается значение скорости, т. е. задается поле скоростей

$$u_x = u_x(x, y, z, t), \quad \frac{du_x}{dt} = 0;$$

$$u_y = u_y(x, y, z, t), \quad \frac{du_y}{dt} = 0;$$

$$u_z = u_z(x, y, z, t), \quad \frac{du_z}{dt} = 0.$$

Для двухмерного (плоского) установившегося течения будем иметь

$$u_x = u_x(x, y),$$

$$u_y = u_y(x, y).$$

Самый простой вид течения – одномерное, установившееся:

$$u_x = u_x(y).$$

### 1.3.2. Линия тока, траектория

Одной из кинематических характеристик потока является линия тока.

Линией тока является кривая, на которой в данный момент расположены (находятся) жидкие частицы, вектор скорости которых совпадает по направлению с касательной.

При установившемся течении линии тока не меняют своей формы и совпадают с траекториями движения частиц.

Таким образом, линии тока в потоке являются *мгновенными* кинематическими его характеристиками, чего нельзя сказать о траекториях.

Траекторией является путь, пройденный жидкой частицей за конечный промежуток времени. Поэтому, в общем случае при неустановившемся течении линии тока и траектории не совпадают.

### 1.3.3. Трубка тока, элементарная струйка

Другой кинематической характеристикой потока является трубка тока (рис. 1.3.3.1).

Под трубкой тока понимается совокупность линий тока, пронизывающих выделенный в потоке элементарный контур  $d\sigma$ , охватывающий бесконечно малую площадку  $dF$

Содержимое трубки тока называют элементарной стружкой. Боковая поверхность трубки тока не проницаема для частиц, а значение скорости и давления по сечению трубки одинаково.



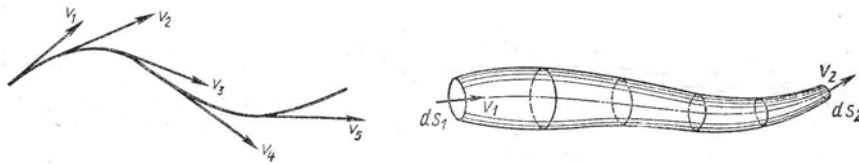


Рис. 1.3.3.1

## 1.4. Динамика вязкой жидкости.

### 1.4.1. Силы, действующие в жидкости

В теоретической механике рассматривают силы распределенные и сосредоточенные. Гидрогазодинамика изучает только непрерывно распределенные силы, поскольку сосредоточенные силы вызывают разрыв сплошности.

Силы, действующие в жидкости, подразделяются на два вида – *массовые* и *поверхностные*. Примером массовых сил может служить сила тяжести, центробежная сила, сила инерции и т.д. К поверхностным силам относятся силы трения и давления.

Отношение поверхностной силы к площадке действия называется напряжением.

### 1.4.2. Основные уравнения динамики

К основным уравнениям, описывающим движения вязкой жидкости, относятся уравнения неразрывности и уравнение движения Навье-Стокса.

#### 1.4.2.1. Уравнения неразрывности

Уравнение неразрывности или сплошности потока отражает закон сохранения массы. Формальный вывод этого уравнения основан на том, что изменение массы потока с течением времени не происходит, т. е.

$\frac{dm}{dt} = 0$ , тогда, представляя массу как  $m = \rho W$ , где  $W$  – объем, и произ-

водя несложные преобразования, получим

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0$$

Это уравнение справедливо как для газообразных, так и для капельных жидкостей. Однако, для капельных жидкостей, для которых можно считать  $\rho = const$ , уравнение неразрывности упрощается и принимает вид

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0.$$

С физической точки зрения это говорит о том, что в случае несжимаемой жидкости не происходит относительного изменения объема в потоке.

#### 1.4.2.2. Понятие расхода и средней скорости

Под расходом понимается количество жидкости, протекающей через поперечное сечение потока за единицу времени. Количество жидкости может быть выражено в единицах массы или объема. В первом случае расход называется массовым, во втором – объемным.

Объем жидкости, протекающий через сечение струйки за единицу времени будет равен произведению длины вектора скорости и на площадь сечения струйки  $dF$

$$dQ = udF$$

Расход жидкости для потока, который состоит из бесконечно большого количества элементарных струек, будет равен сумме расходов струек, в пределе – интегралу по площади сечения потока:

$$Q = \int_F dQ = \int_F udF .$$

Для вычисления этого интеграла вводят понятие о средней скорости  $V_{cp}$  одинаковой в каждой точке этого сечения и совпадающей по направлению с нормалью. При этом расход жидкости, вычисленной по средней скорости, должен быть равен системному значению, т. е.

$$V_{cp} = \frac{Q}{F} = \int_{-F} \frac{udF}{F}, \text{ м/с.}$$

Тогда уравнение неразрывности (расхода) в интегральной форме для установившегося течения для всего потока будет иметь вид

$$Q = V_1 F_1 = V_2 F_2 = \dots = V_i F_i = const, \text{ м}^3/\text{с.}$$

#### 1.4.2.3. Уравнение движения для несжимаемой вязкой жидкости Навье-Стокса

Для составления уравнения движения будем находить из основного уравнения механики:

масса · ускорение = сила.

Разделим левую и правую части на объем, тогда для движущихся частиц жидкости будем иметь следующее уравнение:

$$\rho \frac{d\bar{u}}{dt} = \bar{K} + \bar{P},$$

где  $\bar{K}$  – вектор массовых сил,  $\bar{P}$  – вектор поверхностных сил (силы давления и трения).

Массовые силы следует считать заданными, например, гравитационные силы, которые через проекции на оси координат выражаются как

$$\bar{K} = \rho(X_i + Y_j + Z_k).$$

Поверхностные же силы зависят от скорости, с которой частицы жидкости деформируются в рассматриваемом поле скоростей. Совокупность сил определяет напряженное состояние тела. Опуская подробности установления связей между напряженным состоянием и скоростью деформации, приведем уравнения движения для вязкой несжимаемой жидкости, которые называются уравнениями Навье-Стокса:

$$\begin{aligned} \rho \frac{du_x}{dt} &= \rho X - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{du_y}{dt} &= \rho Y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{du_z}{dt} &= \underbrace{\rho Z}_{\substack{\text{массовые} \\ \text{силы}}} - \underbrace{\frac{\partial P}{\partial z}}_{\substack{\text{силы} \\ \text{давления}}} + \underbrace{\mu \left( \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right)}_{\substack{\text{силы вязкости или трения}}} \end{aligned}$$

В приведенной системе уравнений, как нетрудно заметить, имеем четыре неизвестных величины, а, именно,  $u_x, u_y, u_z$  и  $P$ . Для того, чтобы замкнуть систему, т. е. привести в соответствие число неизвестных величин и уравнений, необходимо записать четвертое уравнение, каким является уравнение неразрывности

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0.$$

Приведенная система уравнений описывает любое течение вязкой несжимаемой ( $\rho = const$ ) жидкости, т. е. целый класс задач.

Для того, чтобы из этого класса выделить конкретную задачу, необходимо задать *условия однозначности*, которые включают:

- геометрические условия (размеры и форма потока);
- физические условия;
- начальные условия (значения скорости и давления в начальный момент времени  $t = t_0$ ). В случае установившегося течения начальные условия не задаются;
- граничные условия (значения скоростей на границах потока).

Следует иметь в виду, что до настоящего времени вследствие больших математических трудностей не получено ни одного общего решения уравнений Навье-Стокса в их полном виде, т. е. с сохранением всех членов. Однако известны некоторые частные решения, когда уравнения Навье-Стокса упрощаются и легко интегрируются, например, для ламинарного (слоистого) течения в трубах.

#### 1.4.2.4. Уравнение движения идеальной (невязкой) жидкости

Для упрощения математической модели движения вводится понятие идеальной жидкости, не существующей в природе. Следует отметить, что в ряде случаев влиянием вязкости можно пренебречь.

Для вывода этих уравнений используем уравнения движения Навье-Стокса. В идеальной жидкости силы вязкости отсутствуют, и поэтому, приравнявая их к нулю, будем иметь

$$\begin{aligned}\rho \frac{du_x}{dt} &= \rho X - \frac{\partial P}{\partial x}, \\ \rho \frac{du_y}{dt} &= \rho Y - \frac{\partial P}{\partial y}, \\ \rho \frac{du_z}{dt} &= \rho Z - \frac{\partial P}{\partial z}.\end{aligned}$$

Эти уравнения для идеальной жидкости называются уравнениями Эйлера.

#### 1.4.3. Уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости

Рассмотрим установившееся движение вдоль линии тока под действием силы тяжести. Умножая каждое из приведенных уравнений соответственно на  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$  после суммирования, получим

$$\begin{aligned}\rho \left( \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz \right) &= \\ &= \rho (Xdx + Ydy + Zdz) - \left( \frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial y} dy + \frac{\partial P}{\partial z} dz \right)\end{aligned}$$

Левая часть, полученного выражения, легко преобразуется, если  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$  представить как  $dx = u_x dt$ ,  $dy = u_y dt$ ,  $dz = u_z dt$

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz \right) = \\ = \rho (u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z) = \frac{1}{2} \rho du^2 \end{aligned}$$

При действии на жидкость одной массовой силы – силы тяжести, проекции ускорений на оси координат будут равны  $X = 0$ ,  $Y = 0$ ,  $Z = -g$ .

Наконец, выражение в скобках в правой части уравнения представляет собой полный дифференциал давления  $dP$ . Тогда, подставляя полученные соотношения в исходное уравнение, будем иметь

$$gdz + \frac{1}{\rho} dP + \frac{1}{2} du^2 = 0.$$

Интегрируя последнее, получим

$$gz + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} = const.$$

Данное уравнение – есть математическое отображение теоремы Бернулли, и отображает закон сохранения энергии для потока идеальной жидкости.

Каждое слагаемое уравнение Бернулли с физической точки зрения представляет собой удельную (обнесенную к единице массы) механическую энергию, а, именно:

$gz$  – удельная потенциальная энергия положения, т. е. определяемая высотой  $z$  от горизонтальной плоскости, Дж/кг;

$\frac{P}{\rho}$  – удельная потенциальная энергия давления, Дж/кг;

$\frac{u^2}{2}$  – удельная кинетическая энергия, Дж/кг.

Сумма всех слагаемых трехчлена Бернулли определяет полную удельную энергию.

На рис. 1.4.3.1 приведена геометрическая интерпретация слагаемых уравнения Бернулли. Уравнение Бернулли нашло широкое применение при расчете различных турбо- и газопроводов. В первом случае это уравнение представляют в единицах напора:

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = const, \text{ м.}$$

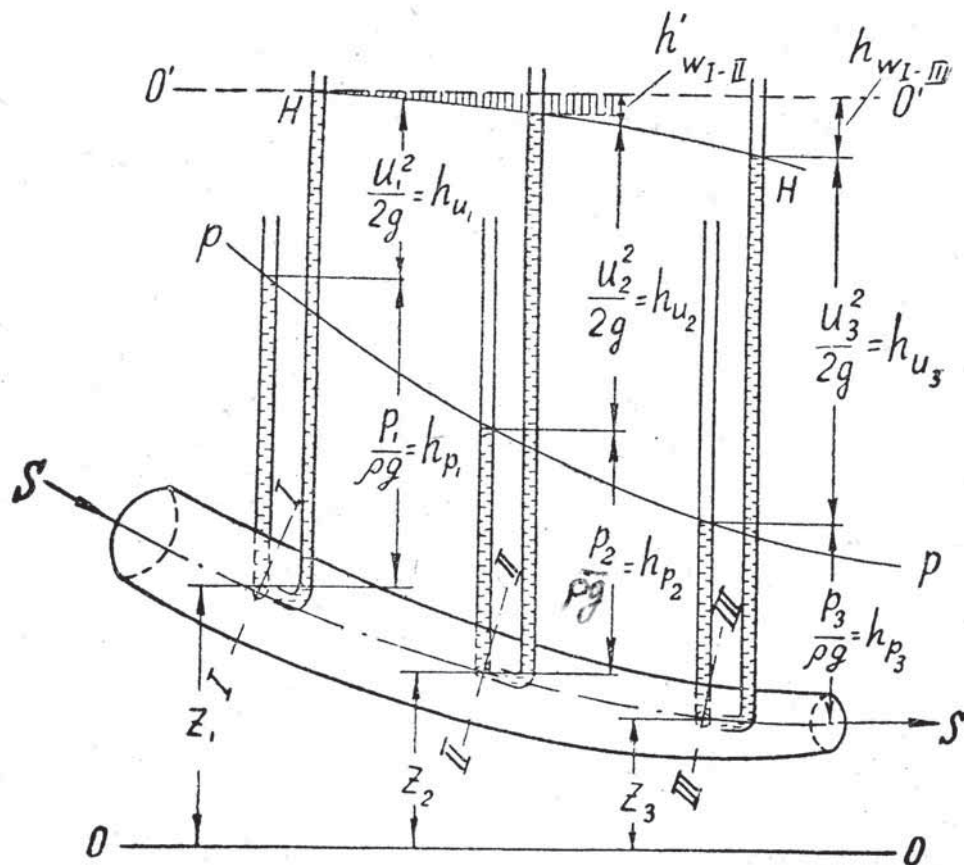


Рис. 1.4.3.1

Во втором – в единицах давления

$$gz + P + \frac{\rho u^2}{2g} = const, \text{ Па}$$

Каждое слагаемое уравнения Бернулли записывается в единицах напора, представляет собой высоту и может быть интерпретировано графически:

$z$  – нивелирная высота, м;

$\frac{P}{\rho g}$  – пьезометрическая высота, м;

$z + \frac{P}{\rho g}$  – пьезометрический напор, м;

$\frac{u^2}{2g}$  – скоростная высота или скоростной напор, м;

$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$  – полный гидродинамический напор, м.

#### 1.4.4. Течение идеального газа

##### 1.4.4.1. Соотношения термодинамики.

При больших скоростях течения газа, сравниваемых со скоростью звука, изменение скорости приводит к изменению плотности. Такое движение изучается газовой динамикой.

Как известно из курса технической термодинамики, основные параметры состояния газа: давление –  $P$ , плотность и абсолютная температура –  $T$ . Для идеальных газов они связаны уравнением состояния

$$\frac{P}{\rho} = RT,$$

где  $R$  – газовая постоянная. Для воздуха, например, в системе СИ  $R = 287,1$  Дж/кг·град.

В большинстве задач, рассматриваемых газодинамикой, процессы изменения состояния из-за их быстротечности можно считать адиабатическими, т. е. они протекают без теплообмена с окружающей средой.

В этом случае давление и плотность связаны соотношением

$$Pv^k = const, \quad \frac{P}{\rho_k} = const \quad \text{или} \quad \frac{P}{\rho_k} = \left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)^k,$$

где  $k = \frac{c_p}{c_v}$  – показатель адиабаты;  $c_p$  и  $c_v$  – теплоемкости при постоянном давлении и объеме. Для воздуха и других двухатомных газов

$k = 1,4$ , а для перегретого пара, например  $k = 1,33$ .

Используя уравнение Менделеева-Клайперона и адиабатического процесса, получим

$$\frac{T}{T_0} = \left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)^{k-1} = \left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{\rho}{\rho_0} = \left( \frac{T}{T_0} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad \frac{\rho}{\rho_0} = \left( \frac{T}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

В задачах о движении газа в длинной трубе без изоляции стенок процесс состояния можно считать изотермическим: длительный контакт со стенками трубы приводит к тому, что температура газа становится равной температуре стенок. Для изотермического процесса  $Pv = const$ ,

или  $\frac{P}{\rho} = const$ .

#### 1.4.4.2. Скорость звука. Число Маха

Скорость распространения малых возмущений в жидкости равна скорости звука, т. е. скорости распространения упругих колебаний, которая определяется как

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{dP}{\rho}}.$$

Процесс изменения параметров газа в звуковой волне, которая представляет собой распространяющиеся в газе слабые возмущения давления и плотности, следует считать адиабатным, для которого  $P = c \cdot \rho^k$ . Отсюда

$$dP = k \cdot c \cdot \rho^{k-1} d\rho \text{ или } \frac{dP}{d\rho} = k \cdot c \cdot \rho^{k-1} = k \cdot \frac{P}{\rho}.$$

Подставляя последнее в формулу для скорости звука, получим

$$a = \sqrt{k \cdot \frac{P}{\rho}} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}.$$

Скорость звука – одна из важнейших механических характеристик газа. Законы его движения резко отличаются в зависимости от соотношения скорости газа  $u$  и скорости звука  $a$ .

Отношение  $M = \frac{u}{a}$  называется числом Маха. Течения, в которых  $u < a$  и  $M < 1$ , называются дозвуковыми, если  $u > a$  и  $M > 1$  – сверхзвуковыми.

#### 1.4.5. Уравнения энергии

Рассмотрим установившееся одномерное движение газа. Если единственной массовой силой, действующей на газ, является сила тяжести, то такое течение описывается дифференциальным уравнением

$$gdz + \frac{dP}{\rho} + d\left(\frac{u^2}{2}\right) = 0.$$

Вследствие малой плотности газа допустимо пренебречь первым членом уравнения, так как для частицы газа силы веса пренебрежимо малы по сравнению с силами инерции давления. Тогда предыдущее уравнение приобретает вид:

$$\frac{dP}{\rho} + d\left(\frac{u^2}{2}\right) = 0.$$

Это выражение представляет собой уравнение энергии для газа в дифференциальной форме.



Считая течение газа адиабатным, выразим дифференциал давления с помощью уравнения адиабаты:

$$dP = k \cdot c \cdot \rho^{k-1} d\rho, \quad \frac{dP}{\rho} = k \cdot c \cdot \rho^{k-2} d\rho.$$

Подставляя значение  $\frac{dP}{\rho}$  в дифференциальное уравнение и интегрируя его вдоль струйки, получим уравнение энергии в интегральной форме, или уравнение Бернулли-Сен-Венана:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} = const.$$

Сравнивая полученные уравнения с уравнением Бернулли для идеальной несжимаемой жидкости, видим, что отличие составит в множителе  $\frac{k}{k-1}$ . Появление этого множителя связано с тем, что в потенциальную энергию газа входит еще и его внутренняя энергия. В случае метрической записи этих уравнений говорят, что для газа к пьезометрическому напору добавляется «температурный напор».

Выражая в уравнении энергии отношение  $\frac{P}{\rho}$  через уравнение состояния, получим

$$\frac{u^2}{2} + \frac{k \cdot R \cdot T}{k-1} = const.$$

Из полученного уравнения следует, что при отсутствии теплообмена с внешней средой увеличение скорости вдоль струйки приводит к падению температуры газа и наоборот.

Используя формулу для скорости звука, уравнение энергии можно представить в виде:

$$\frac{u^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = const,$$

откуда видно, что скорость движения газа и скорость звука взаимосвязаны, а именно: увеличение скорости течения приводит к уменьшению скорости звука. Полученное уравнение позволяет также выяснить смысл постоянной в правой части. Действительно, в покоящемся газе  $u = 0$  и скорость звука достигает своей наибольшей величины  $a_0$ . Следовательно,

$const = \frac{a_0^2}{k-1}$  и уравнение энергии можно представить в виде

$$\frac{u^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = \frac{a_0^2}{k-1}.$$

Наконец, если использовать понятие энтальпии  $i$ , рассматриваемое в термодинамике

$$i = c_p \cdot T = \frac{k}{k-1} RT,$$

то уравнение энергии приобретает вид

$$\frac{u^2}{2} + i = const.$$

#### 1.4.6. Режимы течения жидкости (опыты Рейнольдса)

Режимы течения, ламинарный или турбулентный, как установил Рейнольдс, зависит от безразмерного комплекса, который называют числом Рейнольдса  $Re$  и определяется, как  $Re = \frac{Vd}{\nu}$ . Им же было найдено критическое значение этого комплекса  $Re_{кр} \approx 2300$ , зная которое, можно определить режим течения, т. е., если:  $Re < 2300$  – ламинарное течение;  $Re > 2300$  – турбулентное (хаотичное) течение. Общий вид экспериментальной установки Рейнольдса показан на рис 1.4.6.1.

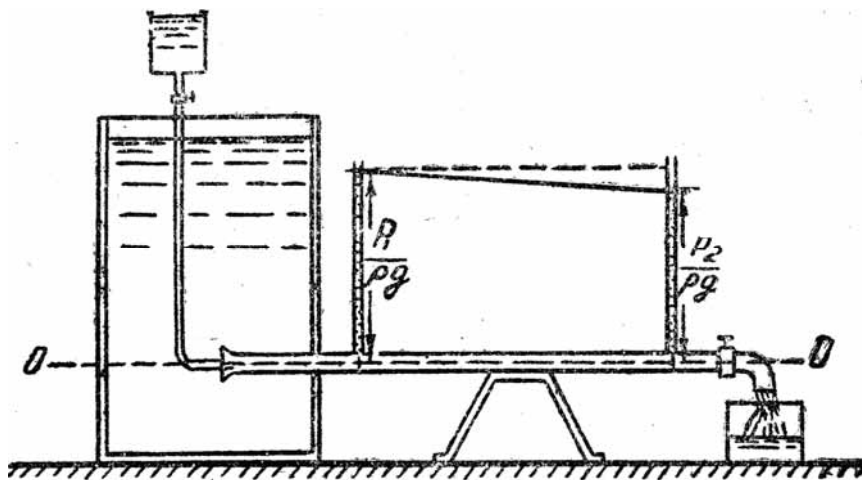


Рис. 1.4.6.1

#### 1.4.7. Ламинарное течение жидкости в трубах

Отыскание точных решений уравнений Навье-Стокса наталкивается в общем случае на непреодолимые математические трудности, вызванные нелинейной (присутствие квадратичных членов) правой частью. В случае ламинарного течения жидкости эти квадратичные сла-

гаемые сами собой исчезают, т.к. составляющие скорости  $u_y = 0, u_z = 0$  и из уравнения неразрывности сразу вытекает, что  $\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0$ , т.е. составляющая  $u_x$  не может зависеть от координаты  $x$ , а следовательно давление также зависит только от  $x$ .

В случае установившегося течения, когда  $\frac{\partial u_x}{\partial t} = 0$ , уравнение Навье-Стокса принимает более простой вид:

$$\mu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial P}{\partial x}.$$

Рассмотрим установившееся ламинарное течение в круглой трубе постоянного сечения с внутренним радиусом  $r_0$  (рис. 1.4.7.1).

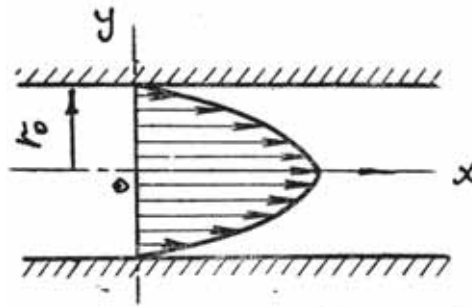


Рис. 1.4.7.1

Составляющие скорости в радиальном направлении  $u_r = 0$  и в направлении касательной к окружности поперечного сечения  $u_\theta = 0$ . Тогда из уравнения неразрывности следует, что  $\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0$ .

Следовательно, из трех уравнений Навье-Стокса в цилиндрических координатах остается только одно для осевого направления, которое принимает вид:

$$\mu \left( \frac{d^2 u_x}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d^2 u_x}{dr} \right) = \frac{dP}{dx}.$$

Граничные условия будут  $0 \leq x \leq \infty$  при:  $r = r_0; u_x = 0; r = 0; \frac{du_x}{dr} = 0$ .

Для решения дифференциального уравнения представим его в виде

$$\mu \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left( r \frac{du_x}{dr} \right) = \frac{dP}{dx}.$$

Из условия  $\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0$  следует, что оно возможно только тогда, когда

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{P_1 - P_2}{\ell} = \text{const.}$$

Знак минус говорит о том, что давление по длине потока уменьшается.

Интегрируя уравнение движения и, определяя постоянные интегрирования из граничных условий, получим распределение скоростей по поперечному сечению трубы:

$$u_x = \frac{\Delta P}{4 \cdot \mu \cdot \ell} \cdot (r_0^2 - r^2).$$

Такое течение называют течением Хагена-Пуазейля и характеризуется по параболам вращения. Максимальная скорость течения имеет место на оси трубы при  $r = 0$  и равна

$$u_{\max} = \frac{\Delta P}{4 \cdot \mu \cdot \ell} \cdot r_0^2.$$

Средняя скорость по сечению трубы будет равна

$$V_{cp} = \frac{Q}{F} = \frac{1}{\pi \cdot r_0^2} \int_0^{r_0} \frac{\Delta P}{4 \cdot \mu \cdot \ell} \cdot (r_0^2 - r^2) \cdot 2\pi r dr = \frac{\Delta P}{8 \cdot \mu \cdot \ell} \cdot r_0^2.$$

Сравнивая выражения для максимальной и средней скоростей, имеем:

$$V_{cp} = \frac{1}{2} u_{\max}.$$

Перепад давления по длине трубы определяется сопротивлением, возникающим в результате трения. В технических расчетах принято этот перепад давления связывать со средней скоростью течения посредством введения безразмерного коэффициента, называемого коэффициентом сопротивления  $\lambda$ . Для этой цели принимается, что

$$\Delta P_{mp} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot P \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{формула Дарси}).$$

Подставляя в приведенную формулу значение средней скорости, получим

$$\lambda = \frac{32\mu}{\rho \cdot V \cdot r} = \frac{64\nu}{Vd} = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Последнее равенство выражает собой закон сопротивления для круглой трубы при ламинарном течении.

## 1.4.8. Турбулентное течение жидкости

### 1.4.8.1. Общие сведения

В течение многих лет турбулентное движение является предметом многочисленных исследований, так как в преобладающем большинстве практически важных случаев течение происходит в условиях турбулентного режима. Несмотря на это, до сих пор еще не создано достаточно удовлетворительной теории турбулентного течения, которая бы непосредственно вытекала из уравнений движения и полностью подтверждалась опытом (как это имеет место для случая ламинарного движения). Это объясняется сложностью структуры турбулентного потока, внутренний механизм которого до сих пор еще не разгадан полностью.

Исследования, проведенные Рейнольдсом, показали, что пока течение остается ламинарным, введенная в него окрашенная жидкость движется в трубе в виде резко очерченной струйки, но, как только течение становится турбулентным, эта струйка расплывается и почти равномерно окрашивает движущуюся в трубе жидкость. Это показывает, что при турбулентном течении на главное течение жидкости, происходящее в направлении оси трубы, налагается «неправильное» пульсационное движение, в результате чего возникает перемешивание частиц жидкости. Это пульсационное движение, налагающееся на главное течение, в своих деталях настолько сложно, что возможность его теоретического расчета, по мнению Г. Шлихтинга, представляется совершенно безнадежным.

Между тем перемешивание жидкости, вызываемое пульсационным движением, придает действия равносильные увеличению вязкости в сотни, тысячи, десятки тысяч и даже большее число раз. При больших числах Рейнольдса энергия непрерывно переходит из основного течения в наиболее крупные турбулентные образования (вихри). Наоборот, диссипация энергии (энергия единицы объема, преобразующаяся в течение единицы времени вследствие трения в тепло) совершается главным образом в небольших турбулентных «вихрях», прилегающих к стенке слоев жидкости. Турбулентное перемешивание является причиной большого сопротивления при турбулентном течении в трубах, сопротивления трения кораблей и самолетов, потерь энергии в турбинах и компрессорах. С другой стороны, только турбулентность дает возможность преодолеть повышение давления при течении в диффузоре или при течении вдоль крыла самолета и лопатки рабочего колеса различных гидравлических машин. При ламинарном течении поток обязательно и быстро отрывается от обтекаемой поверхности, вследствие чего в диффузоре

обратное преобразование кинетической энергии в энергию давления происходит с большими потерями.

#### 1.4.8.2. Осредненное и пульсационное движения

Многочисленные и тщательные наблюдения позволили обнаружить, что при турбулентном течении скорость и давление в фиксированной точке пространства не остаются постоянными во времени, а очень часто и очень неравномерно изменяются. Такие изменения скорости и давления, называемые пульсациями, являются наиболее характерным признаком турбулентности.

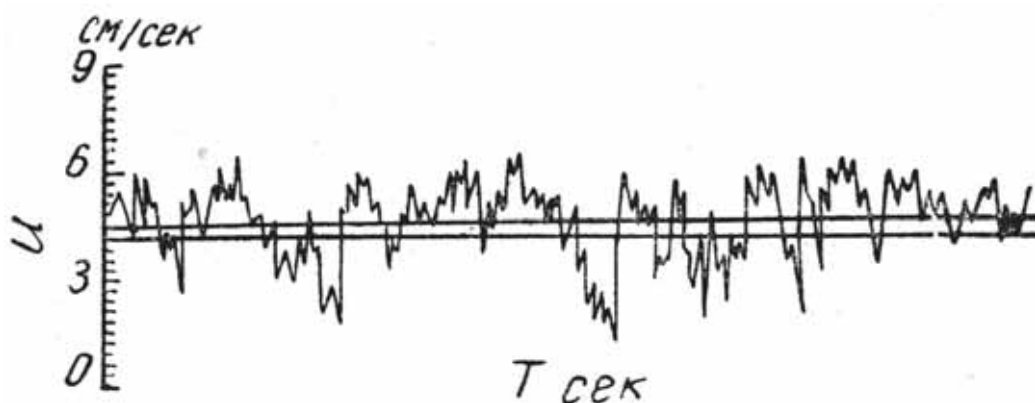


Рис. 1.4.8.2.1

Как это было отмечено ранее, для математического исследования турбулентного течения целесообразно разложить его осредненное движение и на пульсационное движение. Обозначить осредненное по времени значение составляющей скорости  $u_x$  через  $\bar{u}_x$ , а пульсационную скорость через  $u'_x$  и т.д., получим следующие равенства:

$$u_x = \bar{u}_x + u'_x, \quad u_y = \bar{u}_y + u'_y, \quad u_z = \bar{u}_z + u'_z, \quad P = \bar{P} + P'.$$

Говоря об осредненных значениях, имеется в виду средние значения во времени в фиксированной точке пространства, т. е.

$$\bar{u}_x = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} u dt.$$

Для осреднения надо брать такой большой промежуток времени  $t_2 - t_1$ , чтобы осредненное значение не изменялось во времени. Тогда осредненные во времени пульсационные составляющие будут равны, согласно определению, нулю, т. е.

$$\bar{u}'_x = 0, \quad \bar{u}'_y = 0, \quad \bar{u}'_z = 0 \quad \text{и} \quad \bar{P}' = 0.$$

Фундаментальное значение для развития турбулентного течения имеет следующее обстоятельство: действие пульсационного движения на осредненное движение проявляется как бы в увеличении вязкости осредненного движения. Эта дополнительная, кажущаяся вязкость осредненного движения является основным понятием во всех теоретических соображениях о течениях.

#### 1.4.8.3. Полуэмпирические теории турбулентности

В основе способов расчета турбулентных полей течения лежат эмпирические гипотезы, связывающие силы турбулентной вязкости, вызываемые турбулентным перемешиванием, с осредненными во времени скоростями.

Отправным пунктом для развития таких теорий явилось предложение Буссинеска о том, чтобы касательное напряжение, вызванное турбулентным перемешиванием, записывать в виде аналогичным законом внутреннего трения Ньютона, полагая

$$\tau_T = A \frac{d\bar{u}_x}{dy},$$

где  $A$  – так называемый коэффициент турбулентного обмена (вязкости), имеющий ту же размерность, что и коэффициент динамической вязкости  $\mu$ . Однако в отличие от физической вязкости  $\mu$  турбулентная вязкость  $A$  не является свойством жидкости, а зависит от интенсивности турбулентного перемешивания и от скорости осредненного течения.

Касательное напряжение, обусловленное турбулентным перемешиванием, должно быть добавлено к вязкостному, т. е.

$$\tau = \tau_L + \tau_T = \mu \frac{d\bar{u}_x}{dy} + A \frac{d\bar{u}_x}{dy} = (\mu + A) \frac{d\bar{u}_x}{dy}.$$

Имеется несколько полуэмпирических теорий турбулентности, связывающих коэффициент турбулентной вязкости с осредненным течением. Наибольшее распространение получила теория, развитая немецким ученым А.Прандтлем. Прандтль исходил из того, что на разных расстояниях от стенки величины  $\mu$  и  $A$  играют разную роль. Вдали от стенки градиенты скоростей не велики и вязкостное трение мало по сравнению с турбулентным. Наоборот, вблизи от стенки поперечные составляющие скорости пульсации должны иметь малую величину. На этом основании Прандтль разделяет течение на две области: «ламинарный подслой» у стенок, где течение формируется исключительно под действием сил вязкости, и «ядро течения», в пределах которого влияние вязкости можно пренебречь.

Для установления связи между напряжением турбулентного трения и осредненными скоростями Прандтль ввел понятие «пути перемешивания» –  $\ell$ . Под понятием «пути перемешивания»  $\ell$  понимается некоторое расстояние, как в продольном, так и в поперечном направлении, которое проходит жидкая частица с сохранением  $x$ - составляющей своего импульса.

Опуская подробности вывода, приведем закон турбулентного трения Прандтля в виде:

$$\tau_T = \rho \cdot \ell^2 \left( \frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2.$$

Отсюда следует, что  $A_T = \rho \cdot \ell^2 \left( \frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2$ .

Исходя из закона трения Прандтля, можно найти распределение скоростей по поперечному сечению трубы. Из опытов известно, что при турбулентном течении основной период скорости происходит в узкой области у самой стенки. Для этой области Прандтль принимает два допущения: касательное напряжение принимается постоянным и равным касательному напряжению на стенке, т. е.

$$\tau = \tau_0,$$

а путь перемешивания пропорциональным расстоянию от стенки

$$\ell = \chi y,$$

где  $\chi$  – опытная постоянная ( $\chi = 0,4$ ).

Тогда уравнение Прандтля принимает вид

$$\frac{\tau_0}{\rho} = \chi^2 \cdot y^2 \left( \frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2.$$

Далее вводится обозначение  $u^{*2} = \frac{\tau_0}{\rho}$ , которое имеет размерность скорости и носит название динамической скорости и последнее уравнение приобретает вид:

$$\frac{d\bar{u}_x}{dy} = \frac{u^*}{\chi} y,$$

интегрируя которое, получим

$$\bar{u}_x = \frac{u^*}{\chi} \ln y + c$$

Это есть так называемый логарифмический закон распределения скоростей.



Вследствие предположения, что  $\tau = const$ , полученную формулу можно применить только на близких расстояниях от стенки. Однако, если допустить, что при  $y = h$  близком к середине канала скорость принимает максимальное значение  $\bar{u}_x = u_{max}$ , то в результате получим

$$\frac{u_{max} - \bar{u}_x}{u_x} = \frac{1}{\chi} \ln \frac{h}{y}.$$

Если сравнивать распределение скоростей в трубе при ламинарном и турбулентном течениях, то получим следующую картину

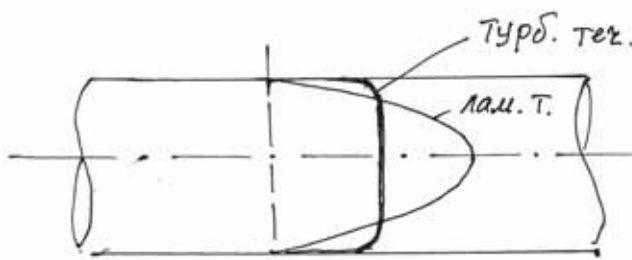


Рис. 1.4.8.3.1

#### 1.4.9. Основы теории подобия

Ранее уже отмечалось, что дифференциальные уравнения жидкости интегрируются лишь для небольшого числа простых задач. Поэтому, для решения сложных задач гидрогазодинамики, которые очень часто возникают на практике, приходится прибегать к экспериментальным исследованиям.

Экспериментальные исследования проводятся в лабораторной обстановке на моделях, выполняемых в меньшем масштабе, чем натурные образцы. Для того, чтобы результаты этих исследований можно было затем перенести на натурные объекты, необходимо руководствоваться выводами теории подобия и моделирования потоков жидкости, которая требует выполнения ряда условий.

Прежде всего, натура и модель должны быть геометрически подобны, т. е. все сходственные размеры модели и натуре должны находиться в одинаковых отношениях. Кроме того, должны соблюдаться условия кинематического и динамического подобия. Кинематическое подобие состоит в том, что скорости жидкости в сходственных точках натуре и модели в сходственные моменты времени пропорциональны. Потоки жидкости вокруг геометрически подобных тел динамически подобны, если картины линий тока в этих потоках одинаковы, а гидродинамиче-

ские силы пропорциональны. Для иллюстрации условий подобия проведем качественный анализ одного из уравнений Навье-Стокса

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right).$$

Теория подобия требует, чтобы гидродинамически подобные течения в натуре и модели описывались одинаковыми дифференциальными уравнениями.

Приведем данное уравнение к безразмерному виду, для чего выберем соответствующие масштабы отнесения. За масштабы отнесения принимают, как правило, известные постоянные величины.

Пусть  $t_0$  – масштаб времени,  $L$  – масштаб линейных величин,  $u_0$  – скорости и  $g$  – массовых сил,  $P$  – давления. Тогда безразмерные величины, входящие в уравнение движения, будут равны:

$$t' = \frac{t}{t_0}, x' = \frac{x}{L}, y' = \frac{y}{L}, z' = \frac{z}{L}, u'_x = \frac{u_x}{u_0}, X' = \frac{X}{g}, P' = \frac{P}{P_0}.$$

После постановки в уравнение движения вместо размерных величин их значения, представленные как произведения безразмерной на масштаб, например,  $X = X'L$ ,  $u_x = u'_x u_0$  и т.д., получим

$$\begin{aligned} \frac{u_0}{t_0} \cdot \frac{\partial u'_x}{\partial t'} + \frac{u_0^2}{L} \left( u'_x \frac{\partial u'_x}{\partial x'} + u'_y \frac{\partial u'_x}{\partial y'} + u'_z \frac{\partial u'_x}{\partial z'} \right) = \\ = g \cdot X - \frac{P_0}{\rho \cdot L} \cdot \frac{\partial P'}{\partial x'} + \frac{\nu u_0}{L^2} \left( \frac{\partial^2 u'_x}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 u'_x}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 u'_x}{\partial z'^2} \right) \end{aligned}$$

Разделим все слагаемые левой и правой части уравнения на  $\frac{u_0^2}{L}$ , в результате чего получим безразмерную форму записи уравнения Навье-Стокса

$$\begin{aligned} \frac{L}{u_0 t_0} \cdot \frac{\partial u'_x}{\partial t'} + u'_x \frac{\partial u'_x}{\partial x'} + u'_y \frac{\partial u'_x}{\partial y'} + u'_z \frac{\partial u'_x}{\partial z'} = \\ = \frac{gL}{u_0^2} X' - \frac{P_0}{u_0^2} \cdot \frac{\partial P'}{\partial x'} + \frac{\nu}{u_0 L} \left( \frac{\partial^2 u'_x}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 u'_x}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 u'_x}{\partial z'^2} \right) \end{aligned}$$

Безразмерные множители, которые появились в уравнении движения, носят название критериев или чисел подобия:

$$\frac{u_0 t_0}{L} = St \text{ – критерий Струхала;}$$

$$\frac{gL}{u_0^2} = Fr \text{ – критерий Фруда;}$$

$$\frac{P_0}{\rho u_0^2} = Eu \text{ – критерий Эйлера;}$$

$$\frac{u_0 L}{\nu} = Re \text{ – критерий Рейнольдса.}$$

Для подобия потоков, как это отмечалось, нужно, чтобы уравнения движения, записанные в безразмерном виде, были одинаковы. Для этого должны быть равны и критерии подобия.

Критерии подобия, приведенные в уравнении в зависимости от решаемых задач, делят на определяемые (искомые) и определяющие. Если предположить, что искомой величиной является число Эйлера, то заменяя дифференциальные связи знаком функции, будем иметь

$$Eu = f(St, Fr, Re).$$

Подобные уравнения, в котором связи между определяющими критериями найдены на основе экспериментов, называют критериальными.

Для установившегося напорного течения в трубах основным гидродинамическим критерием является  $Re$ , так как значение критерия  $Fr$  будет в этом случае пренебрежимо мало.

При этом следует помнить физический смысл числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\text{силы инерции}}{\text{силы вязкости}}.$$

#### 1.4.10. Приближенные решения уравнений Навье-Стокса

Приближенные решения уравнений Навье-Стокса рассматривается для двух предельных случаев: течений с очень большой вязкостью и когда силы вязкости очень малы.

Первый предельный случай соответствует течениям с очень малыми числами Рейнольдса ( $Re \ll 1$ ), что говорит о том, что силы вязкости значительно больше сил инерции.

Течения жидкостей с большой вязкостью называют ползущими. Необходимо отметить, что в практических приложениях ползущие течения встречаются крайне редко.

Наиболее старое из известных решений для ползущих течений принадлежит Стоксу, рассмотревшему обтекание шара потоком, имеющим скорость на бесконечности  $U_\infty$ . В силу пренебрежимо малого соотношения силы инерции и сил вязкости, первые были в уравнениях Навье-Стокса отброшены. В результате решения усеченного таким образом уравнений было получено следующее соотношение

$$W = 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot U_\infty \cdot R.$$

Другой предельный случай – течений с очень малой вязкостью, что соответствует очень большим числам Рейнольдса ( $Re \rightarrow \infty$ ), был рассмотрен Прандтлем.

Перейдем к рассмотрению второго предельного случая, когда вязкость жидкостей очень мала, например, для воды, различных газов или, в более общем виде, случая очень больших чисел Рейнольдса.

В 1904 г. Л.Прандтль на основе проведенных исследований показал каким образом проявляет себя вязкость при больших  $Re$  и каким путем можно упростить уравнение Навье-Стокса, для того, чтобы получить приближенные решения. С целью физического пояснения способа, позволяющего упростить уравнение Навье-Стокса, приведем простой пример.

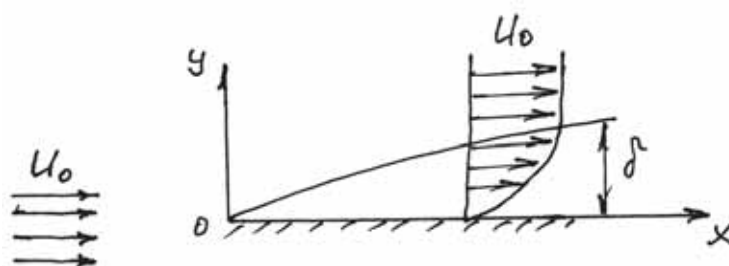


Рис. 1.4.10.1

Рассмотрим обтекание пластины (рис. 1.4.10.1) плоскопараллельным потоком, скорость которого  $U_0$ . На некотором расстоянии от поверхности тела, вследствие малой вязкости, в потоке преобладают силы инерции, действие вязкости там почти не проявляется и скорость течения имеет порядок  $U_0$ . Однако, на самой поверхности частицы не скользят по ней, а как показывают опыты, прилипают к ней, т. е. их скорость равна нулю. Переход от нулевой скорости на стенке к скорости  $U_0$ , совершается в очень тонком слое, который называется пограничным слоем. Следовательно, поток жидкости при обтекании пластины делится на две области. Первая – очень тонкий слой вблизи поверхности, в котором большой градиент скорости  $\frac{\partial u_x}{\partial y}$  и поэтому силы трения

будут иметь такой же порядок, как и силы инерции. Вторая область – все остальное течение, в котором градиент скорости практически равен нулю  $\frac{\partial u_x}{\partial y} = 0$  и силы вязкости не проявляются, поэтому можно считать, что течение здесь потенциальное (течение идеальной жидкости). Выравнивание скорости в пределах пограничного слоя до скорости внеш-

него течения  $U_0$  происходит плавно, поэтому точно определить толщину пограничного слоя  $\delta$  невозможно.

Принято считать за толщину пограничного слоя  $\delta$  расстояние от поверхности, где скорость в пограничном слое отличается от скорости внешнего течения на один процент, т. е.

$$u_x = 0,99u_0$$

Как было показано Прандтлем уравнение Навье-Стокса для заторможенного очень тонкого слоя вблизи поверхностей может быть значительно упрощено. Для этого в уравнениях движения производится оценка порядка величин, входящих в них, и слагаемые порядка  $\delta' = \frac{\delta}{l}$  отбрасываются, остаются же величины порядка равного единице, т.к.  $\delta' \ll 1$ . В результате, полученные уравнения, которые также называют уравнениями Прандтля, имеют вид:

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2},$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0$$

В случае установившегося течения, система уравнений упрощается и включает уравнение движения

$$u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2},$$

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0,$$

граничные условия:  $0 \leq x \leq \infty$ , при  $y = 0$   $u_x = 0$ ;  $y = \delta$   $u_x = u_0$ .

Данная система уравнений при  $u_0 = const$  была решена Блазиусом. В результате им было определено сопротивление трения, возникающее при обтекании плоской пластины

$$\tau = 0,332 \cdot \mu \cdot u_0 \sqrt{\frac{u_0}{\nu x}},$$

а также толщина пограничного слоя

$$\delta = 5 \sqrt{\frac{\nu x}{u_0}}.$$

Следует отметить, приведенная система уравнений и полученные Блазиусом решения предполагают, что режим течения в пограничном слое ламинарный, т. е.

$$\text{Re} < \text{Re}_{кр}, \text{ где } \text{Re}_{кр} = \frac{u_0 x_{кр}}{\nu} \approx 3,5 \cdot 10^5.$$

Если значение числа Рейнольдса превышает критическое значение  $\text{Re} > \text{Re}_{кр}$ , то течение в пограничном слое будет турбулентным.

Уравнение движения для турбулентного пограничного слоя будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( (\nu + \nu_T) \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial y} \right), \\ \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial y} &= 0, \end{aligned}$$

где  $\nu_T = \frac{A_T}{\rho}$  – «кажушаяся» кинетическая турбулентная вязкость.

## 1.5. Гидростатика

Основным понятием гидростатики является понятие гидростатического давления.

*Гидростатическим давлением* называется сила, действующая на единицу площади по нормали к поверхности, которая ограничивает бесконечно малый объем внутри покоящейся жидкости.

$$p = \frac{\Delta P}{\Delta F},$$

где  $\Delta P$  – сила воздействия,  $H$ ;  $\Delta F$  – площадь,  $\text{м}^2$ .

Если площадь  $\Delta F$  стремится к нулю, то отношение  $\Delta P/\Delta F$  будет стремиться к пределу, который называется гидростатическим давлением в точке

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F}.$$

Гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к площадке, на которой это давление действует. Величина гидростатического давления в любой точке жидкости по всем направлениям одинакова. Гидростатическое давление зависит от положения рассматриваемой точки внутри жидкости и от внешнего давления, действующего на свободной поверхности жидкости. Гидростатическое давление имеет размерность напряжения, т. е. сила/площадь.

Измеряют давление в  $\text{Н/м}^2$  (Паскаль). Атмосферное давление измеряют технической атмосферой равной 98100 Па или физической, равной

101325 Па, иногда используется единица бар (1бар = 10<sup>5</sup>Па). Различают давление абсолютное (иногда употребляют термин «полное») и избыточное. *Абсолютным* называется давление, определённое с учетом атмосферного давления. Избыточное давление это давление сверх атмосферного, определенное без учета атмосферного

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{изб}};$$

$$P_{\text{изб}} = P_{\text{абс}} - P_{\text{атм}}.$$

*Поверхности равного давления* представляют собой семейство горизонтальных плоскостей, во всех точках которых давление одинаково. *Свободная поверхность* жидкости для ограниченного объема, т. е. поверхность на границе жидкой и газообразной сред, в данном случае – одна из плоскостей равного давления, на которую приложено постоянное давление, равное атмосферному.

### 1.5.1. Основное уравнение гидростатики

Гидростатическое давление в любой точке жидкости  $p$  складывается из давления на ее свободную поверхность  $p_0$  и давления столба жидкости, высота которого равна расстоянию  $h$  от этой точки до свободной поверхности:

$$p = p_0 + \rho gh,$$

где  $p$  – гидростатическое давление, Па;  $p_0$  – давление на свободную поверхность жидкости, Па;  $h$  – высота столба жидкости над данной точкой, м.

Последнее выражение называется *основным уравнением гидростатики*. Из этого уравнения следует, что внешнее давление  $p_0$  на свободную поверхность жидкости передаются в любую точку жидкости равномерно (закон Паскаля) и позволяет определить давление в любой точке.

Полная сила, действующая на плоскую стенку, равна произведению величины смоченной площади стенки  $F_{\text{см}}$  на гидростатическое давление в ее центре тяжести:

$$P = (p_0 + \rho gh)F_{\text{см}}.$$

В открытом сосуде при  $p_0 = 0$  полная сила давления

$$P = \rho gh_{\text{ц.т.}} F_{\text{см}},$$

где  $h_{\text{ц.т.}}$  – глубина погружения центра тяжести площади, м.

Точка приложения силы  $P$  называется центром давления. Центр давления обычно лежит ниже центра тяжести стенки. Для прямоуголь-

ной стенки, например, центр тяжести находится на расстоянии половины высоты от основания, а центр давления – на расстоянии одной трети высоты.

### 1.5.2. Сила давления жидкости на криволинейную поверхность

На рис. 1.5.2.1 представлена криволинейная поверхность в виде одной четвертой части поверхности цилиндра, окруженной жидкостью только с одной стороны. Для определения результирующей силы давления на эту поверхность. начале рассчитывают горизонтальную составляющую  $P_x$ , затем вертикальную составляющую  $P_z$  и вычисляют их геометрическую сумму  $P$ :

$$P = \sqrt{P_x + P_z} .$$

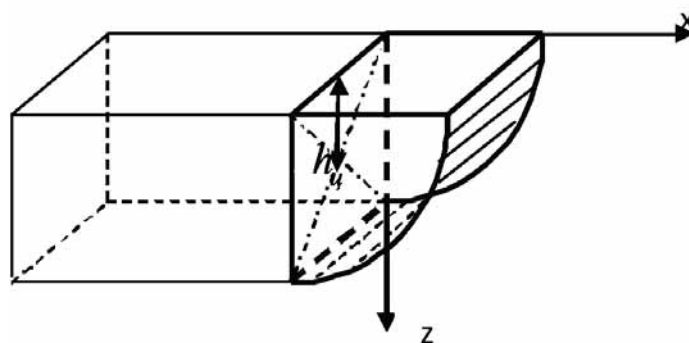


Рис. 1.5.2.1

Для того чтобы определить горизонтальную составляющую силы давления, необходимо спроецировать криволинейную поверхность на вертикальную плоскость и определить ее как силу, действующую на плоскую стенку:

$$P_x = (p_0 + \rho g h_c) F_{пр} ,$$

где  $p_0$  – давление воздуха на свободную поверхность жидкости,  $h_c$  – расстояние от свободной поверхности до центра тяжести вертикальной плоскости,  $F_{пр}$  – площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость. Вертикальная составляющая определяется по формуле:

$$P_z = \rho g W_{т.д} ,$$

где  $W_{т.д}$  – объем тела давления (на рис. 1.5.2.1 тело давления выделено более темным цветом). Тело давления строится проецированием криво-



линейной поверхности на свободную поверхность или ее продолжение, а затем рассчитывается его объем.

При решении задач в гидравлике применяют основные законы и методы механики и, учитывая общие свойства жидкостей, получают решение, позволяющее определить скорость и давление в любой точке занятого жидкостью пространства. Это даёт возможность рассчитать, в частности, и силы взаимодействия между жидкостью и твёрдым телом. Основным объектом гидравлики является поток жидкости, т. е. движение массы жидкости между ограничивающими поверхностями (стенки труб, каналов).

Поток жидкости имеет следующие основные характеристики:

$F_{ж.с.}$  – площадь живого сечения, м<sup>2</sup>;

$S_c$  – смоченный периметр или периметр живого сечения, соприкасающийся со стенками, ограничивающими поток, м;

$r_r$  – гидравлический радиус, м, определяемый в виде

$$r_r = \frac{F_{ж.с.}}{S_c}.$$

, входящие в расчётные зависимости, которые применяются в практике гидравлических расчётов.

## 1.6. Расчет трубопроводов

Уравнение Бернулли для элементарной струйки (рис. 1.6.1.) реальной жидкости

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + \Delta \ell_w, \text{ Дж/кг},$$

где  $\Delta \ell_w$  – потери удельной энергии

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \Delta h_w, \text{ м},$$

где  $h_w$  – потери напора.

Уравнение Бернулли для потока:

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{\alpha V_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{\alpha V_2^2}{2} + \ell_w, \text{ Дж/кг}$$

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_w, \text{ м}$$

где  $\alpha$  – поправочный коэффициент, который меняется от 1,03 до 2. Для развитого турбулентного течения  $\alpha = 1$ , для ламинарного течения  $\alpha = 2$ .

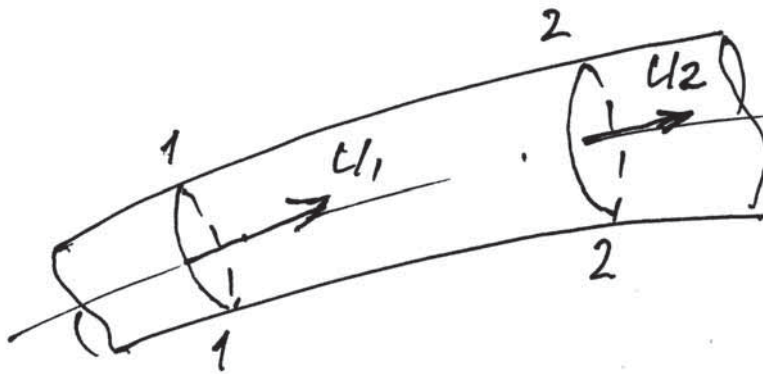


Рис. 1.6.1

В уравнении Бернулли последнее слагаемое в правой части представляет собой соответственно:  $\ell_w$  – потери удельной энергии;  $h_w$  – потери напора.

Потери напора в трубопроводах разделяют на два вида: потери на трение по длине и потери на местные сопротивления, которые возникают на небольшом по протяженности участке в результате изменения направления течения или в результате изменения площади поперечного сечения, т. е. суммарные потери  $h_w$  представляют как

$$h_w = \sum h_{mp} + \sum h_m.$$

Как было отмечено ранее, потери на трение, независимо от режима течения, могут быть рассчитаны по формуле Дарси

$$h_{mp} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}.$$

Однако коэффициент сопротивления на трение определяется по-разному. Для ламинарного течения в круглых трубах он равен  $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$ .

Если же режим течения турбулентный, то  $\lambda$ , кроме числа Рейнольдса, зависит от так называемой относительной шероховатости  $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}$ , где  $\Delta$  – средняя высота выступов шероховатости внутренней поверхности труб, определяемая в зависимости от материала труб по справочникам.

Таким образом, для нахождения  $\lambda$  в случае турбулентного течения необходимо вычислить число Рейнольдса и относительную шероховатость, а затем, пользуясь справочником, найти значение коэффициента на трение (рис. 1.6.2).

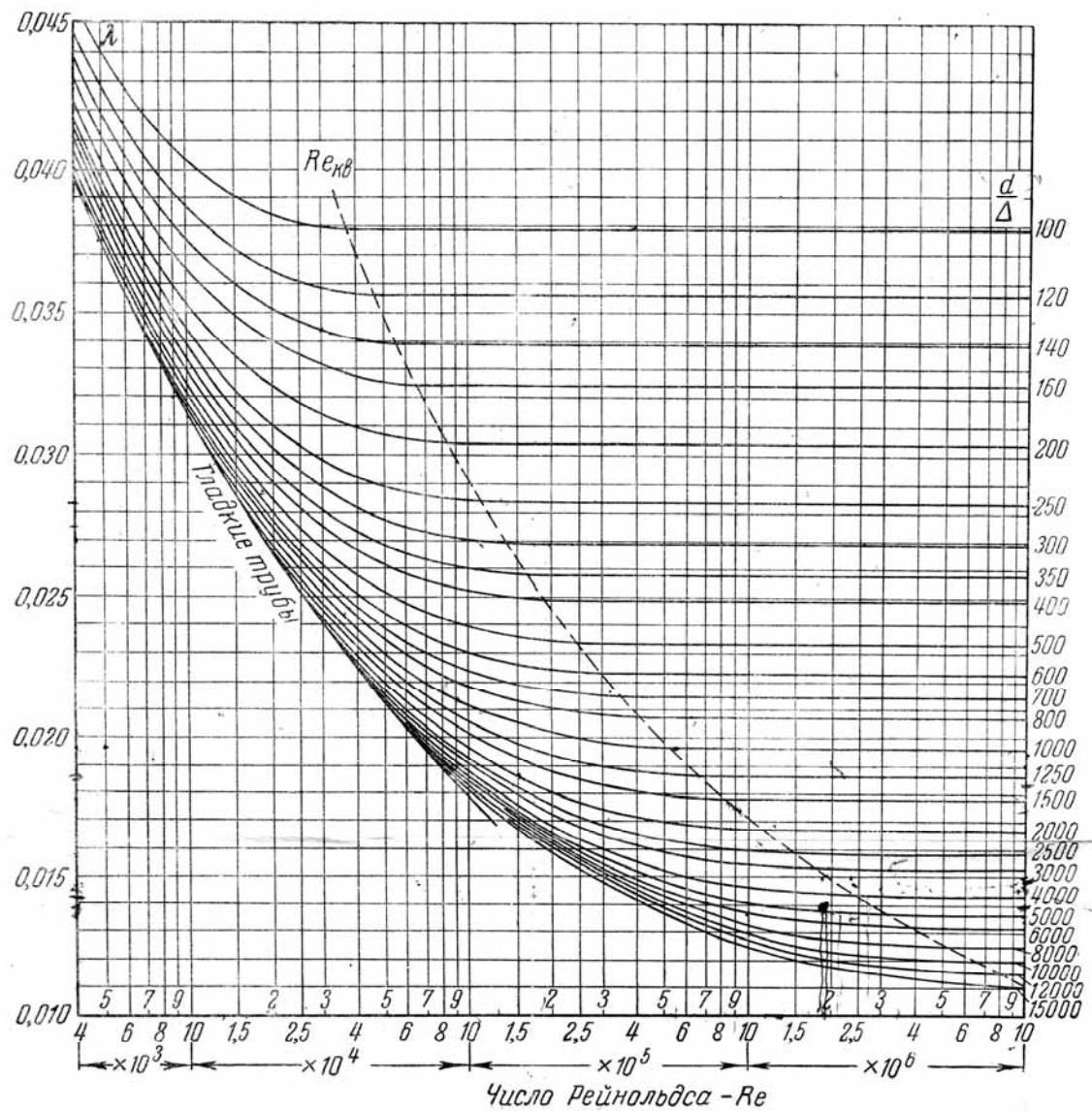


Рис. 1.6.2

Для расчета потерь на местные сопротивления всех разновидностей можно использовать формулу Вейсбаха

$$h_w = \xi_m \frac{V^2}{2g},$$

где  $\xi_m$  – коэффициент местного сопротивления, определяемый по справочникам в зависимости от вида местного сопротивления.

### 1.6.1. Классификация трубопроводов

С гидравлической точки зрения вес трубопровода принято делить на короткие и длинные, простые и сложные. К коротким относят трубо-

проводы, для которых потери по длине на трение одного порядка с потерями на местные сопротивления, т. е.  $h_{mp} \approx h_m$ . С другой стороны длинными называют трубопроводы, для которых  $h_{mp} \gg h_m$ . Простыми являются трубопроводы без каких-либо ответвлений, составленные из последовательно соединенных труб. При расчете любых трубопроводов используются следующие уравнения:

уравнение Бернулли;

уравнение постоянного расхода (уравнение неразрывности).

### 1.6.2. Расчет простого короткого трубопровода

Расчет короткого трубопровода (рис. 1.6.2.1) с последовательным соединением труб рассмотрим на примере следующей задачи.

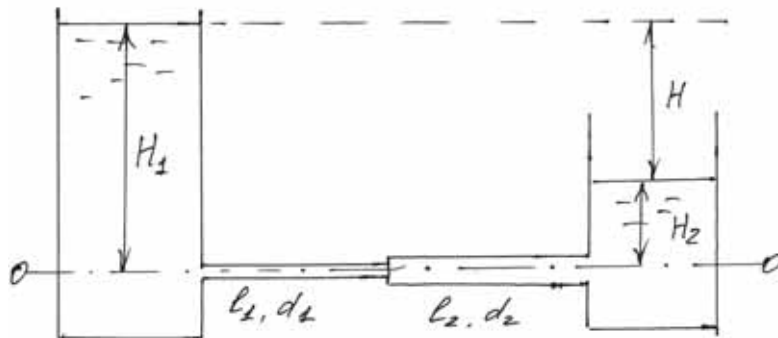


Рис. 1.6.2.1

При расчетах трубопроводов ставятся, как правило, следующие задачи:

определить напор  $H$ , если известен расход  $Q$ ;

определить расход  $Q_x$  при известном напоре, при этом должны быть известны размеры трубопровода и коэффициенты сопротивления.

В нашем случае это:  $\xi_{ex}$ ,  $\lambda_1$ ,  $\xi_{зад}$ ,  $\xi_{ep}$ ,  $\lambda_2$ ,  $\xi_{вых}$ .

Запишем уравнение Бернулли для сечений  $a-a$  и  $b-b$  относительно плоскости сравнения, проведенной по оси трубы.

$$z_a + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{\alpha V_a^2}{2g} = z_b + \frac{P_b}{\rho g} + \frac{\alpha V_b^2}{2g} + h_{w_{a-b}}.$$

Определим значение слагаемых уравнения из условий задачи.

$$Z_a = H_1, Z_b = H_2, P_a = P_b = P_{atm}, V_1 = V_2 = 0.$$

Отсюда уравнение Бернулли примет вид:

$$H_1 = H_{w_{a-b}} + h_{w_{a-b}} \quad \text{или} \quad H = h_{w_{a-b}}.$$

$$\begin{aligned}
h_{\text{ва-б}} &= h_{\text{ex}} + h_{\text{mp}_1} + h_{\text{зад}} + h_{\text{ep}} + h_{\text{mp}_2} + h_{\text{вых}} = \\
&= \xi_{\text{ex}} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{\ell_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} + \xi_{\text{зад}} \frac{V_1^2}{2g} + \xi_{\text{ep}} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{\ell_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g} + \xi_{\text{вых}} \frac{V_2^2}{2g}
\end{aligned}$$

Далее, расчет сопротивлений сводим к одной скорости. Для этого из уравнения расхода выражаем

$$V_1 F_1 = V_2 F_2, \quad V_1 = V_2 \frac{d_2^2}{d_1^2}.$$

После подстановки в предыдущее равенство вместо  $V_1$  значение скорости  $V_2$ , получим

$$H = \xi_{\text{сум}} \frac{V_2^2}{2g},$$

где  $\xi_{\text{сум}} = \left( \xi_{\text{ex}} \frac{d_2^2}{d_1^4} + \lambda_1 \frac{\ell_1}{d_1} \frac{d_2^4}{d_1^4} + \xi_{\text{зад}} \frac{d_2^4}{d_1^4} + \xi_{\text{ep}} + \lambda_2 \frac{\ell_2}{d_2} + \xi_{\text{вых}} \right).$

Последний вид уравнения Бернулли и является расчетной зависимостью для определения неизвестных в приведенных задачах.

### 1.6.3. Расчет длинных трубопроводов

Методика расчета длинных труб (рис. 1.6.3.1.) ни чем не отличается от методики расчета коротких трубопроводов за исключение того, что потерями на местные сопротивления можно пренебречь, а потери на трение определяются по видоизмененной формуле Дарси, которая называется водопроводной:

$$h_{\text{mp}} = \ell \frac{Q^2}{K^2}.$$

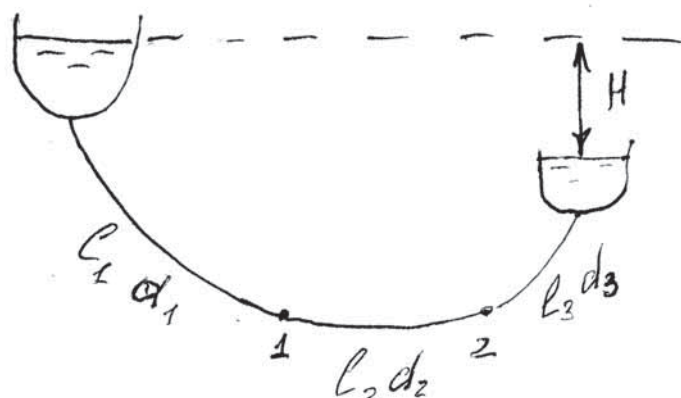


Рис. 1.6.3.1

Из уравнения Бернулли, записанного для сечений  $a-a$  и  $b-b$ , следует

$$H = \sum h_{mp} \text{ или } H = \ell_1 \frac{Q^2}{K_1^2} + \ell_2 \frac{Q^2}{K_2^2} + \ell_3 \frac{Q^2}{K_3^2}$$

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3.$$

Параметр  $K$  в водопроводной формуле называется модуль расхода, который определяет пропускную способность трубопровода и определяется по справочникам в зависимости от диаметра труб.

### 1.7. Гидравлический расчет истечения жидкостей

Истечение жидкостей из отверстий и насадков имеет большое практическое значение, поскольку они применяются при решении многих технических задач. Например, в различных двигателях внутреннего сгорания при подаче топлива, при конструировании сопел и форсунок, где необходима строгая дозировка и расход жидкости, а также в гидромониторных и в эжекторных установках, разрабатывающих грунты, гидротехнических сооружениях, содержащих затворы или отверстия для сброса воды.

Истечение жидкости может происходить при постоянном и переменном напорах, через малое или большое отверстие, через насадки различной конструкции. Кроме того, истечение может быть свободным в атмосферу или вакуум и под уровень (затопленное истечение).

При выходе струи из отверстия струя претерпевает сжатие. Сжатое сечение струи находится примерно на расстоянии  $0,5d$  от стенки резервуара.

Отношение площади струи в сжатом сечении к площади всего отверстия называется *коэффициентом сжатия струи*:

$$\varepsilon = \frac{F_c}{F}.$$

Значение коэффициента сжатия струи зависит от характера деформации потока.

Пример истечения жидкости из круглого отверстия диаметром  $d_0$  в вертикальной тонкой стенке сосуда представлен на рис. 1.7.1.

Стенка считается тонкой, если её толщина  $\delta < 0,2d_0$  и не влияет на условия истечения. Основной задачей расчета характеристик истечения является определение скорости истечения и расхода жидкости.

Для определения скорости истечения используется уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2, учитывая, что плоскость сравнения проходит через центр тяжести отверстия, т. е.  $z_1 = z_2 = 0$ :

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{V_c^2}{2g} + \Delta h_{\text{вх}}.$$

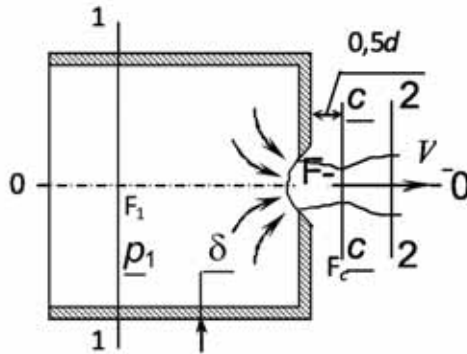


Рис. 1.7.1.

Потери напора между сечениями 1–1 и 2–2 определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta h_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{V_c^2}{2g},$$

где  $\xi_{\text{вх}}$  – коэффициент сопротивления отверстия.

Введём обозначение для коэффициента скорости истечения, учитывающего потери скорости на местном сопротивлении (на острой кромке входного отверстия);

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}} - n^2 \varepsilon^2}},$$

где  $\varepsilon = F_c / F_0$  – коэффициент сжатия струи для круглых отверстий, равный 0,64;  $n = F_0 / F_1$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости потока перед входным отверстием на коэффициент скорости (при истечении из малых отверстий  $n \rightarrow 0$ ).

При истечении холодной воды через малое отверстие обычно принимают  $\varphi \approx 0,97 - 0,98$ ;  $\xi_{\text{вх}} \approx 0,06$ .

По коэффициенту скорости можно определить коэффициент сопротивления  $\xi_{\text{вх}}$ :

$$\xi_{\text{вх}} = 1 / \varphi^2 - 1.$$

Эти коэффициенты зависят от напора  $H$  и, следовательно, от скорости истечения, вязкости жидкости, формы и размеров отверстия, а поэтому и от числа Рейнольдса. Обычно принимают  $\varphi = f(\text{Re})$ .

Коэффициент скорости вычисляется по формуле:

$$\varphi = \frac{l}{2\sqrt{\Delta z H}}.$$

Введём обозначение

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}} - \varepsilon^2 n^2}} = \varphi \varepsilon,$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода.

Так как для малых отверстий коэффициент сжатия  $\varepsilon = 0,64$ , а коэффициент скорости  $\varphi = 0,97$ , то,

$$\mu = \varphi \varepsilon = 0,64 \cdot 0,97 = 0,62.$$

Учитывая зависимость  $\varepsilon$  от  $n = F_0 / F_1$ , можно найти также зависимость  $\mu = f(n, \xi_{\text{вх}})$ .

При истечении из малых отверстий  $n \rightarrow 0$

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}}}.$$

В случае истечения из сосудов со свободной поверхностью:

$$V = \varphi \sqrt{2gH};$$

$$Q = \mu F \sqrt{2gH},$$

где  $H = (p_1 - p_2) / \rho g$  – высота уровня жидкости над центральным отверстием (при диаметре отверстия  $d \leq H$ )

Опытами установлено, что коэффициент  $\mu$  существенным образом изменяется в зависимости от формы, размеров отверстия и от напора. Причём, с увеличением размеров отверстия коэффициент расхода уменьшается, а с увеличением напора уменьшается влияние размеров отверстия на коэффициент  $\mu$ .

При неполном сжатии коэффициент расхода определяется по формулам:

$$\mu = \mu_0 \left( 1 + 0,152 \frac{n}{p} \right) \text{ – для круглых отверстий};$$

$$\mu = \mu_0 \left( 1 + 0,128 \frac{n}{p} \right) \text{ – для прямоугольных отверстий}.$$

Здесь  $\mu_0$  – коэффициент расхода для аналогичного отверстия при полном сжатии;  $n$  – часть периметра отверстия, где отсутствует сжатие;  $p$  – часть периметра отверстия, где отсутствует сжатие.



## 2. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

### 2.1. Свойства жидкостей

1. Определить объем воды, который необходимо дополнительно подать в водовод диаметром 500 мм и длиной 1 км для повышения давления до  $5 \cdot 10^6$  Па. Водовод подготовлен к гидравлическим испытаниям и заполнен водой при атмосферном давлении. Деформацией трубопровода можно пренебречь.

Ответ:  $0.492 \text{ м}^3$ .

2. В отопительной системе (котел, радиаторы и трубопроводы) небольшого дома содержится объем воды  $0.4 \text{ м}^3$ . Сколько воды дополнительно войдет в расширительный сосуд при нагревании с  $20$  до  $90$  °С?

Ответ:  $0.014 \text{ м}^3$ .

3. Определить изменение плотности воды при ее сжатии от давления  $1 \cdot 10^5$  Па до давления  $1 \cdot 10^7$  Па.

Ответ: 1.005.

4. Для периодического аккумулирования дополнительного объема воды, получаемого при изменении температуры, к системе водяного отопления в верхней ее точке присоединяют расширительные резервуары, сообщающиеся с атмосферой. Определить наименьший объем расширительного резервуара при частичном заполнении водой. Допустимое колебание температуры воды во время перерывов в работе топки  $\Delta = 95 - 70 = 25$  °С. Объем воды в системе  $0.55 \text{ м}^3$ .

Ответ: 8.3 л.

5. В отопительный котел поступает объем воды  $50 \text{ м}^3$  при температуре  $70$  °С. Какой объем воды, будет выходить из котла при нагреве воды до температуры  $90$  °С?

Ответ:  $50.6 \text{ м}^3$ .

6. Определить изменение плотности воды при нагревании ее от температуры  $7$  °С до температуры  $97$  °С.

Ответ: 0.964.

7. Определить давление внутри капли воды диаметром 0.001 м, которое создают силы поверхностного натяжения. Температура воды –  $20$  °С.

Ответ: 292 Па.

8. Как изменится плотность бензина А76, если температура окружающей среды изменится с  $20$  до  $70$  °С?

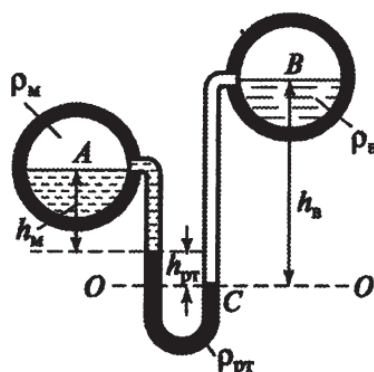
Ответ: 3 %.

9. На сколько процентов увеличится начальный объем воды, спирта и нефти при увеличении температуры на  $10^\circ\text{C}$ ?

Ответ: 0.15 %, 1.1 %, 0.6 %.

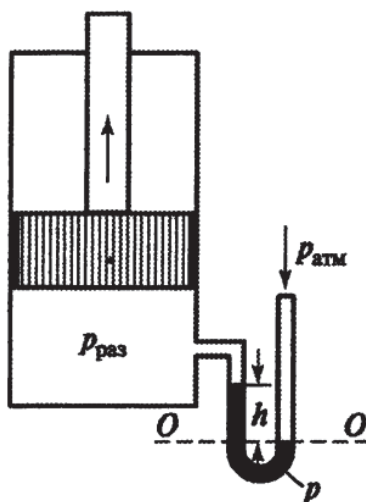
## 2.2. Основное уравнение гидростатики

1. Два горизонтальных цилиндрических трубопровода А и В содержат соответственно минеральное масло плотностью  $900 \text{ кг/м}^3$  и воду плотностью  $1000 \text{ кг/м}^3$ . Высоты жидкостей, представленные на рисунке, имеют следующие значения:  $h_m = 0,2 \text{ м}$ ;  $h_{рт} = 0,4 \text{ м}$ ;  $h_n = 0,9 \text{ м}$ . Зная, что гидростатическое давление на оси в трубопроводе А равно  $0,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , определить давление на оси трубопровода В.



Ответ:  $1,063 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

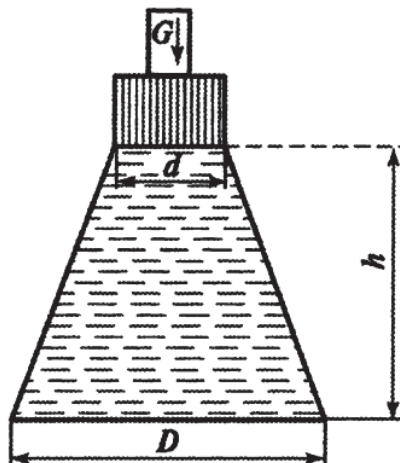
2. К всасывающей стороне цилиндра присоединен водяной вакуумметр с показанием  $h = 0,42 \text{ м}$ . Определить разрежение под поршнем.



Ответ:  $0,412 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

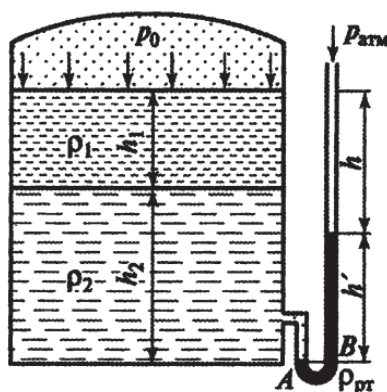
3. Сосуд, имеющий форму конуса с диаметром основания  $D$ , переходит в цилиндр диаметром  $d$  (рисунок). В цилиндре перемещается

поршень с нагрузкой  $G = 3000$  Н. Размеры сосуда:  $D = 1$  м;  $d = 0,5$  м;  $h = 2$  м; плотность жидкости  $1000$  кг/м<sup>3</sup>. Определить усилие, развиваемое на основание сосуда.



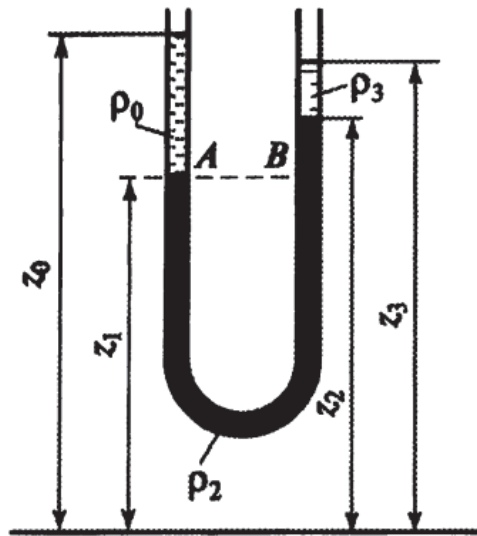
Ответ: 27396 Н.

4. Вода плотностью  $\rho_2 = 1000$  кг/м<sup>3</sup> и минеральное масло плотностью  $\rho_1 = 800$  кг/м<sup>3</sup>, находящиеся в закрытом резервуаре, сжимают воздух избыточным давлением  $p_0$  (рисунок). Поверхность раздела минерального масла и воды находится на расстоянии  $h_1 = 0,3$  м от свободной поверхности. Показание U-образного ртутного манометра  $h' = 0,4$  м. Разница высот свободных поверхностей жидкостей в резервуаре и ртутном манометре  $h = 0,4$  м. Определить давление воздуха на свободной поверхности  $p_0$ .



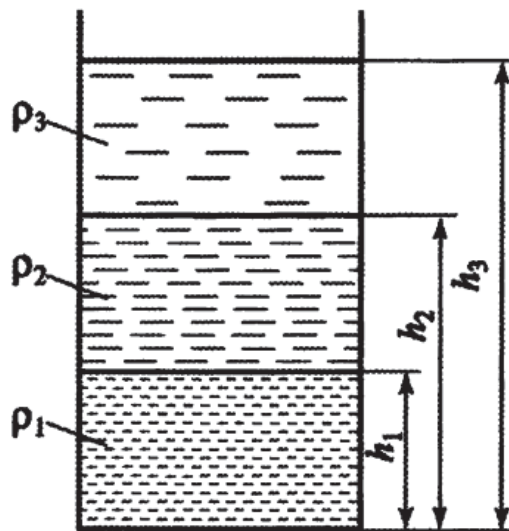
Ответ: 46107 Н/м<sup>2</sup>.

5. Изучить равновесие системы трех жидкостей, находящихся в U-образной трубке, представленной на рисунке. Определить  $z_0, z_1, z_2, z_3$ , если  $z_0 - z_1 = 0,2$  м;  $z_1 + z_2 = 1$  м;  $z_3 + z_2 = 0,1$  м;  $\rho_0 = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_2 = 13600$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_3 = 700$  кг/м<sup>3</sup>.



Ответ:  $z_0 = 0,69$  м;  $z_1 = 0,49$  м;  $z_2 = 0,51$  м;  $z_3 = 0,61$  м.

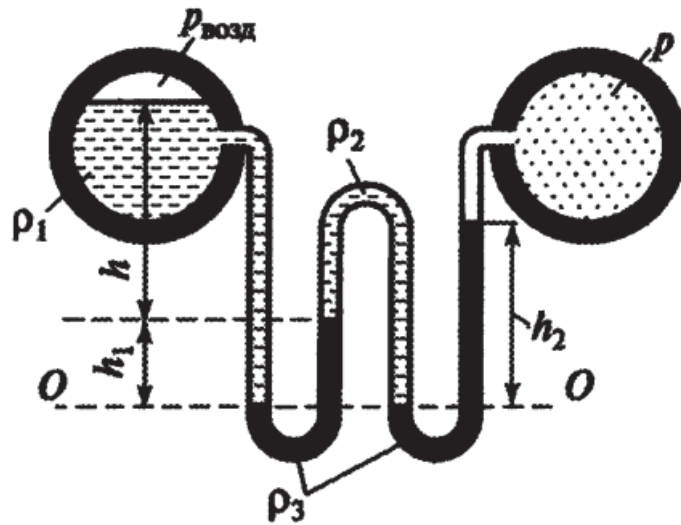
6. Несмешивающиеся жидкости с плотностями  $\rho_1$ ,  $\rho_2$ ,  $\rho_3$  находятся в сосуде (рисунок). Определить избыточное давление на основании сосуда  $p_{изб}$ , если  $\rho_1 = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_2 = 850$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_3 = 760$  кг/м<sup>3</sup>;  $h_1 = 1$  м;  $h_2 = 3$  м;  $h_3 = 6$  м.



Ответ:  $z_0 = 0,69$  м;  $z_1 = 0,49$  м;  $z_2 = 0,51$  м;  $z_3 = 0,61$  м.

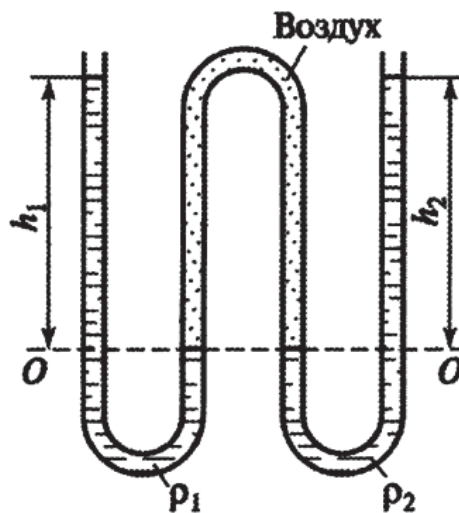
7. Разность давлений между двумя горизонтальными цилиндрическими сосудами, наполненными водой и газом (воздухом), измерена с помощью дифференциального манометра, наполненного спиртом ( $\rho_2$ ) и ртутью ( $\rho_3$ ). Зная давление воздуха над свободной поверхностью воды в одном из сосудов, определить давление газа  $p$ , если  $p_{возд} = 2,5 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup>;

$\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_2 = 800 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_3 = 13\,600 \text{ кг/м}^3$ ;  $h_1 = 200 \text{ мм}$ ;  $h_2 = 250 \text{ мм}$ ;  $h = 0,5 \text{ м}$ ;  $g = 10 \text{ м/с}^2$  (рисунок).



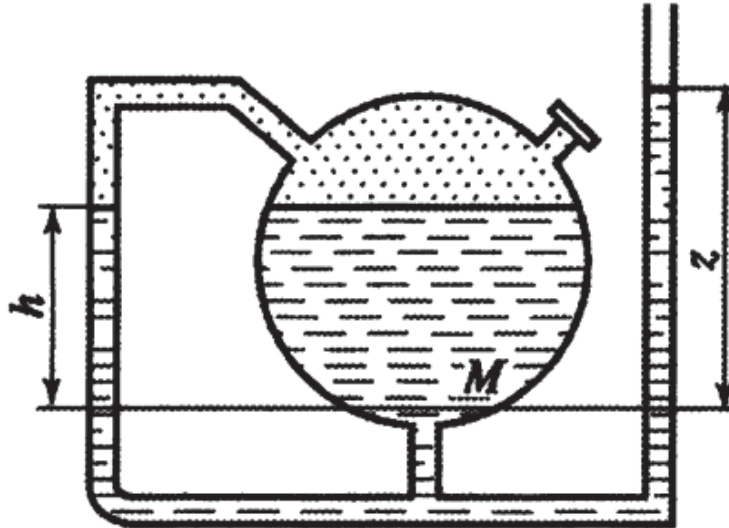
Ответ:  $-2,76 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ .

8. Двойная U-образная трубка заполнена двумя жидкостями таким образом, что свободная поверхность во внутреннем ответвлении трубки находится на одном уровне (рисунок). Рассчитать плотность  $\rho_2$ , если  $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $h_1 = 0,8 \text{ м}$ ;  $h_2 = 0,65 \text{ см}$ .



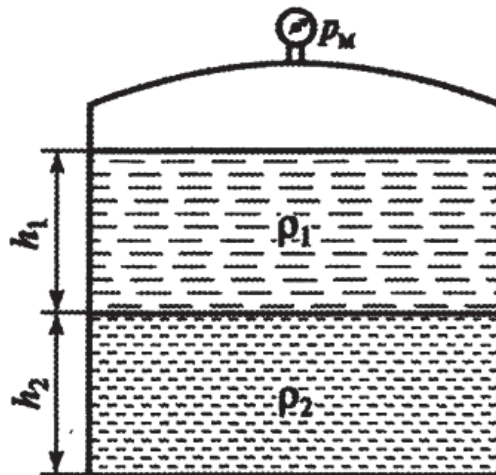
Ответ:  $1230 \text{ кг/м}^3$ .

9. Рассчитать избыточное давление на свободной поверхности минерального масла и абсолютное давление в точке M, если  $h = 2 \text{ м}$ ;  $z = 3,5 \text{ м}$ ;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $p_{\text{атм}} = 10^5 \text{ Па}$ ;  $g = 10 \text{ м/с}^2$  (рисунок).



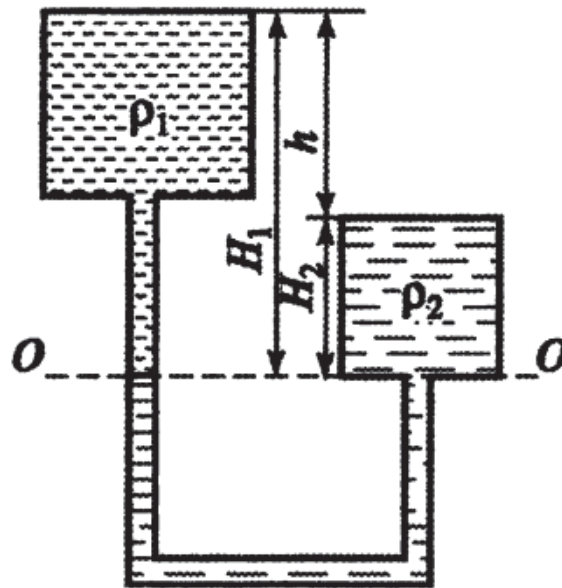
Ответ:  $0,1275 \cdot 10^5$  Па.

**10.** Сосуд содержит две несмешивающиеся жидкости с плотностями  $\rho_1$  и  $\rho_2$  (рисунок). Давление над свободной поверхностью измеряется манометром. Определить избыточное давление на основание сосуда, если  $p_M = 102 \text{ Н/м}^2$ ;  $\rho_1 = 890 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_2 = 1280 \text{ кг/м}^3$ ;  $h_1 = 2,1 \text{ м}$ ;  $h_2 = 2,9 \text{ м}$ ;  $g = 10 \text{ м/с}^2$ .



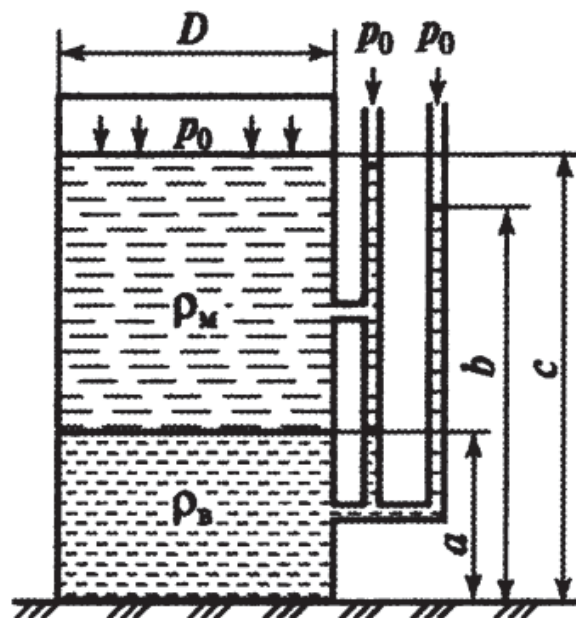
Ответ:  $55912 \text{ Н/м}^2$ .

**11.** В сообщающихся сосудах находятся две несмешивающиеся жидкости с плотностями  $\rho_1$  и  $\rho_2$ . Определить позицию свободных поверхностей жидкостей  $H_1$ , и  $H_2$  по отношению к плоскости сравнения  $0-0$  (рисунок), если  $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_2 = 1200 \text{ кг/м}^3$ ;  $h = 11 \text{ см}$ .



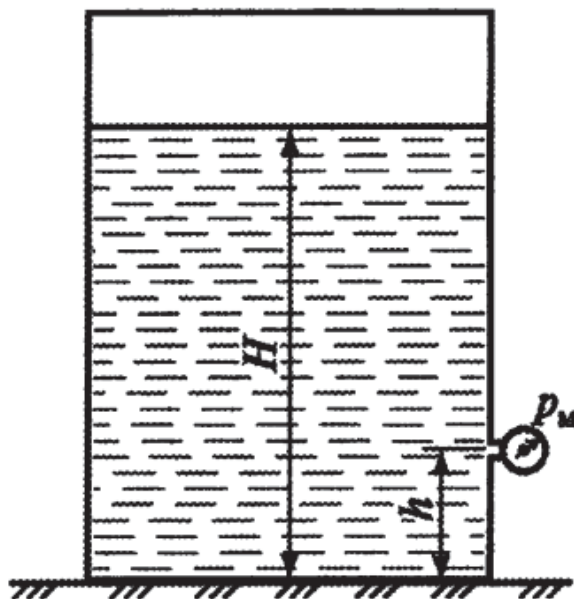
Ответ:  $H_1 = 0,66$  м;  $H_2 = 0,55$  м.

12. Определить объем воды и минерального масла в закрытом сосуде по данным пьезометра и индикатора уровня, если  $D = 0,4$  м;  $a = 0,5$  м;  $b = 1,6$  м;  $\rho_m = 840$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_b = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup> (рисунок).



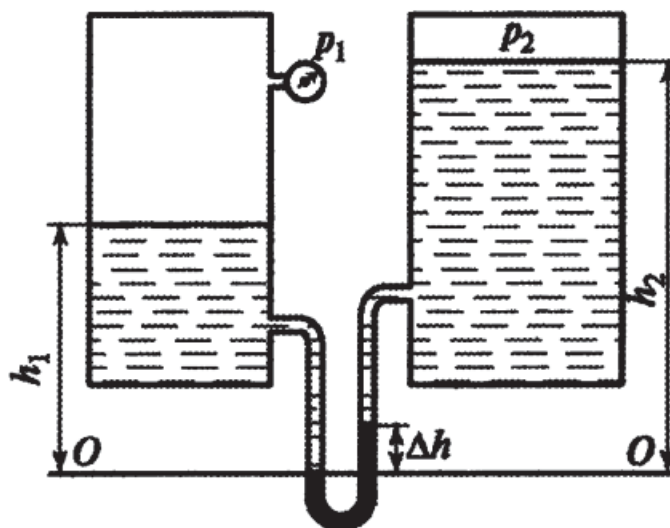
Ответ:  $0,06$  м<sup>3</sup>.

13. Показание манометра, расположенного на расстоянии  $h = 1$  м от дна резервуара,  $p_m = 5$  Н/см<sup>2</sup>. Определить высоту свободной поверхности бензина  $H$  в резервуаре (рисунок), если  $\rho_b = 850$  кг/м<sup>3</sup>;  $g \sim 10$  м/с<sup>2</sup>.



Ответ: 6,88 м.

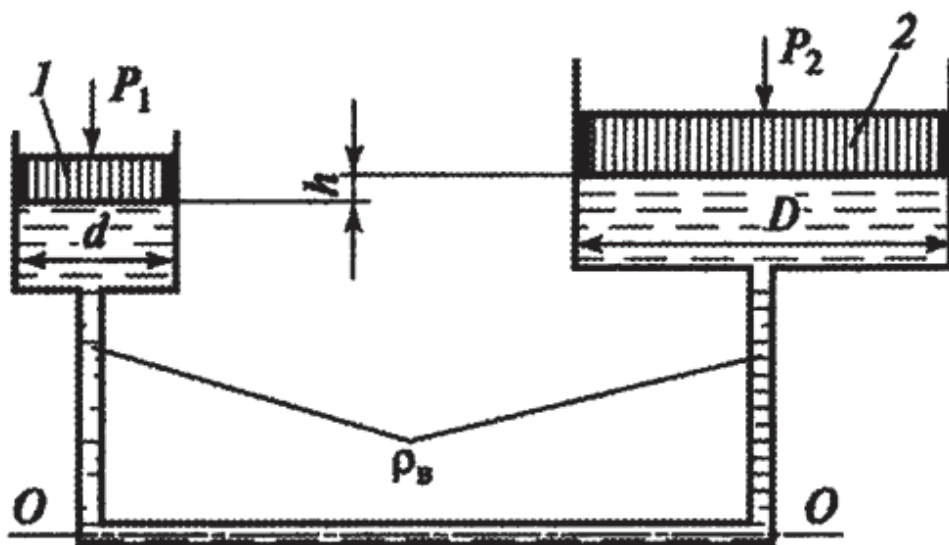
**14.** Два закрытых сосуда содержат воду. Свободные поверхности расположены по отношению к плоскости сравнения 0–0 на высотах  $h_1 = 1$  м и  $h_2 = 1,8$  м (рисунок). Показание манометра  $p_1 = 1,2 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, разница уровней ртути в дифференциальном манометре  $\Delta h = 200$  мм. Определить давление на свободную поверхность второго резервуара  $p_2$ .



Ответ:  $6,86 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup>.

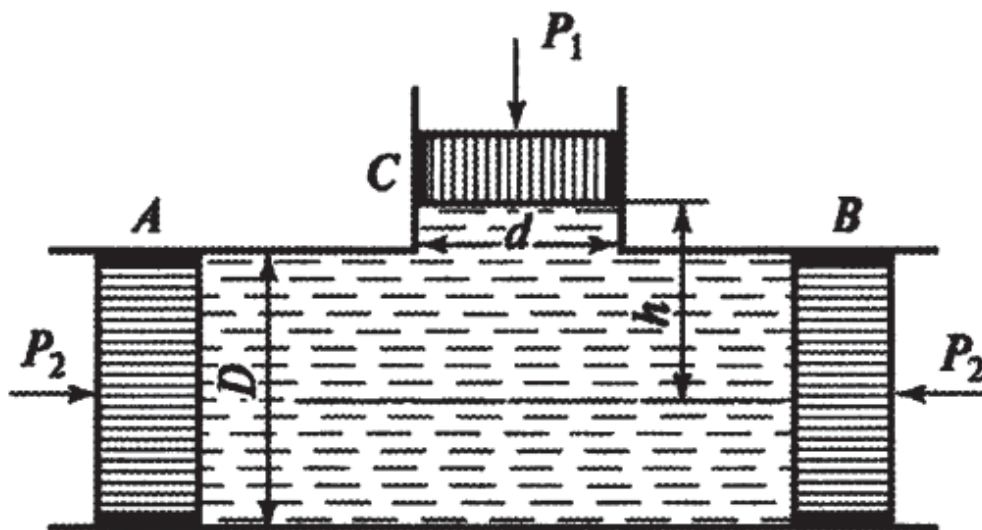
**15.** Какую силу нужно приложить к поршню 2, чтобы уравновесить действие силы  $P_1$  действующей на поршень 1 диаметром  $d$  (рисунок), если  $P_1 = 147$  Н;  $D = 300$  мм;  $d = 50$  мм;  $h = 300$  мм;  $\rho_B = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>?





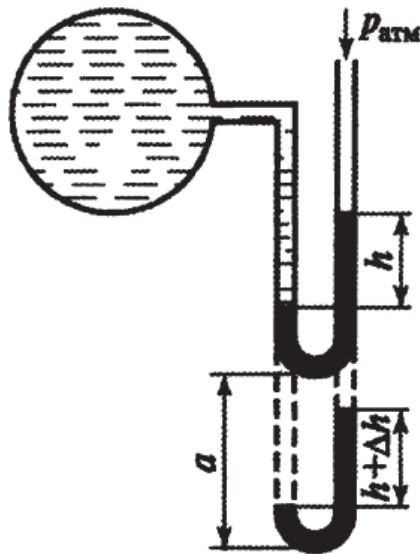
Ответ: 5080 Н.

16. Какая сила должна быть приложена к поршням  $A$  и  $B$  для уравновешивания системы поршней  $A$ ,  $B$ ,  $C$  (рисунок), если  $h = 80$  см;  $D = 40$  см;  $d = 5$  см;  $P_1 = 72,64$  Н;  $\rho = 103$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>?



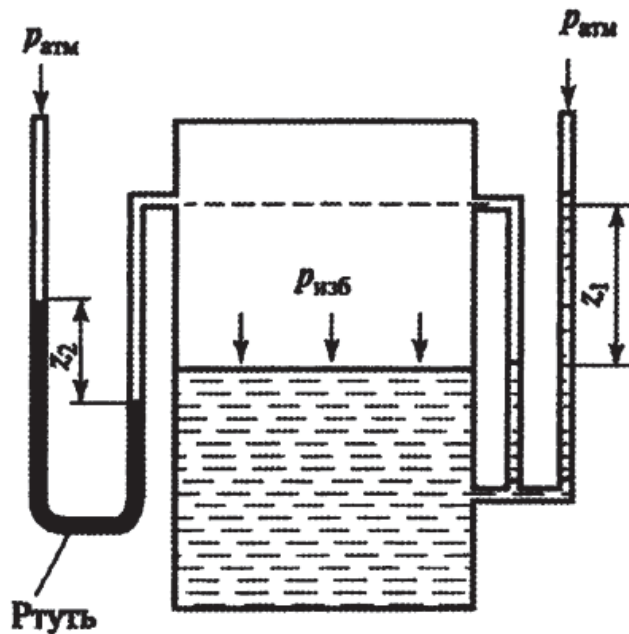
Ответ: 5651,2 Н.

17. С помощью ртутного манометра измеряется гидростатическое давление в трубопроводе воды ( $\rho_B = 1000$  кг/м<sup>3</sup>). Манометр изготовлен из пластичного материала (резиновый шланг) и может растягиваться, увеличиваясь в размерах, например, на величину  $a$  (рисунок). Найти величину  $\Delta h$  – изменение показания  $h$  ртутного манометра.



Ответ:  $\Delta h = a/12,6$ .

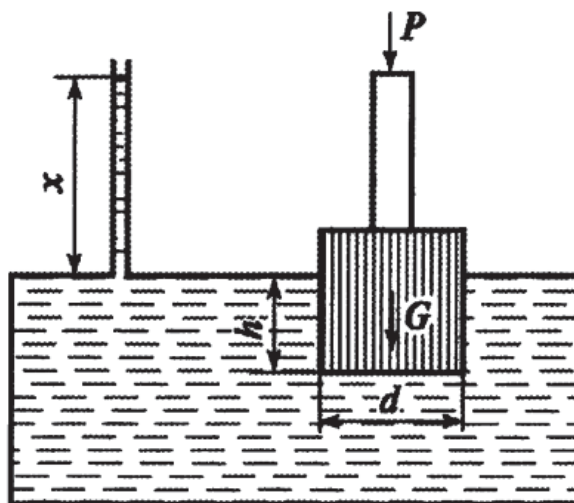
**18.** Герметично закрытый стальной резервуар (рисунок) содержит воду ( $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ ). Вентилятором на свободной поверхности создается избыточное давление, показание ртутного манометра ( $\rho_{\text{рт}} = 13\,600 \text{ кг/м}^3$ )  $z_2 = 500 \text{ мм}$ . Определить абсолютное давление на свободной поверхности жидкости в резервуаре и пьезометрическую высоту  $z_1$ .



Ответ:  $z_1 = 0,68 \text{ м}$ .

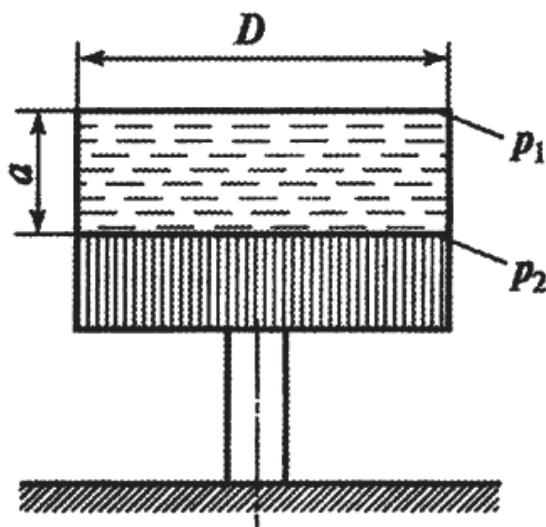
**19.** Вследствие опускания поршня весом  $G$  в закрытый резервуар под действием силы  $P$  жидкость поднялась в пьезометре на высоту  $x$

(рисунок). Определить величину  $x$ , если  $P = 300$  Н;  $G = 200$  Н;  $d = 0,1$  м;  $h = 0,4$  м;  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.



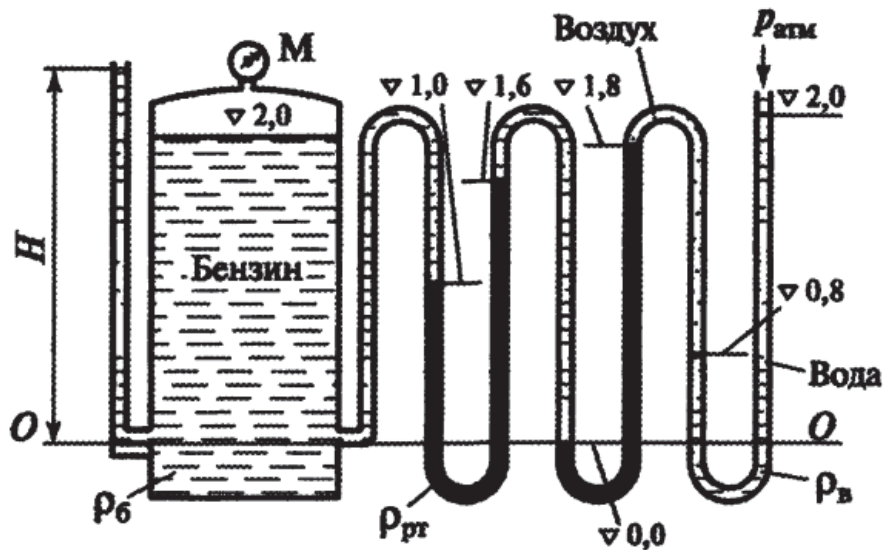
Ответ: 5,97 м.

20. На зафиксированный на полу поршень опирается цилиндрический сосуд без дна, заполненный водой. Определить величины давления  $p_1$  и  $p_2$  (рисунок), если вес сосуда  $G = 103$  Н;  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $a = 0,8$  м;  $D = 0,4$  м;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.



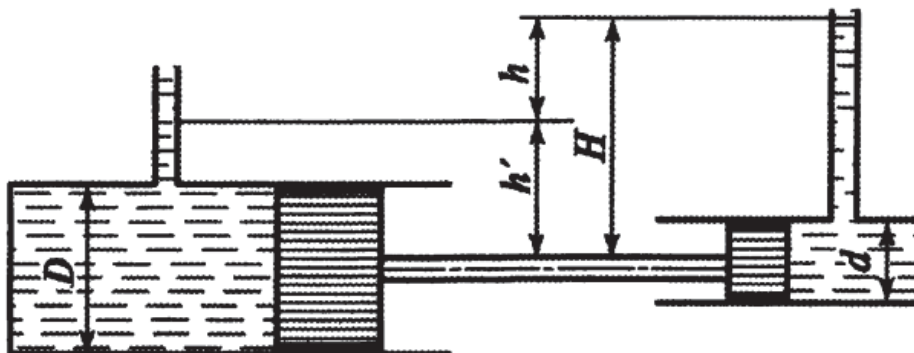
Ответ: 15,960 Н/м<sup>2</sup>.

21. Пьезометр и два жидкостных манометра присоединены к резервуару (рисунок), наполненному бензином до отметки 2 м ( $\rho_6 = 700$  кг/м<sup>3</sup>). Определить показания манометра  $M$  и пьезометра  $H$  для уровней воды, ртути, указанных на рисунке в метрах. Плотностью воздуха можно пренебречь.



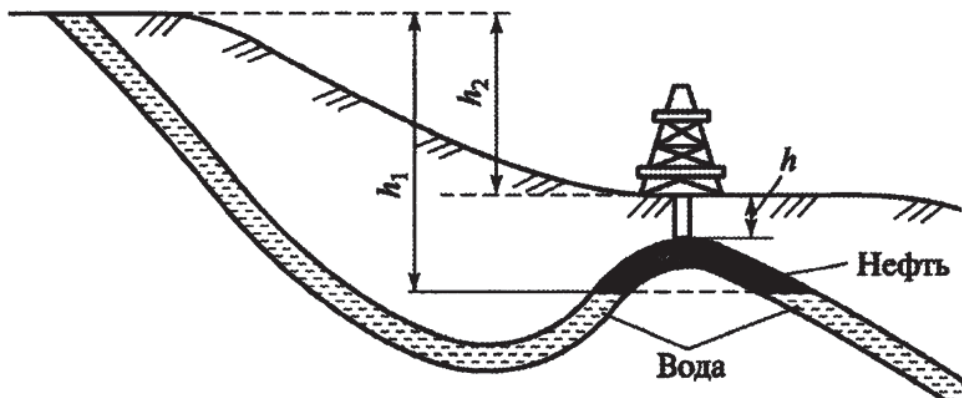
Ответ:  $31,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ , 47 м.

22. Система двух поршней находится в равновесии (рисунок). Определить разницу показаний пьезометров  $h$ , если  $D/d = 3$ ;  $H = 2$  м;  $\rho_1 = \rho_2 = \text{const}$ .



Ответ: 1,778 м.

23. Грунтовые воды, формирующие систему с нефтяным пластом, выходят на поверхность (рисунок). Какова должна быть плотность глинистого раствора, применяемого при бурении ( $\rho_{\text{min}}$ ), чтобы не было фонтанирования нефти при вскрытии пласта? Глубина скважины  $h = 2500$  м; расстояние между уровнем выхода подземных вод на поверхность и границей вода–нефть  $h_1 = 3200$  м; расстояние между уровнем выхода грунтовых вод на поверхность и устьем скважины  $h_2 = 600$  м; плотность подземных вод  $\rho_в = 1100 \text{ кг/м}^3$ ; плотность нефти  $\rho_н = 850 \text{ кг/м}^3$ .



Ответ:  $1347 \text{ кг/м}^3$ .

**24.** Цилиндр диаметром  $d = 20$  см заполнен водой и закрыт сверху без зазора плавающим поршнем, на который положен груз массой  $5$  кг. На какую высоту поднимется вода в пьезометре, соединенном с поршнем?

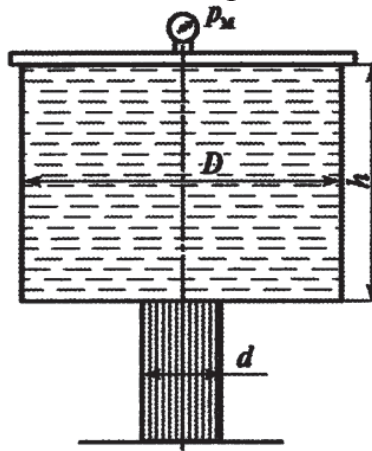
Ответ:  $0,159$  м.

**25.** Определить давление воды на дно резервуара и на пробку, закрывающую отверстие в наклонной стенке резервуара. Давление на свободную поверхность жидкости  $p_0 = 5$  МПа;  $h = 2$  м; диаметр пробки  $d = 40$  мм;  $h_G = 1$  м.

Ответ:  $9836,7$  Н.

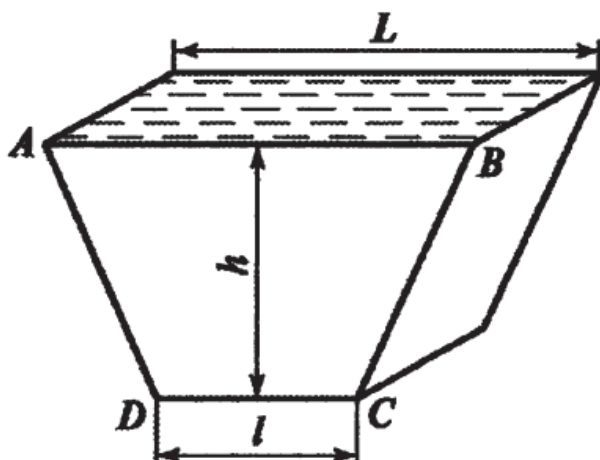
### 2.3. Сила давления жидкости на стенку (плоскую и криволинейную)

**1.** Рассчитать манометрическое давление  $p_m$  и силу давления, действующую на верхнюю крышку сосуда, полностью заполненного водой (рисунок), если вес сосуда  $G = 5 \cdot 10^4$  Н; диаметр сосуда  $D = 0,4$  м;  $S_2$  – площадь сечения верхней крышки; диаметр поршня, действующего на жидкость,  $d = 0,2$  м; площадь сечения поршня  $S_1 = (3,14 \cdot d^2)/4$ .



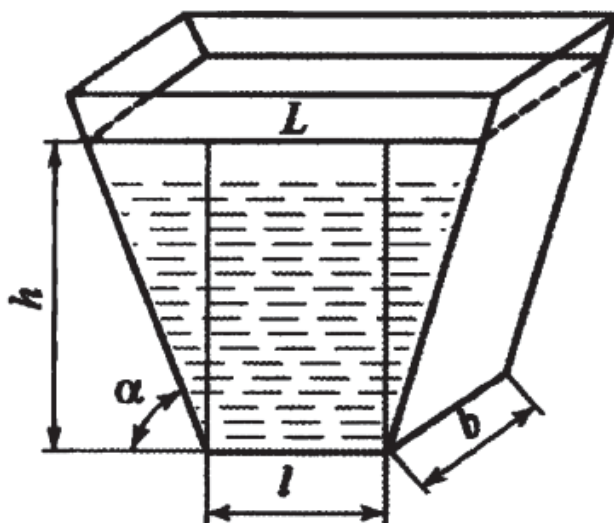
Ответ:  $15,9 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $19,97 \cdot 10^4$  Н.

2. Определить силу давления на вертикальную стенку A B C D сосуда, полностью заполненного водой (рисунок), и положение центра давления, если  $L = 32$  м;  $l = 26$  м;  $h = 18$  м;  $\rho = 103$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.



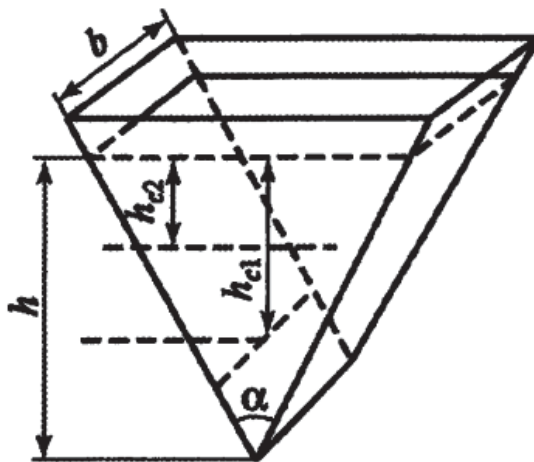
Ответ:  $454 \cdot 10^5$  Н; 11,8 м.

3. Определить силы давления жидкости на стенки и основание открытого сосуда, если  $l = 5$  м;  $b = 3$  м;  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $h = 2$  м;  $\alpha = 60^\circ$ ;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup> (рисунок).



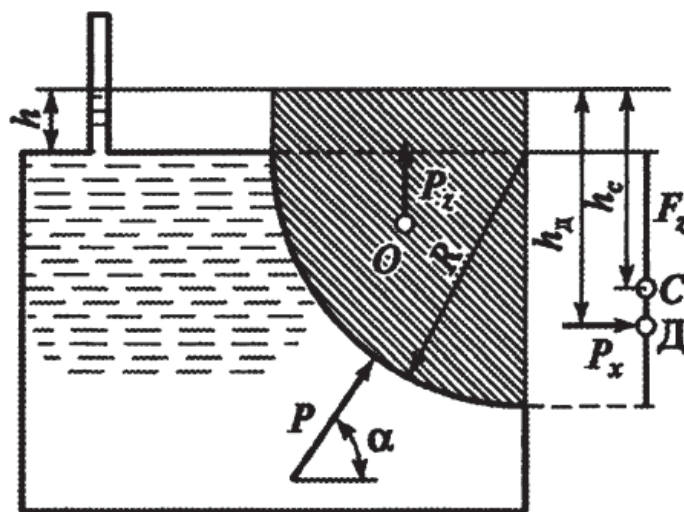
Ответ:  $1,13 \cdot 10^5$  Н;  $3 \cdot 10^5$  Н.

4. Определить силы давления на боковые поверхности резервуара, заполненного бензином (рисунок), и координаты центров давления, если  $\alpha = 60^\circ$ ;  $b = 1$  м;  $h = 4$  м;  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.



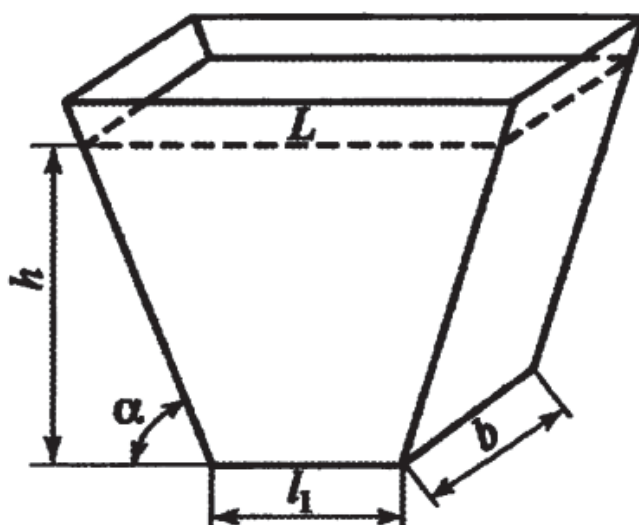
Ответ:  $1,6 \cdot 10^5$  Н; 2 м.

5. Определить силу давления воды на цилиндрическую стенку резервуара (рисунок), а также угол наклона к горизонту линии действия этой силы а, если радиус стенки  $R = 2$  м, ширина стенки  $B = 3$  м, высота уровня воды в трубке пьезометра, установленного на верхней крышке резервуара,  $h = 0,5$  м.



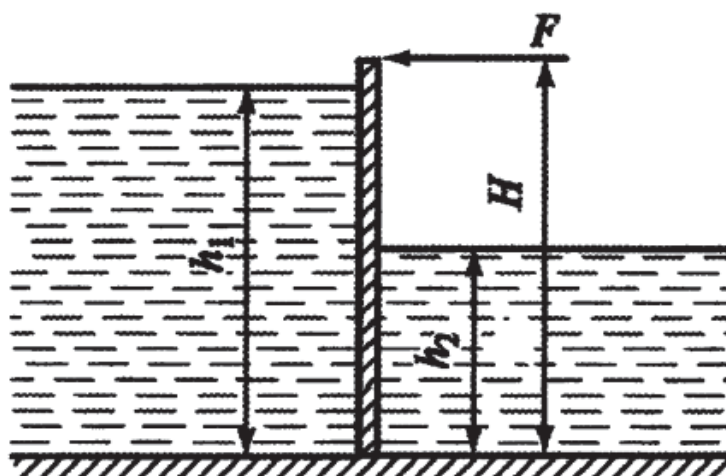
Ответ: 151 кН;  $54^\circ 8'$ .

6. Определить силу давления на основание резервуара (рисунок), а также силу, действующую на землю под резервуаром, если  $h = 3$  м;  $b = 3$  м;  $\rho = 103$  кг/м<sup>3</sup>;  $l_1 = 6$  м;  $\alpha = 60^\circ$ ;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>. Объяснить полученные результаты. Весом резервуара можно пренебречь.



Ответ:  $6,975 \cdot 10^5$  Н;  $5,4 \cdot 10^5$  Н.

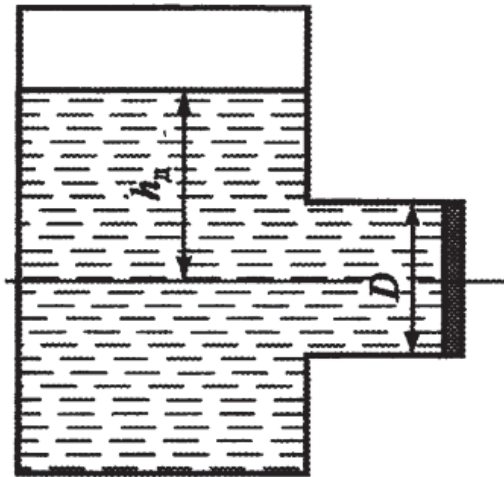
7. Определить силу  $F$ , необходимую для удержания вертикального панно (стенки) шириной  $b = 4$  м и высотой  $H = 5,5$  м (рисунок) при глубине воды слева  $h_1 = 5$  м, справа  $h_2 = 2$  м;  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.



Ответ:  $1,42 \cdot 10^5$  Н.

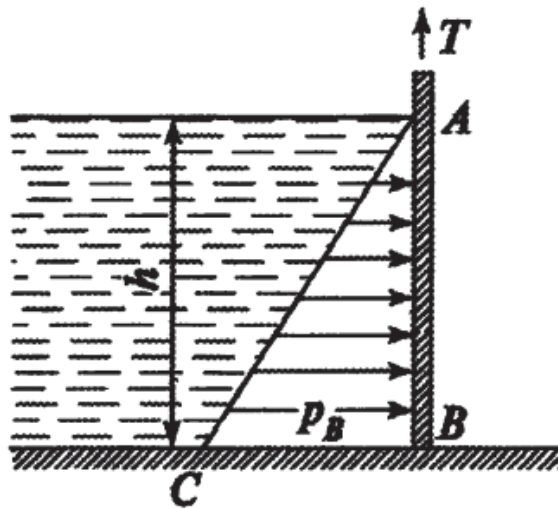
8. Трубопровод диаметром  $d = 0,75$  м заканчивается заполненным нефтью ( $\rho = 860$  кг/м<sup>3</sup>) резервуаром и закрыт крышкой с 12 болтами (рисунок). Свободная поверхность в резервуаре находится на расстоянии  $h_d = 7$  м от центра тяжести крышки. Напряжение на разрыв стали болтов  $[\sigma] = 7000$  Н/см<sup>2</sup>. Определить силу давления жидкости на крышку, глубину центра давления и диаметр болтов, если  $D = d$ .





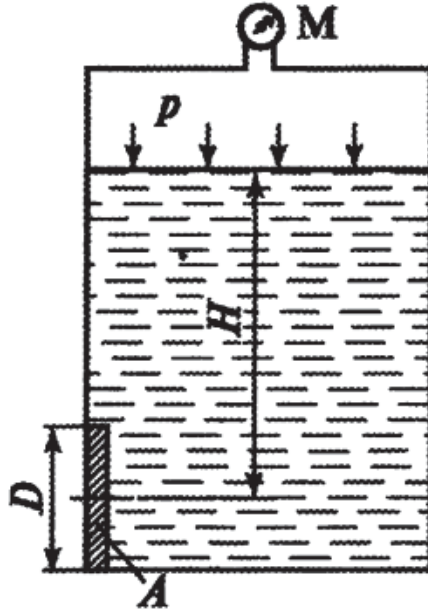
Ответ: 26488 Н; 7,01 м; 0,63 см.

9. Определить силу суммарного давления воды на плоский щит, перекрывающий канал, и усилие, которое необходимо приложить для подъема щита. Ширина канала  $b = 1,8$  м, глубина воды в нем  $h = 2,2$  м. Вес щита  $G = 15$  кН. Коэффициент трения щита по опорам  $f = 0,25$  (рисунок).



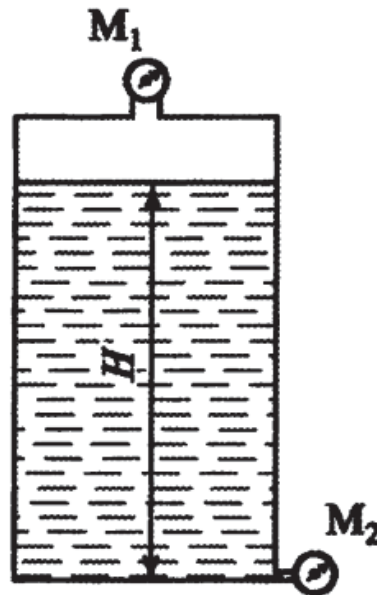
Ответ: 42,7 кН.

10. Определить результирующую силу давления на плоскую поверхность A и положение точки ее приложения (рисунок). Показание манометра на закрытом резервуаре, заполненном водой,  $p_m = 5000$  Н/м<sup>2</sup>;  $H = 4$  м;  $D = 1$  м;  $\rho = 103$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.



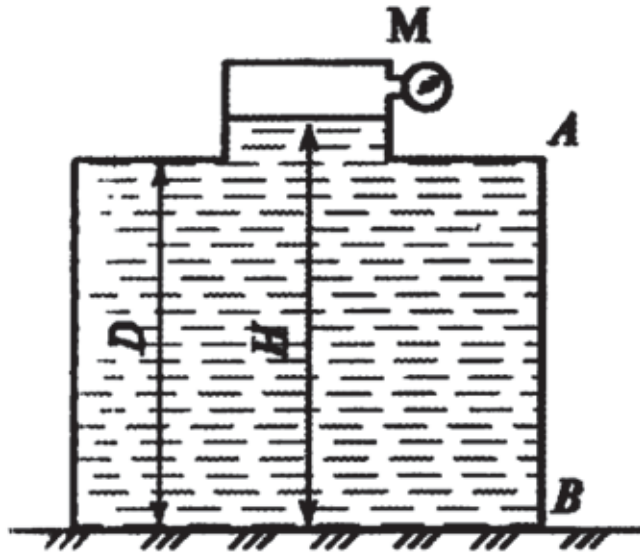
Ответ: 35,325 Н; 4,015 м.

11. Показание манометра  $M_1$   $p_1 = 5 \text{ Н/см}^2$ , показание манометра  $M_2$   $p_2 = 6 \text{ Н/см}^2$ ,  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $g = 10 \text{ м/с}^2$ . Определить позицию свободной поверхности от дна резервуара (рисунок).



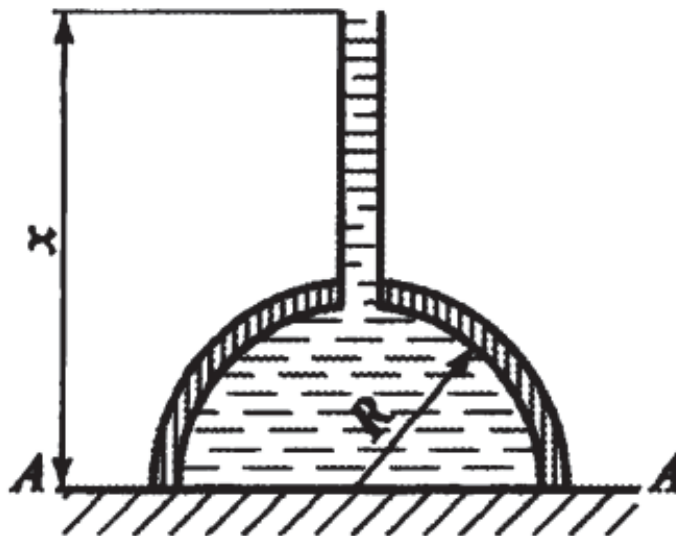
Ответ: 1 м.

12. Имеется цилиндрическая цистерна с бензином (рисунок). Манометр показывает избыточное давление паров над свободной поверхностью. Определить силу давления на поверхность  $AB$  и координату центра давления, если  $D = 2,2 \text{ м}$ ;  $H = 2,4 \text{ м}$ ;  $\rho = 0,72 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $p_m = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $g = 10 \text{ м/с}^2$ .



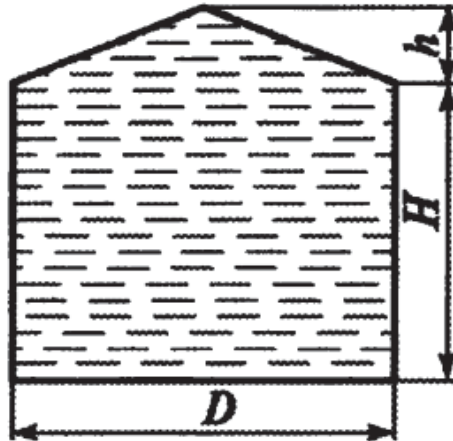
Ответ:  $6,041 \cdot 10^5$  Н; 1,53 м.

13. Стальной полусферический резервуар радиусом  $R = 1$  м и массой  $m = 2550$  кг, расположенный на горизонтальной плоскости А–А через пьезометр заполняется водой (рисунок). При какой высоте  $x$  произойдет отрыв резервуара от плоскости А–А?



Ответ: 0,875 м.

14. Резервуар наполнен бензином. Определить силы давления, действующие на основание, боковые поверхности и крышу, если  $D = 5$  м;  $h = 1,5$  м;  $H = 4$  м;  $\rho_6 = 0,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> (рисунок).



Ответ:  $8,47 \cdot 10^5 \text{ Н}$ ;  $7,15 \cdot 10^5 \text{ Н}$ ;  $1,54 \cdot 10^5 \text{ Н}$ .

**15.** Простейший ареометр (прибор для определения плотности жидкости), выполненный из круглого карандаша диаметром  $d = 8 \text{ мм}$  и прикрепленного к его основанию металлического шарика диаметром  $d_{\text{ш}} = 5 \text{ мм}$ , имеет вес  $G = 0,006 \text{ Н}$ . Определить плотность жидкости  $\rho$ , если ареометр цилиндрической частью погружается в нее на глубину  $h = 1,5 \text{ см}$ .

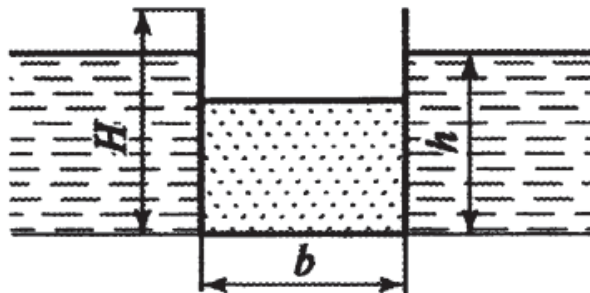
Ответ:  $747 \text{ кг/м}^3$ .

#### 2.4. Плавание тела. Закон Архимеда

**1.** В обычных условиях человек поднимает без труда стальную гирию массой  $m_1 = 30 \text{ кг}$ . Стальную гирию какой массы человек может поднять без труда под водой, если  $\rho_{\text{в}} = 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{ст}} = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ?

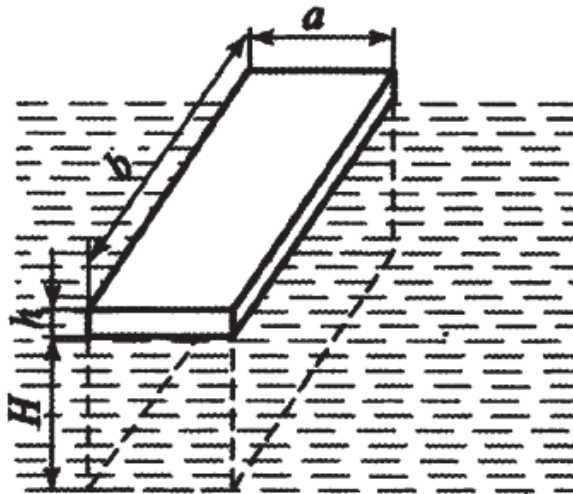
Ответ:  $33,8 \text{ кг}$ .

**2.** Прямоугольная баржа размером  $l \times b \times H = 60 \times 8 \times 3,5 \text{ м}$  (рисунок) наполнена песком относительной плотностью  $\rho_{\text{п}} = 2,0 \text{ кг/м}^3$  и весом  $G = 1440 \cdot 10^4 \text{ Н}$ . Определить осадку баржи  $h$ ; объем песка, который необходимо отгрузить с баржи, чтобы осадка не превышала  $h = 1,2 \text{ м}$  ( $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ ).



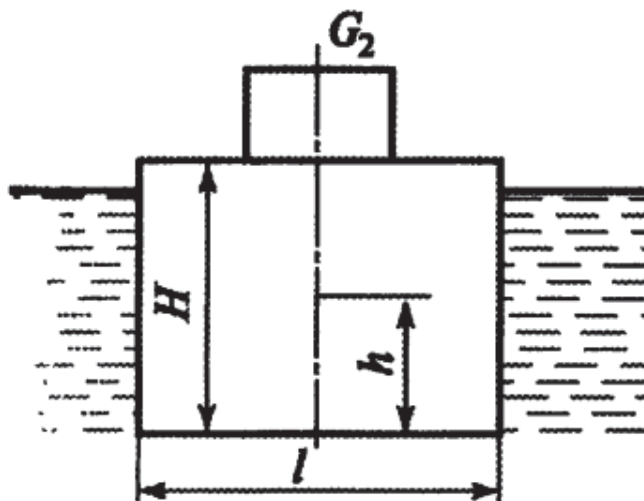
Ответ:  $3 \text{ м}$ ,  $288 \text{ м}^3$ .

3. Лодка плавает по воде (рисунок). Определить глубину погружения  $H$ . Сколько человек (массой 67,5 кг каждый) может разместиться в лодке при условии, что она не погрузится полностью (плотность лодки  $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$ );  $h = 0,3 \text{ м}$ ;  $a = 0,3 \text{ м}$ ;  $b = 5 \text{ м}$ ?



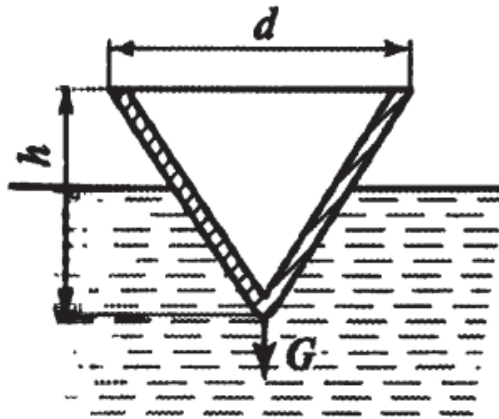
Ответ: 0,7 м, 6 человек.

4. Понтон весом  $G_1 = 4 \cdot 10^4 \text{ Н}$  нагружен грузом  $G_2$  (рисунок). Центр тяжести находится на расстоянии  $h = 0,45 \text{ м}$  от основания понтона. Размеры понтона: длина  $L = 8 \text{ м}$ , ширина  $l = 4 \text{ м}$ , высота  $H = 1 \text{ м}$ . Определить вес груза  $G_2$ .



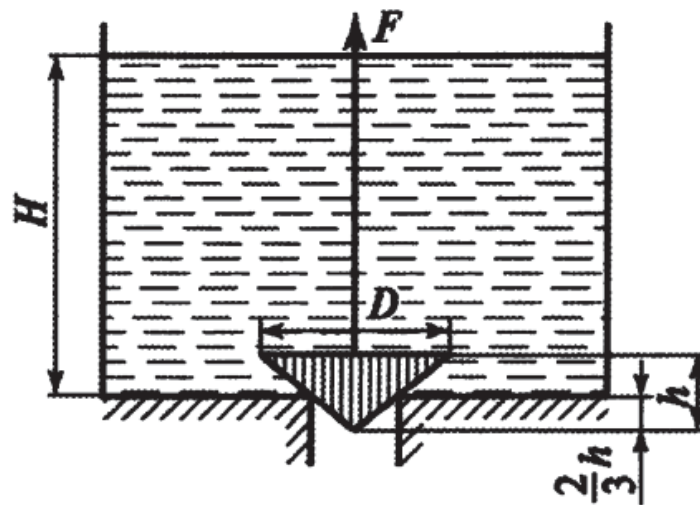
Ответ:  $24,8 \cdot 10^4 \text{ Н}$ .

5. Коническое тело с диаметром основания  $d = 0,4 \text{ м}$ , высотой  $h = 0,5 \text{ м}$  и массой  $m = 10 \text{ кг}$  плавает в воде (рисунок). Какое количество воды необходимо залить в эту емкость для полного его погружения?



Ответ:  $0,01 \text{ м}^3$ .

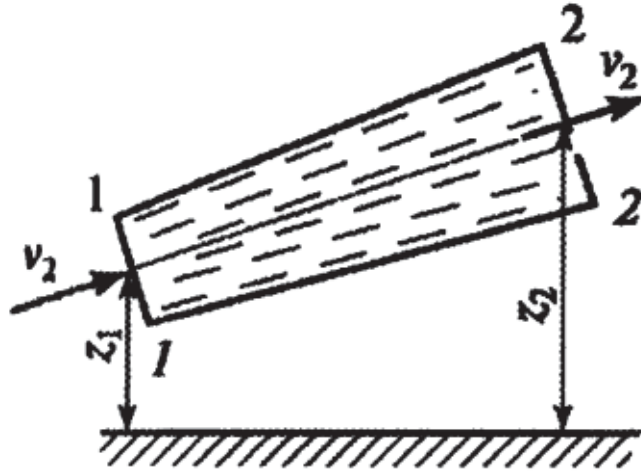
6. Стальной конический клапан диаметром  $D$  и высотой  $h$  служит для закрытия отверстия круглой формы, куда он опускается  $(2/3) \cdot h$  (рисунок). Позиция свободной поверхности соответствует высоте  $H$ . Определить силу  $F$ , необходимую для открытия клапана, если  $D = 0,5 \cdot h$ ;  $H = 5 \cdot h$ ;  $\rho_{\text{ст}} = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $h = 0,5 \text{ м}$ .



Ответ: 1726 Н.

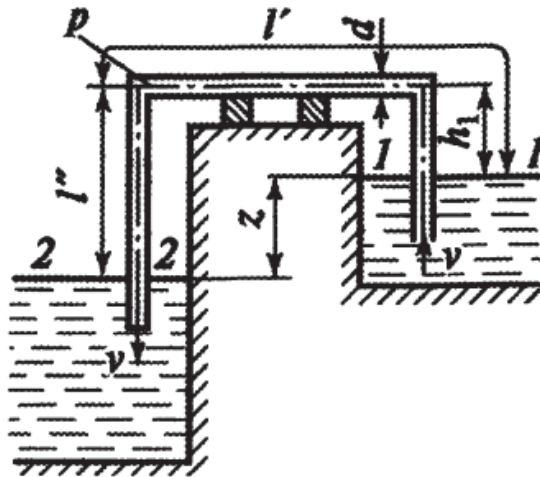
### 2.5. Уравнение неразрывности. Уравнение Бернулли

1. Расход идеальной жидкости относительной плотности  $\delta = 0,860$  в расширяющемся трубопроводе с диаметрами  $d_1 = 480 \text{ мм}$  (сечение 1–1) и  $d_2 = 945 \text{ мм}$  (сечение 2–2) равен  $Q = 0,18 \text{ м}^3/\text{с}$  (рисунок). Разница в позициях центра сечений равна 2 м. Показание манометра в сечении 1–1 равно  $p_1 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ . Определить скорость жидкости в сечениях 1–1 и 2–2; давление  $p_2$  в сечении 2–2.



Ответ: 0,995 м/с; 0,257 м/с;  $3,174 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>.

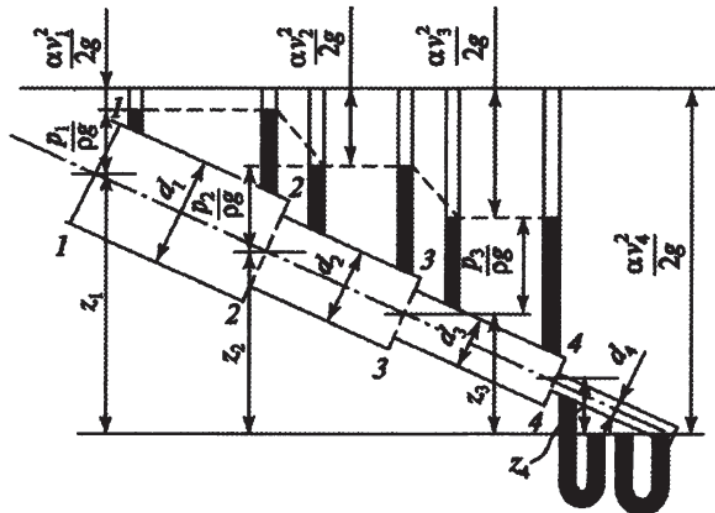
2. Сифон длиной  $l = l' + l'' = 25$  м и диаметром  $d = 0,4$  м (рисунок) позволяет перетекать воде из одного резервуара в другой. Центральная часть сифона поднимается на высоту  $h_1 = 2$  м над свободной поверхностью жидкости. Разница уровней в резервуарах  $z = 2,5$  м. Коэффициент потери напора по длине  $\lambda = 0,02$ , коэффициенты местных потерь: входа  $\xi_1 = 0,5$ , выхода  $\xi_2 = 1$ , поворота трубопровода  $\xi_3 = 0,4$ . Определить расход воды в сифоне.



Ответ: 0,467 м<sup>3</sup>/с.

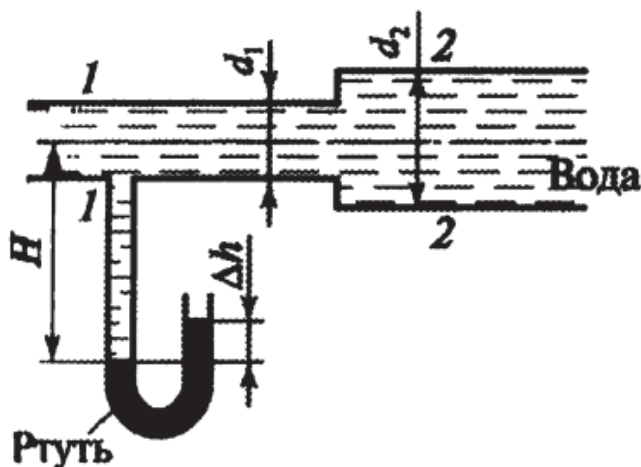
3. Наклонный трубопровод состоит из четырех составных частей с диаметрами  $d_1 = 100$  мм;  $d_2 = 75$  мм;  $d_3 = 50$  мм;  $d_4 = 25$  мм (рисунок). Дебит равен 0,01 м<sup>3</sup>/с, относительная плотность жидкости  $\delta = 0,95$ . Рассчитать давления  $p_1, p_2, p_3$  в соответствующих поперечных сечениях, имеющих координаты центров  $z_1 = 5$  м,

$z_2 = 4$  м,  $z_3 = 3$  м. Потерями напора можно пренебречь.



Ответ:  $1,58 \cdot 10^5$  Н/м;  $1,659 \cdot 10^5$  Н/м;  $1,653 \cdot 10^5$  Н/м.

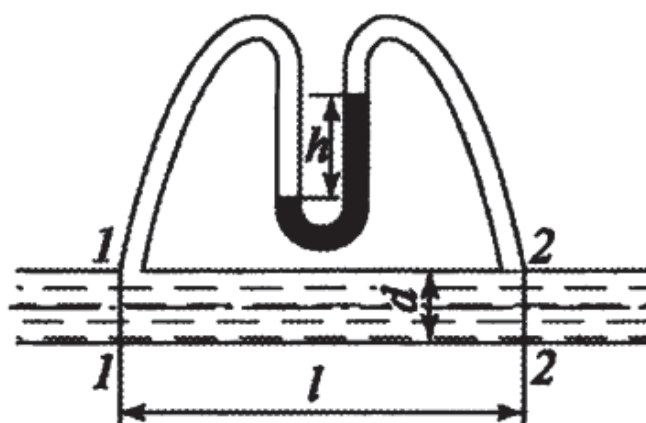
4. Последовательно соединенные трубопроводы с водой имеют U-образный ртутный манометр (рисунок). Рассчитать давления и скорости воды в двух сечениях данных трубопроводов, пренебрегая всеми потерями напора, если  $Q = 10$  л/с;  $d_1 = 5$  см;  $d_2 = 10$  см;  $\rho_{\text{в}} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{рт}} = 13,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta H = 700$  мм рт. ст.;  $H = 1$  м.



Ответ: 5,1 м/с; 1,27 м/с;  $0,835 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>;  $0,903 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>.

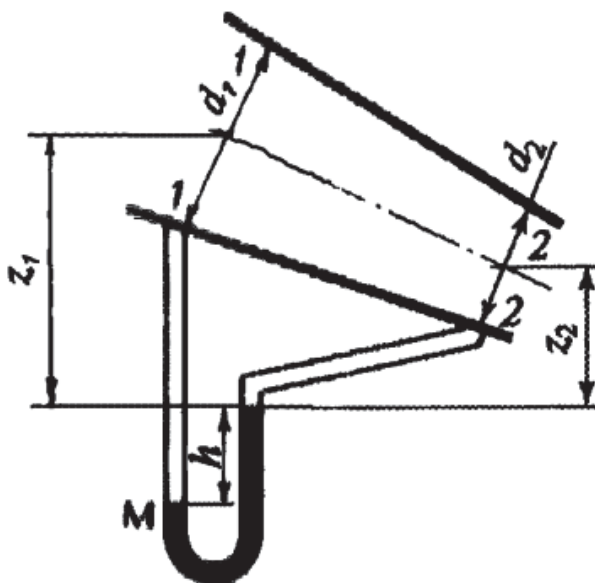
5. Через трубопровод диаметром  $d = 100$  мм движется вода с расходом  $Q = 8$  л/с (рисунок). С помощью U-образного ртутного манометра между сечениями 1–1 и 2–2, расположенными на расстоянии  $l = 50$  м друг от друга, берется разность показаний  $h = 32$  мм. Относительная плотность ртути  $\delta = 13,6$ . Определить коэффициент потери напора на трение  $\lambda$ .





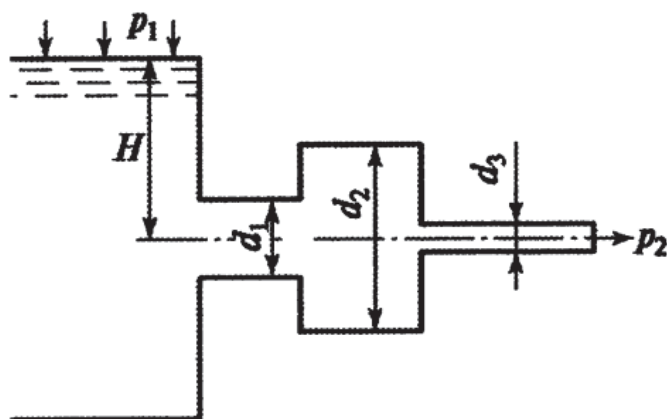
Ответ: 0,0247.

6. Расходомер Вентури расположен в наклонном трубопроводе с диаметрами  $d_1 = 0,25$  м,  $d_2 = 0,1$  м (рисунок). В двух сечениях ртутным манометром производится замер разности давлений. Зная разницу давлений  $h = 0,1$  м ртутного столба, определить расход воды ( $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>).



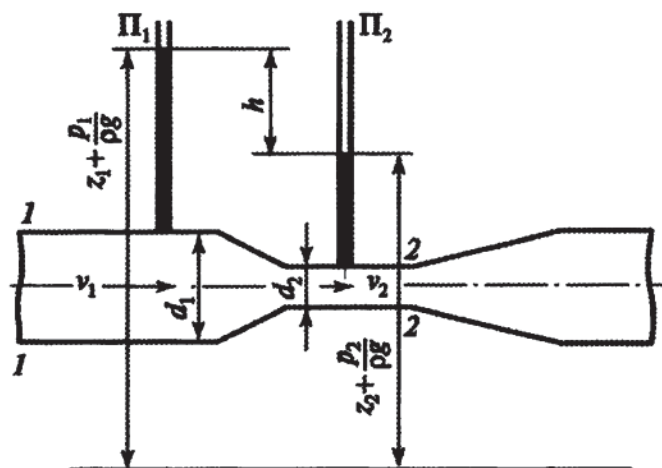
Ответ: 0,12 м<sup>3</sup>/с.

7. Идеальная жидкость относительной плотностью  $\delta = 0,8$  перетекает через систему трех трубопроводов с диаметрами  $d_1 = 50$  мм,  $d_2 = 70$  мм,  $d_3 = 40$  мм под постоянным напором  $H = 16$  м (рисунок). Трубопроводы полностью заполнены жидкостью. Определить расход жидкости  $Q$ .



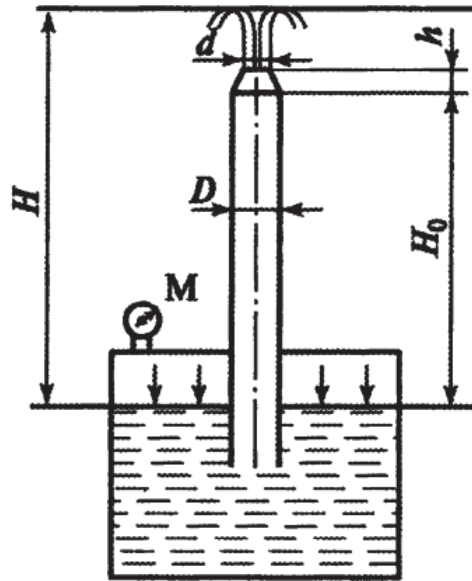
Ответ: 22,2 л/с.

8. Вода протекает по водомеру Вентури, состоящему из трубы диаметром  $d_1 = 20$  см, в которую вставлен участок трубы диаметром  $d_2 = 10$  см (рисунок). Пренебрегая сопротивлением, определить расход воды, если в пьезометрах  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  разность показаний  $h = 0,25$  м.



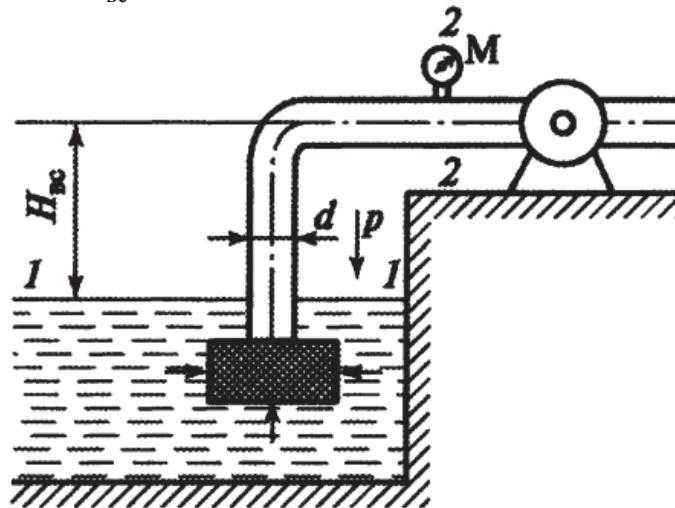
Ответ: 0,018 м<sup>3</sup>/с.

9. Пренебрегая всеми потерями напора, определить высоту  $H$  и расход  $Q$  струи воды ( $\rho_{\text{в}} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>) начальным диаметром  $d = 25$  м при выходе из сопла длиной  $h = 0,25$  м. Выброс струи осуществляется вертикальной трубкой диаметром  $D = 500$  мм и длиной  $H_0 = 3$  м, которая подпитывается из резервуара с постоянным уровнем под избыточным давлением  $p_{\text{м}} = 5$  Н/см<sup>2</sup> над свободной поверхностью (рисунок).



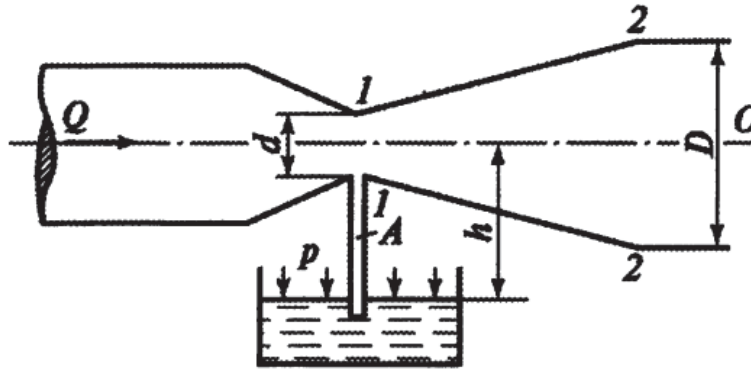
Ответ: 2,9 л/с.

10. Центробежный насос должен обеспечить расход  $Q = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$  и давление на выходе  $p_2 = 4,7 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ . Всасывающая труба имеет диаметр  $d = 0,3 \text{ м}$  и длину  $L = 24 \text{ м}$ , а также фильтр на входе, имеющий местный коэффициент сопротивления  $\xi = 5$ . Всасывание воды осуществляется из открытого резервуара (рисунок). Коэффициент потерь на трение  $\lambda = 0,02$ , коэффициент местных сопротивлений  $\xi_{\text{поворот}} = 0,2$ . Определить высоту всасывания  $H_{\text{вс}}$ .



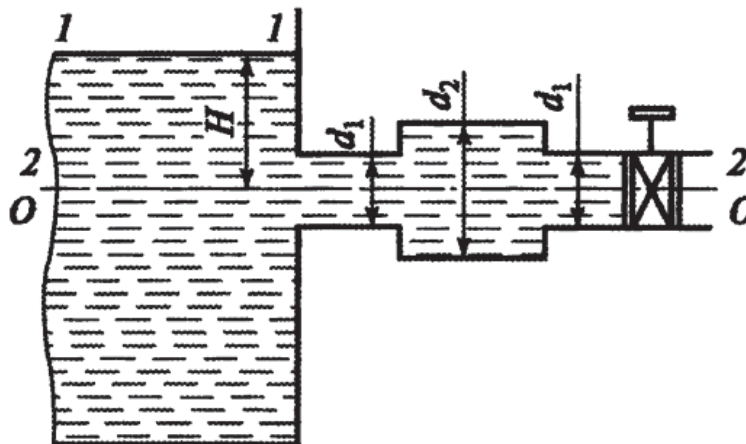
Ответ: 4,615 м.

11. Горизонтальная часть эжектора расположена на высоте  $h = 2 \text{ м}$  от свободной поверхности жидкости в резервуаре. Диаметр горловины эжектора  $d = 20 \text{ мм}$ , а диаметр выходного сечения  $D = 60 \text{ мм}$  (рисунок). Определить давление в минимальном сечении эжектора и максимальный расход при отсутствии расхода в трубке А.



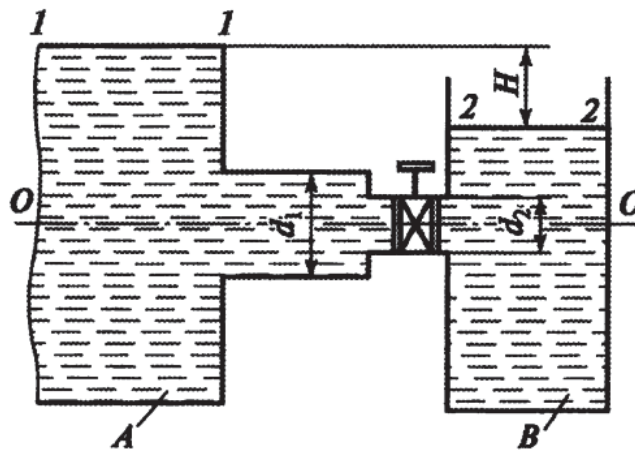
Ответ:  $24,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ ; 2 л/с.

12. Течение воды осуществляется из резервуара с постоянным уровнем  $H = 16 \text{ м}$  через короткий трубопровод, состоящий из отрезков труб с диаметрами  $d_1 = 50 \text{ мм}$  и  $d_2 = 70 \text{ мм}$  (рисунок). На конце трубопровода помещено запорное устройство с коэффициентом местных потерь  $\xi = 4$ . Другими потерями можно пренебречь. Определить расход воды  $Q$ .



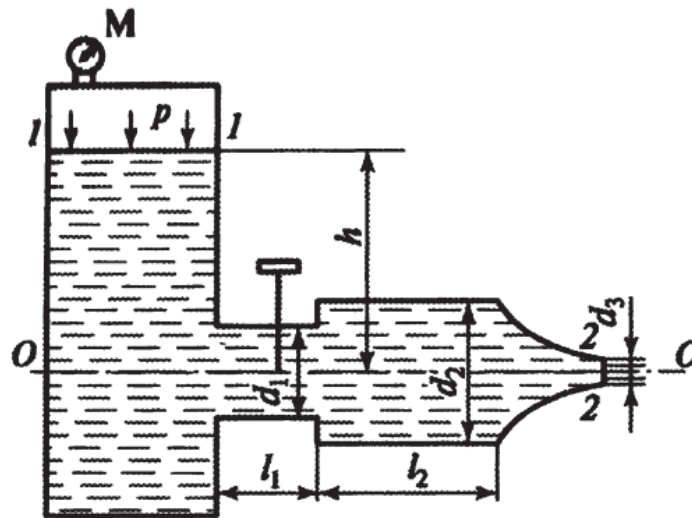
Ответ: 15,5 л/с.

13. Резервуары  $A$  и  $B$  с водой соединены горизонтальным трубопроводом, состоящим из отрезков труб с диаметрами  $d_1 = 100 \text{ мм}$  и  $d_2 = 60 \text{ мм}$  и имеющим кран с коэффициентом местных потерь  $\xi = 5$  (рисунок). Другими потерями можно пренебречь. Разница в уровнях жидкости в резервуарах  $H = 3 \text{ м}$ . Определить расход жидкости в трубопроводе  $Q$ . Каким должен быть коэффициент местных потерь чтобы расход жидкости увеличился в два раза?



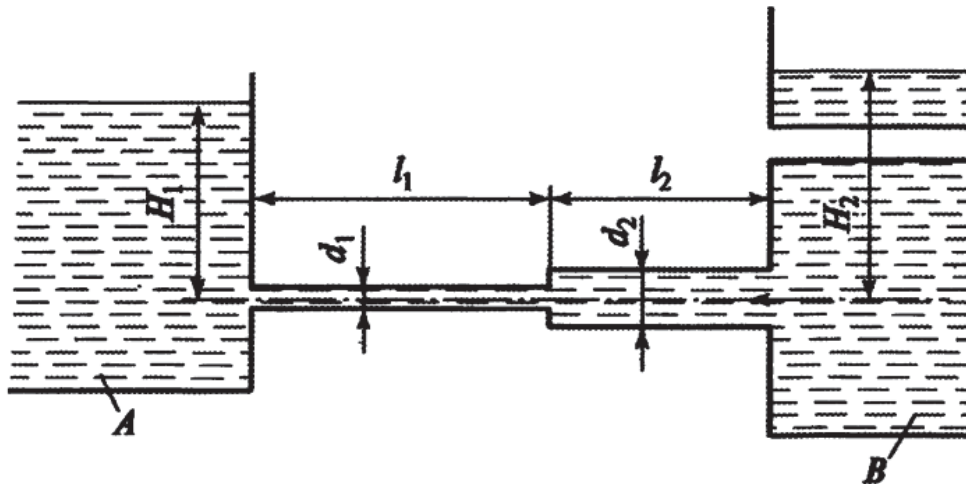
Ответ: 9,7 л/с; 1,25.

14. Согласно показанию манометра избыточное давление в закрытом резервуаре  $p_{\text{изб}} = 4 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ . Ось трубопровода находится на глубине  $h = 5 \text{ м}$  от свободной поверхности (рисунок). Коэффициенты местного сопротивления запорного крана  $\xi_{\text{кр}} = 4$ , сопла  $\xi_{\text{сопла}} = 0,06$ . Линейным сопротивлением трубопровода можно пренебречь. Определить расход воды  $Q$ , если  $d_1 = 10 \text{ см}$ ;  $d_2 = 20 \text{ см}$ ;  $d_3 = 8 \text{ см}$ .



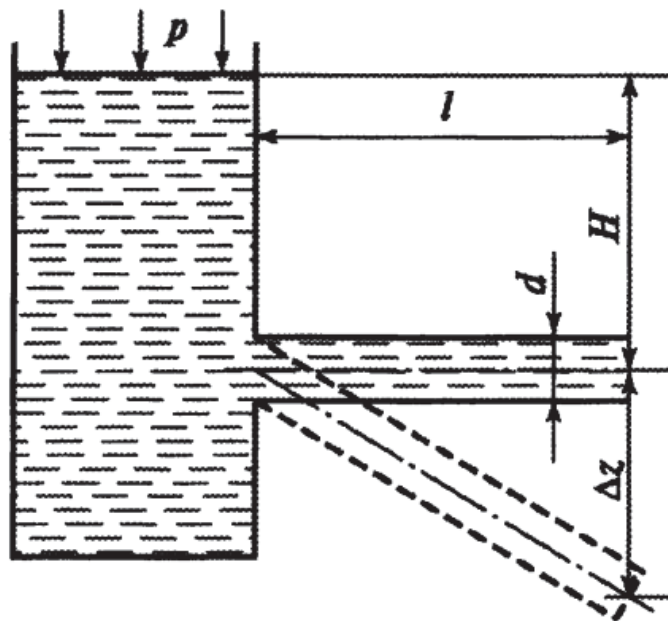
Ответ: 241 л/с.

15. Система из двух соединенных последовательно трубопроводов  $d_1 = 100 \text{ мм}$  и  $d_2 = 200 \text{ мм}$ ,  $l_1 = 200 \text{ м}$  и  $l_2 = 300 \text{ м}$  соединяет резервуары A и B, имеющие свободные поверхности на уровнях  $H_1 = 100 \text{ м}$  и  $H_2 = 200 \text{ м}$  (рисунок). Коэффициенты потерь на местные сопротивления:  $\xi_1 = 0,5$ ;  $\xi_2 = 0,1$ ;  $\xi_3 = 0,6$ ; коэффициент трения на линейные сопротивления для сформировавшегося турбулентного режима  $\lambda = 0,02 + 0,5/d$ . Определить расход жидкости между резервуарами.



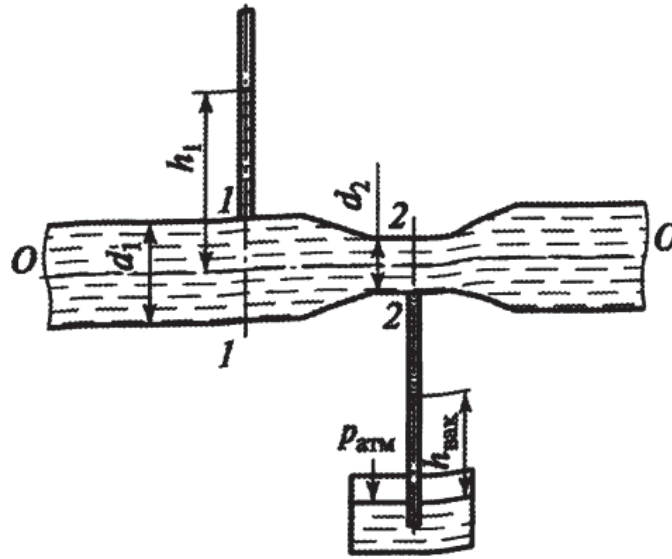
Ответ: 47,9 л/с.

**16.** Жидкость вытекает из резервуара через трубопровод диаметром  $d = 100$  мм длиной  $l = 50$  м (рисунок). Уровень свободной поверхности, находящийся на высоте  $H = 4$  м, остается постоянным. Рассчитать расход жидкости: в горизонтальном трубопроводе  $Q_1$ , в наклонном трубопроводе  $Q_2$  ( $\Delta z = 2$  м). Местными потерями напора можно пренебречь.



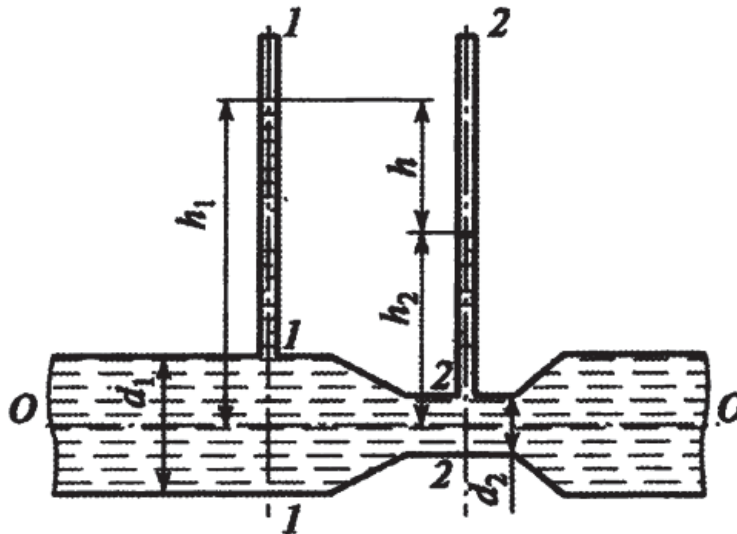
Ответ: 18,9 л/с; 23,15 л/с.

**17.** Определить, на какую высоту  $h_{\text{вак}}$  поднимется вода в трубке, один конец которой присоединен к суженной части трубы, а другой опущен в воду (рисунок). Расход воды в трубе  $Q = 0,025$  м<sup>3</sup>/с, избыточное давление  $p_1 = 49 \cdot 10^3$  Па, диаметры  $d_1 = 100$  мм и  $d_2 = 50$  мм.



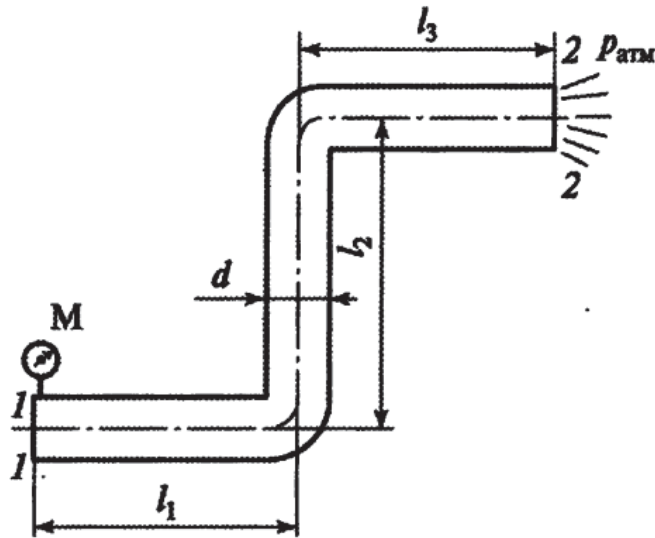
Ответ:  $-2,76$  м.

**18.** Определить расход воды  $Q$  в трубе диаметром  $d_1 = 250$  мм, имеющей плавное сужение до диаметра  $d_2 = 125$  мм, если показания пьезометров: до сужения  $h_1 = 50$  см; в сужении  $h_2 = 30$  см. Температура воды  $20$  °С (рисунок).



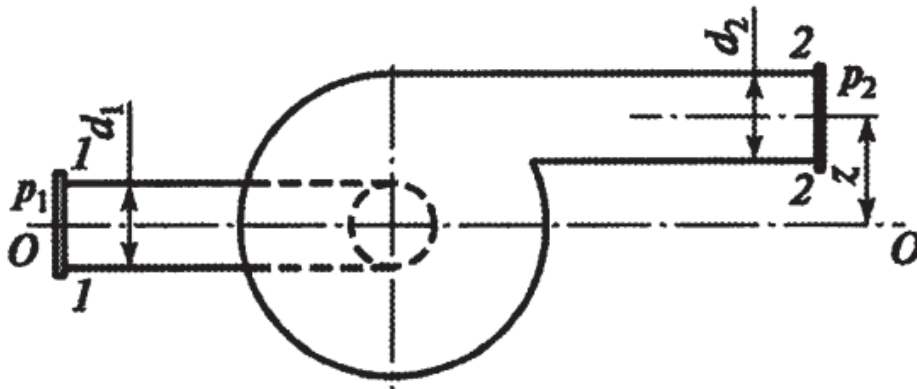
Ответ:  $0,024$  м<sup>3</sup>/с.

**19.** Трубопровод диаметром  $d = 25$  мм служит для транспортирования воды, которая выливается наружу (рисунок). Показание манометра, установленного в начале трубопровода,  $p_m = 5$  бар. Трубопровод состоит из участков:  $l_1 = 15$  м,  $l_2 = 4$  м и  $l_3 = 6$  м. Коэффициент потерь напора по длине  $\lambda = 0,05$ , коэффициент местных потерь трубопровода (поворот)  $\xi_{пов} = 0,5$ . Определить расход воды  $Q$  в трубопроводе.



Ответ: 2 л/с.

20. Имеется центробежный насос производительностью  $Q = 9000$  л/с, состоящий из всасывающего и нагнетательного трубопроводов (рисунок). На входе во всасывающий трубопровод диаметром  $d_1 = 30$  см давление составляет  $p_1 = 200$  мм рт. ст., в нагнетательном трубопроводе диаметром  $d_2 = 20$  см, находящемся на высоте  $z = 1,22$  м над осью всасывающего трубопровода, давление  $p_2 = 7$  Н/см<sup>2</sup>. Определить гидравлическую мощность насоса.



Ответ:  $3,7 \cdot 10^4$  кВт.

21. Определить расход минерального масла, движущегося по трубе диаметром  $d = 12$  мм, изогнутой под прямым углом. Показания манометров, поставленных перед коленом и после него, составляют соответственно  $p_1 = 10$  МПа и  $p_2 = 9,96$  МПа.

Ответ:  $8,7 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с.



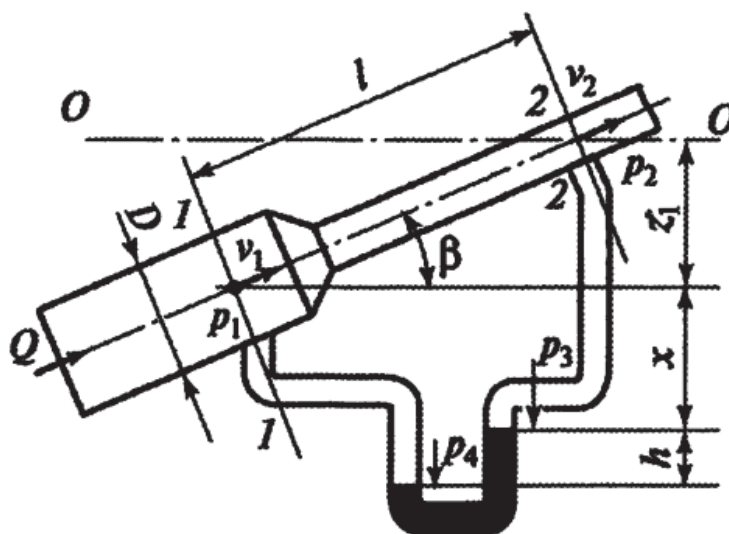
22. Рассчитать потери давления в прямом трубопроводе длиной  $L = 40$  м и внутренним диаметром  $d = 16$  мм при движении в нем жидкости плотностью  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup> и вязкостью  $\nu = 20 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Скорость потока 3 м/с.

Ответ:  $451 \cdot 10^3$  Н/м<sup>2</sup>.

23. Имеются два трубопровода с диаметрами  $d_1 = 100$  мм и  $d_2 = 50$  мм. Вязкость жидкости в трубопроводах соответственно  $\nu_1 = 23 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с и  $\nu_2 = 9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Скорость жидкости в трубопроводе большего диаметра 7 м/с. При какой скорости жидкости в трубопроводе меньшего диаметра потоки будут подобны?

Ответ: 5,48 м/с.

24. Определить мощность, расходуемую потоком воды на участке трубопровода длиной  $l = 10$  м (рисунок), если угол наклона трубопровода  $\beta = 30^\circ$ , диаметр большой трубы  $D = 0,2$  м, диаметр малой трубы  $d = 0,1$  м, расход воды  $Q = 0,05$  м<sup>3</sup>/с, разность уровней ртути в дифференциальном манометре  $h = 0,4$  м, движение воды турбулентное.



Ответ: 1,52 кВт.

## 2.6. Режим течения жидкости в трубах. Гидравлические потери

1. Определить критическую скорость, отвечающую переходу от ламинарного режима к турбулентному в трубе диаметром  $d = 0,03$  мм при движении воды, воздуха и глицерина при температуре 25 °С.

Ответ: 0,07 м/с; 1,25 м/с; 31,7 м/с.

2. Определить число Рейнольдса и режим движения воды в водопроводной трубе диаметром  $d = 300$  мм при расходе  $Q = 0,136$  м<sup>3</sup>/с и температуре воды 10 °С.

Ответ: 441000; турбулентный режим.

3. Применяемые в водоснабжении и канализации трубы имеют минимальный диаметр  $d = 12$  мм, максимальный диаметр  $d = 3500$  мм. Расчетные скорости движения воды в них составляют 0,5...4 м/с. Определить минимальное и максимальное значения числа Рейнольдса и режим течения воды в этих трубопроводах.

Ответ: 3370; 1728400; турбулентный режим.

4. Конденсатор паровой турбины, установленный на тепловой электростанции, оборудован 8186 охлаждающими трубками  $d = 0,025$  м. В нормальных условиях работы через конденсатор в час проходит 13 600 м<sup>3</sup> циркуляционной воды с температурой 12,5... 13 °С. Будет ли при этом обеспечен турбулентный режим движения в трубках?

Ответ: да.

5. По трубопроводу диаметром  $d = 100$  мм транспортируется нефть. Определить критическую скорость, соответствующую переходу ламинарного движения в турбулентное.

Ответ: 0,16 м/с.

6. Горизонтальный отстойник для осветления сточных вод представляет собой прямоугольный резервуар шириной  $b = 6,0$  м и глубиной  $h = 2,5$  м. Температура воды 20 °С. Определить среднюю скорость и режим движения сточной жидкости, если ее расчетный расход  $Q = 0,08$  м<sup>3</sup>/с. При какой скорости движения жидкости в отстойнике будет наблюдаться ламинарный режим движения жидкости?

Ответ: 5,3 мм/с; турбулентный режим; 0,44 мм/с.

7. Определить скорость, соответствующую переходу ламинарного режима движения жидкости в турбулентный, если диаметр трубопровода  $d = 100$  мм, кинематический коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

Ответ: 0,0234 м/с.

8. Уточнить режим течения воды в трубопроводе диаметром  $d = 100$  мм при расходе  $Q = 4$  л/с. Коэффициент кинематической вязкости  $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

Ответ: турбулентный режим.

**9.** Определить коэффициент кинематической вязкости, соответствующий переходу ламинарного режима в турбулентный в трубопроводе диаметром  $d = 0,203$  мм при расходе нефти  $Q = 0,1$  м<sup>3</sup>/с.

Ответ:  $2,7 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

**10.** Трубопровод  $d = 100$  мм транспортирует нефть плотностью  $\rho = 920$  кг/м<sup>3</sup> и коэффициентом кинематической вязкости  $\nu = 1,3 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. Определить расход нефти, соответствующий переходу ламинарного режима в турбулентный.

Ответ: 27,71 кг/с.

**11.** По трубопроводу диаметром  $d = 75$  мм транспортируется нефть плотностью  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> с коэффициентом динамической вязкости  $\mu = 0,03$  Н·с/м<sup>2</sup>. Скорость течения 1 м/с. Определить гидравлический уклон.

Ответ: 0,02.

**12.** По трубопроводу диаметром  $d = 203$  мм и длиной  $l = 10\,000$  мм под напором 2,7 атм транспортируется нефть плотностью  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup> с коэффициентом кинематической вязкости  $\nu = 1,46 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. Разность между входным и выходным сечениями трубопровода  $z_1 - z_2 = 50$  м. Определить весовой расход нефти  $G$ .

Ответ: 197 Н/с.

**13.** Зная, что весовой расход нефти плотностью  $\rho = 930$  кг/м<sup>3</sup> с коэффициентом кинематической вязкости  $\nu = 4,5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с, транспортируемой трубопроводом диаметром  $d = 156$  мм и длиной  $l = 5000$  мм, равен  $G = 2 \cdot 10^6$  Н/ч, рассчитать величину потерь напора по длине и гидравлический уклон.

Ответ: 950 м; 0,19.

**14.** Определить весовой расход  $G$  нефти, имеющей плотность  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> и коэффициент кинематической вязкости  $\nu = 0,13 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с, если давление на входе и выходе из трубопровода диаметром  $d = 203$  мм и длиной  $l = 24\,000$  м соответственно  $p_1 = 105$  Н/см<sup>2</sup> и  $p_2 = 10$  Н/см<sup>2</sup>.

Ответ: 180,4 Н/с.

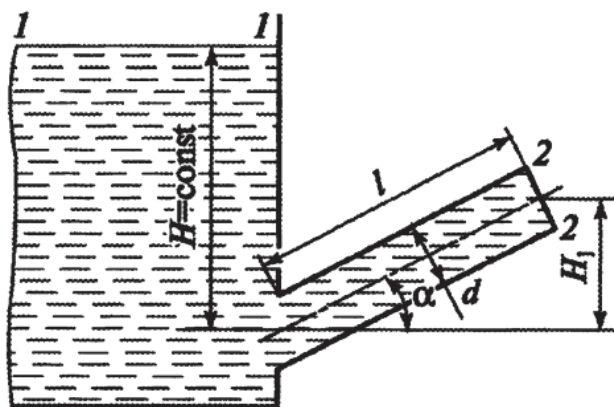
**15.** Определить потери напора по длине в трубопроводе диаметром  $d = 100$  мм длиной  $l = 1000$  м, по которому транспортируется нефть относительной плотностью  $\delta = 0,813$  и коэффициентом кинематической вязкости  $\nu = 1,34 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

Ответ: 16,47 м.

16. Определить потери напора по длине при равномерном движении жидкости по трубопроводу со средней скоростью  $0,4 \text{ м/с}$ , если коэффициент кинематической вязкости жидкости  $\nu = 0,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ , диаметр трубопровода  $d = 100 \text{ мм}$ , его длина  $l = 1000 \text{ м}$ .

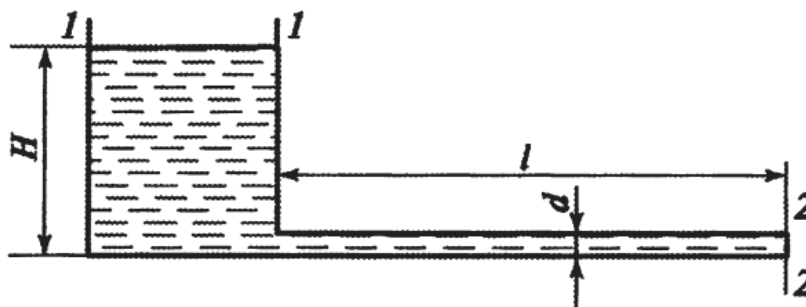
Ответ:  $5,12 \text{ м}$ .

17. Жидкость с коэффициентом кинематической вязкости  $0,1 \text{ см}^2/\text{с}$  течет по наклонному трубопроводу диаметром  $d = 20 \text{ мм}$  и длиной  $l = 20 \text{ м}$  под действием постоянного напора  $H = 1 \text{ м}$  (рисунок). Рассчитать минимальный угол наклона трубопровода  $\alpha$ , при котором режим течения жидкости будет ламинарным. Местными потерями напора можно пренебречь.



Ответ:  $0^{\circ}01'$ .

18. Из резервуара по горизонтальному трубопроводу диаметром  $d = 20 \text{ мм}$  длиной  $l = 10 \text{ м}$  вытекает масло (рисунок). Марка масла АМГ-10, температура  $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Определить высоту масла  $H$  в резервуаре, если его расход составляет  $0,3 \text{ кг/с}$ . Местными сопротивлениями можно пренебречь.



Ответ:  $2,37 \text{ м}$ .

19. Весовой расход нефти плотностью  $880 \text{ кг/м}^3$  с кинематической вязкостью  $1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  в горизонтальном трубопроводе диаметром  $156 \text{ мм}$  длиной  $2000 \text{ м}$  составляет  $12 \cdot 10^6 \text{ Н/сут}$ . Определить давление  $p_1$  на входе в трубопровод, если давление на выходе  $p_2 = 15 \text{ Н/см}^2$ .

Ответ:  $32,87 \text{ Н/см}^2$ .

20. Определить потери напора на трение во всасывающем трубопроводе насоса длиной  $20 \text{ м}$ , диаметром  $0,2 \text{ м}$ . Расход жидкости, проходящей через всасывающую трубу,  $0,06 \text{ м}^3/\text{с}$ . Трубопровод имеет три поворота ( $\xi = 0,2$ ), всасывающий клапан ( $\xi_{\text{кл}} = 5$ ). Определить эквивалентную длину, соответствующую местным сопротивлениям.

Ответ:  $1,02 \text{ м}$ .

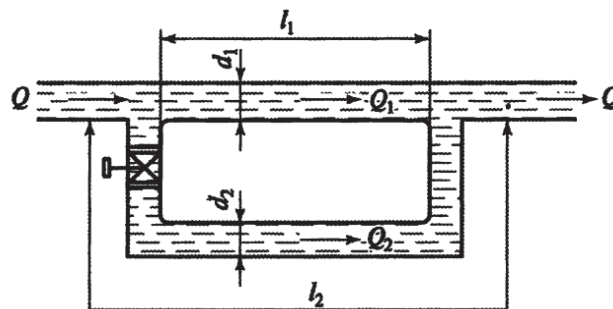
21. Расход воды при температуре  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  в горизонтальной трубе кольцевого сечения, состоящей из двух концентрических оцинкованных стальных труб (при кольцевом расстоянии между трубами  $0,15 \text{ мм}$ ),  $Q = 0,0075 \text{ м}^3/\text{с}$ . Внутренняя труба имеет наружный диаметр  $0,075 \text{ м}$ , а наружная труба имеет внутренний диаметр  $0,1 \text{ м}$ , Определить потери напора на трение на длине трубы  $300 \text{ м}$ .

Ответ:  $96,8 \text{ м}$ .

22. Определить потери напора на трение в трубопроводе диаметром  $250 \text{ мм}$  длиной  $1000 \text{ м}$ , с абсолютной шероховатостью стен  $\Delta = 0,15 \text{ мм}$ , служащего для транспортирования нефти весовым расходом  $2 \cdot 10^6 \text{ Н/ч}$ , плотностью  $880 \text{ кг/м}^3$  и коэффициентом кинематической вязкости  $0,3 \text{ см}^2/\text{с}$ .

Ответ:  $5,57 \text{ м}$ .

23. Сложный горизонтальный трубопровод, состоящий из двух параллельных ветвей (рисунок), транспортирует воду с расходом  $Q = 20 \text{ л/с}$ . Рассчитать расходы  $Q_1$  и  $Q_2$  в параллельных ветвях, если  $l_1 = 30 \text{ м}$ ;  $l_2 = 50 \text{ м}$ ;  $d_1 = 35 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 50 \text{ мм}$ ; коэффициенты потерь напора на трение  $\lambda_1 = 0,04$  и  $\lambda_2 = 0,02$ ; коэффициент местных потерь  $\xi = 1,6$ .



Ответ:  $5,8 \text{ л/с}$ ;  $14,2 \text{ л/с}$ .

24. Для ограничения расхода воды в водопроводной линии установлена диафрагма. Избыточные давления в трубе до и после диафрагмы постоянны и равны соответственно  $p_1 = 6,37 \cdot 10^4$  Па и  $p_2 = 2,05 \cdot 10^4$  Па. Диаметр трубы  $D = 0,076$  м. Определить необходимый диаметр отверстия диафрагмы  $d$  с таким расчетом, чтобы расход в линии был равен  $Q = 0,0059$  м<sup>3</sup>/с.

Ответ: 0,028 м.

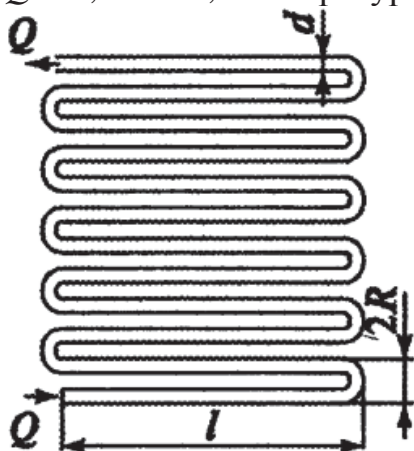
25. Вода течет по горизонтальной трубе, внезапно сужающейся с  $d_1 = 0,2$  м до  $d_2 = 0,1$  м. Расход воды  $Q = 0,02$  м<sup>3</sup>/с. Определить, какую разность уровней ртути  $h_{рт}$  покажет дифференциальный ртутный манометр, включенный в месте изменения сечения трубы. Температура воды 20 °С.

Ответ: 34,5 мм рт. ст.

26. Две горизонтальные трубы с диаметрами  $d_1 = 0,075$  м и  $d_2 = 0,1$  м соединены фланцами, между которыми поставлена тонкая пластинка с отверстием диаметром  $d = 0,05$  м, центр которого совпадает с осью трубы. Ртутный U-образный манометр присоединен с помощью наполненных водой трубок на таком расстоянии выше и ниже отверстий, где течение можно считать выровненным. Отсчет по манометру  $H = 349$  мм рт. ст. при расходе воды  $Q = 0,014$  м<sup>3</sup>/с. Считая, что потери напора происходят только при расширении струи ниже отверстия, определить коэффициент сжатия струи в отверстии.

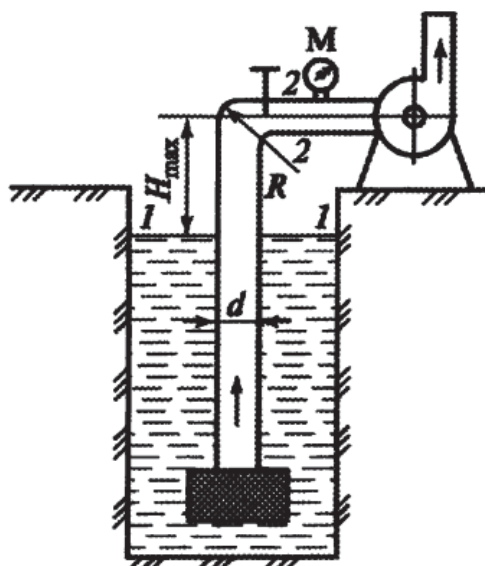
Ответ: 0,645.

27. Определить потери давления  $\Delta p$  в водяном тракте водонагревателя, состоящего из шестипетлевого стального трубчатого змеевика (рисунок). Диаметр труб  $d = 0,075$  м, длина прямого участка  $l = 3$  м, петли соединяются круговыми коленами, имеющими радиус  $R = 0,1$  м. Расход воды  $Q = 0,01$  м<sup>3</sup>/с, температура 90 °С.



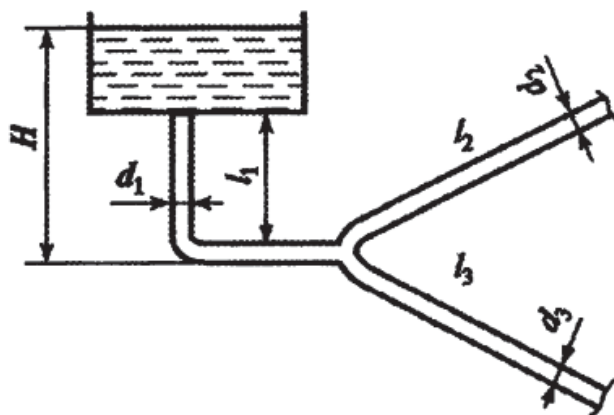
Ответ: 11,87 кПа.

28. Насос забирает из водоема воду температурой  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  в количестве  $Q = 50\text{ л/с}$ . Определить максимальную высоту расположения горизонтального вала насоса над свободной поверхностью воды  $H_{\text{max}}$  (рисунок), если давление в трубе перед насосом  $p_2 = 0,3 \cdot 10^5\text{ Па}$ . На всасывающей чугунной трубе диаметром  $d = 0,25\text{ м}$  и длиной  $l = 50\text{ м}$  имеются заборная сетка, плавный поворот радиусом  $R = 0,5\text{ м}$  и регулирующая задвижка, открытая на 45% площади проходного сечения.



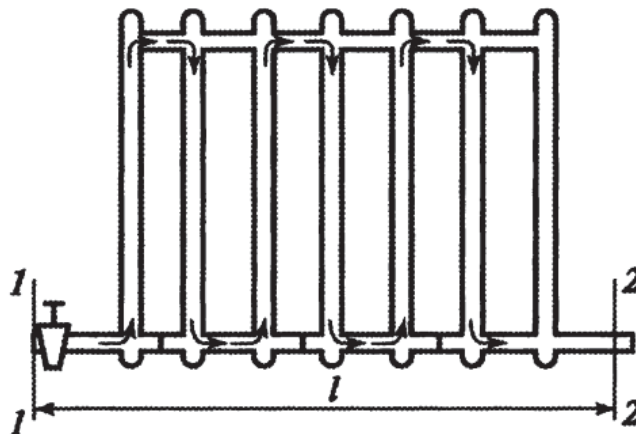
Ответ: 6,13 м.

29. Определить расход воды, проходящей по сложному трубопроводу (рисунок), если высота уровня воды в резервуаре  $H = 20\text{ м}$ , абсолютная шероховатость труб  $\Delta = 0,5\text{ мм}$ , длины трубопроводов  $l_1 = 80\text{ м}$ ,  $l_2 = 240\text{ м}$ ,  $l_3 = 260\text{ м}$ , диаметры труб  $d_1 = 250\text{ мм}$ ,  $d_2 = 100\text{ мм}$ ,  $d_3 = 125\text{ мм}$ . Местными сопротивлениями можно пренебречь.



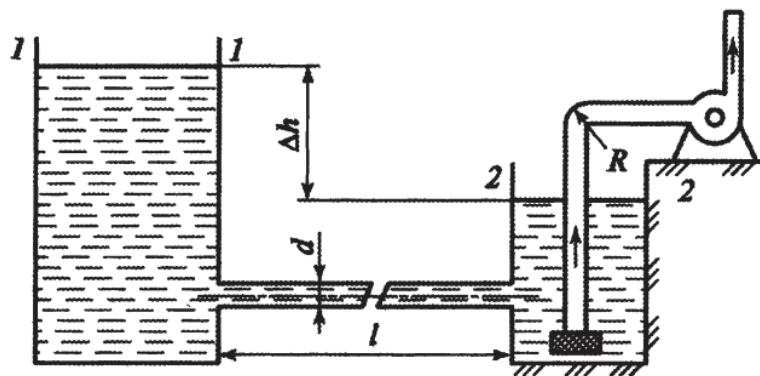
Ответ:  $176\text{ м}^3/\text{ч}$ .

**30.** Расход горячей воды температурой  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  в радиаторе водяного отопления составляет  $Q = 0,001\text{ м}^3/\text{с}$ . Определить потери давления между сечениями 1–1 и 2–2 (рисунок), если диаметр подводящих трубопроводов  $d = 0,0125\text{ м}$ , а общая их длина  $5\text{ м}$ .



Ответ:  $42,8 \cdot 10^4\text{ Па}$ .

**31.** Насос с подачей  $Q = 0,01\text{ м}^3/\text{с}$  забирает воду из колодца, сообщаемого с водоемом чугунной трубой диаметром  $150\text{ мм}$  длиной  $100\text{ мм}$  (рисунок). На входе во всасывающую трубу установлена сетка. Температура воды в водоеме  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Найти перепад уровней воды  $\Delta h$  в водоеме и колодце.



Ответ:  $0,46\text{ м}$ .

**32.** В стальном трубопроводе системы горячего водоснабжения диаметром  $0,0125\text{ м}$  длиной  $100\text{ м}$  движется вода со скоростью  $0,5\text{ м/с}$ . Температура воды  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . На трубопроводе имеются два поворота на угол  $90^{\circ}$  и пробковый кран. Определить потери давления и сравнить с результатами расчета, выполненного в предположении квадратичного закона сопротивления.

Ответ:  $2,81 \cdot 10^4\text{ Па}$ .



## 2.7. Гидромашины и гидропривод технологических машин

1. Определить расход жидкости через зазор между цилиндрическими деталями, если  $d_1 = 20,04$  см,  $d_2 = 20$  см, длина сопряжения  $l = 15$  см. Поршень неподвижный. Перепад давления  $\Delta p = 20$  МПа, динамическая вязкость жидкости  $\mu = 170 \cdot 10^{-4}$  Н·с/м<sup>2</sup>.

Ответ: 8,2 л/с.

2. Определить давление струи жидкости на неподвижную стенку, наклоненную к горизонту на  $15^\circ$ . Струя вытекает из конического насадка диаметром 1 мм с давлением 20 МПа. Плотность жидкости 900 кг/м<sup>3</sup>.

Ответ: 292 Н.

3. Имеются два трубопровода диаметром  $d_1 = 100$  мм и  $d_2 = 50$  мм. Кинематическая вязкость жидкостей, протекающих по трубопроводам,  $\nu_1 = 23 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с и  $\nu_2 = 9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Скорость жидкости в трубопроводе большего диаметра составляет 7 м/с. При какой скорости в малом трубопроводе потоки будут подобны?

Ответ: 5,47 м/с.

4. Определить основные рабочие параметры силового цилиндра по следующим данным: рабочая нагрузка 8000 Н, максимальная скорость перемещения поршня 0,5 м/с, время разгона поршня с 0 до 0,5 м/с,  $\Delta t = 0,1$  с и  $p = 3$  МПа.

Ответ: сила инерции – 4077 Н; длина пути разгона – 2,5 см; КПД – 0,99.

5. Определить площадь рабочего окна дросселя, установленного в напорной линии магистрали, давление в которой  $p_n = 10$  МПа. Давление на сливе  $p_c = 0,5$  МПа. Расход жидкости через дроссель  $Q = 800$  см<sup>3</sup>/с, плотность жидкости 900 кг/м<sup>3</sup>.

Ответ:  $7,86 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>.

6. Давление в напорной линии золотника  $p_n = 20$  МПа, давление нагрузки  $p_g = 18$  МПа. Расход рабочей жидкости через золотник  $Q = 30$  л/мин (золотник четырехщелевой, рабочая жидкость – минеральное масло). Определить основные размеры золотника.

Ответ: расход – 500 см<sup>2</sup>/с; перепад давлений – 1 МПа.

7. Определить основные размеры шестеренного насоса по следующим данным:  $Q = 60$  л/мин;  $p = 2$  МПа;  $n = 1450$  мин<sup>-1</sup>; число зубьев  $z = 14$ ;  $\eta_0 = 0,92$ .

Ответ: подача насоса – 65 л/мин; рабочий объем – 45 см<sup>3</sup>; мощность – 2,56 кВт.

8. Определить перепад давления при работе шарикового предохранительного клапана по следующим исходным данным: расход рабочей жидкости 400 см<sup>3</sup>/с, давление открытия клапана 5 МПа, перепад давления 1 Н/см<sup>2</sup> (рабочая жидкость – минеральное масло).

Ответ: 1,4 Н/см<sup>2</sup>.

9. Определить площадь рабочего окна дросселя, установленного в напорной линии магистрали, давление в которой  $p_n = 10$  МПа. Давление на сливе  $p_c = 0,5$  МПа, расход через дроссель  $Q = 800$  см<sup>3</sup>/с.

Ответ: 0,08 см<sup>2</sup>.

10. Имеется гидропривод нераздельного исполнения с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором. Параметры насоса:  $Q_n = 3$  л/с;  $p_n = 10$  МПа;  $\eta_n = 0,9$ . Параметры гидромотора:  $M_m = 140$  Н·м;  $\eta_m = 7$  об/мин. Определить основные параметры гидропривода.

Ответ: рабочий объем гидромотора – 429 см<sup>3</sup>; подача насоса – 3333 см<sup>3</sup>/с; механическая характеристика гидропривода – 0,082 об/с

11. Определить потери давления на трение при протекании масла по трубопроводу с внутренним диаметром 25,4 мм, длиной 15,2 м, при скорости 6,1 м/с и при температуре масла 49 °С.

Ответ:  $4,5 \cdot 10^5$  Па.

12. Определить потери давления на трение при протекании масла температурой 38°С по стальному трубопроводу внутренним диаметром 50,8 мм, длиной 30,5 м при скорости 9,14 м/с.

Ответ:  $5,75 \cdot 10^5$  Па.

### 3. ЦИКЛ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ НА ПОРТАТИВНЫХ СТЕНДАХ «КАПЕЛЬКА»

#### 3.1. Изучение физических свойств жидкости

Цель работы. Освоение техники измерения плотности, коэффициентов теплового расширения, вязкости и поверхностного натяжения жидкостей.

##### 3.1.1 Общие сведения

Жидкостью называют рабочее тело, обладающее большой текучестью, не имеющее собственной формы и принимающее форму сосуда, в котором находится. Основные физические характеристики жидкости – плотность, сжимаемость, тепловое расширение, вязкость и поверхностное натяжение.

Плотность определяется отношением массы  $m$  жидкости к ее объему:

$$\rho = \frac{m}{W}.$$

Сжимаемость – свойство жидкости уменьшать объем под действием давления. Она оценивается коэффициентом сжимаемости  $\beta_p$ , показывающим относительное уменьшение объема жидкости  $W$  при повышении давления  $P$  на единицу:

$$\beta_p = \frac{1}{\Delta P} \left( \frac{\Delta W}{W} \right).$$

Тепловое расширение – свойство жидкости изменять объем при нагревании – характеризуется коэффициентом теплового расширения  $\beta_t$ , численно равным относительному приращению объема  $W$  с повышением температуры  $T$  на один градус при постоянном давлении:

$$\beta_t = \frac{1}{\Delta T} \left( \frac{\Delta W}{W} \right). \quad (3.1)$$

Как правило, при нагревании объем жидкости увеличивается.

Вязкость – свойство жидкости сопротивляться относительному скольжению ее слоев. Она оценивается динамическим коэффициентом вязкости  $\mu$ , который измеряется в паскаль-секундах (Па·с) и численно равен касательному напряжению между соседними слоями, если их относительная скорость перемещения численно совпадает с толщиной слоя. В гидравлических расчетах также используют кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ , определяемый из формулы  $\nu = \mu / \rho$  и измеряемый квадратными метрами на секунду ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) и стоксами ( $1\text{Ст} = 1\text{см}^2/\text{с}$ ).

Коэффициенты вязкости капельных жидкостей практически не зависят от давления. Они определяются видом жидкости и температурой. С повышением температуры вязкость жидкостей существенно уменьшается. Коэффициент кинематической вязкости воды в см<sup>2</sup>/с при температуре T (°C) вычисляется по формуле

$$\nu = 17,9 / (1000 + 34T + 0,22T^2) \quad (3.2)$$

Основные физические параметры жидкостей при температуре 20°C и атмосферном давлении приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1

*Физические параметры жидкостей при температуре 20 °C*

Жидкость	$\rho$	$\beta_p \cdot 10^3$	$\beta_t \cdot 10^3$	$\nu \cdot 10^6$	$\sigma \cdot 10^3$
	кг/м <sup>3</sup>	МПа <sup>-1</sup>	°C <sup>-1</sup>	м <sup>2</sup> /с	Н/М
Вода пресная	998	0,49	0,15	1,01	73
Спирт этиловый	790	0,78	1,10	1,52	23
Глицерин	1260	0,22	0,50	1180,00	65
Бензин	680–780	0,77	1,26	0,65	22
Ртуть	13546	0,04	0,18	0,11	490
Масло:					
индустриальное 20	900	0,72	0,73	110	25
индустриальное 50	910	0,68	0,70	340	25
трансформаторное	890	0,60	0,70	30	25
турбинное	900	0,58	0,70	100	25
веретенное АУ	890	0,60	0,70	49	25
АМГ-10	850	0,76	0,83	20	25

Поверхностное натяжение – свойство жидкости образовывать поверхностный слой взаимно притягивающихся молекул. Поверхностное натяжение стремится сократить свободную поверхность жидкости и характеризуется коэффициентом поверхностного натяжения  $\sigma$ , численно равным силе на единице длины контура свободной поверхности.

Поверхностное натяжение определяется видом жидкости, газа над ее свободной поверхностью, примесями и температурой. Зависимость коэффициента поверхностного натяжения  $\sigma$  от температуры T (°C) для воды, соприкасающейся с воздухом, имеет вид:

$$\sigma = 10^{-3} (76 - 0,15T) \quad (3.3)$$

### 3.1.2. Описание устройства 1

В устройстве 1 приборы для измерения физических параметров жидкостей встроены в общем прозрачном корпусе (рис. 3.1), на котором указаны параметры приборов, необходимые для обработки опытных данных.

Термометр 1 показывает температуру всех жидкостей, залитых в приборы и устройства комплекта, а также служит для изучения теплового расширения находящейся в ней жидкости. Термометр имеет стеклянный баллон с капилляром, заполненным термометрической жидкостью, и шкалу. Принцип его действия основан на тепловом расширении жидкостей. Варьирование температуры окружающей среды приводит к соответствующему изменению объема термометрической жидкости и, следовательно, ее уровня в капилляре. Уровень указывает на шкале значение температуры.

Ареометр 2 служит в настоящей работе для измерения плотности (концентрации) водного раствора глицерина или спирта поплавковым методом и представляет собой пустотелый цилиндр со стержнем в верхней части. Нижняя часть цилиндра заполнена дробью для обеспечения вертикального положения ареометра в исследуемой жидкости. Глубина погружения ареометра является функцией плотности (концентрации), считываемой со шкалы на стержне по верхнему краю мениска жидкости вокруг стержня.

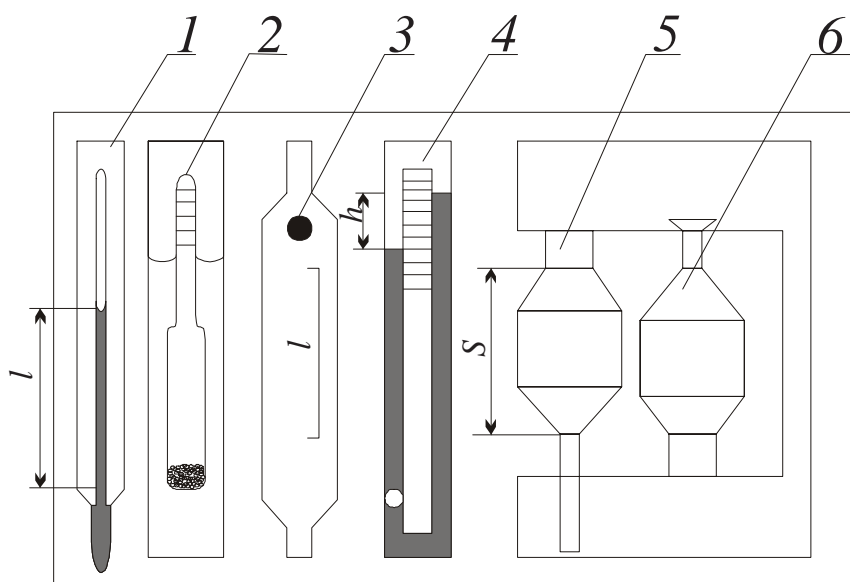


Рис. 3.1. Схема устройства № 1

1 – термометр; 2 – ареометр; 3 – вискозиметр Стокса;  
4 – плотномер-вискозиметр; 5 – капиллярный вискозиметр; 6 – сталагмометр

Вискозиметр Стокса 3 позволяет определить вязкость жидкости по скорости падения в ней шарика. Прибор содержит цилиндрическую полость с центрирующими каналами на концах и шарик. Центрирующие каналы обеспечивают падение шарика по оси полости. Полость прибора заполнена водно-глицериновым раствором.

Плотномер-вискозиметр 4 конструкции содержит два вертикальных канала, сообщающихся между собой сверху и снизу. В один из каналов с малым зазором помещен шарик. Прибор заполнен маслом, вид которого подлежит определению путем измерения его плотности и вязкости по времени падения шарика и перепаду уровней в каналах.

Вискозиметр Оствальда 5 включает небольшую емкость с капилляром. Вязкость определяется по времени истечения жидкости (в настоящей работе воды) из емкости через капилляр.

Сталагмометр 6 служит для определения поверхностного натяжения жидкости методом отрыва капель. Он объединен с вискозиметром 5 общими полостями и содержит емкость с капилляром, расширенным на конце для накопления жидкости в виде капли. Сила поверхностного натяжения в момент отрыва капель равна их весу, который легко вычисляется по плотности жидкости и числу капель, полученному при опорожении емкости сталагмометра заданного объема.

Приборы 3, 4, 5 и 6 приводятся в действие путем поворота корпуса устройства в его плоскости.

### 3.1.3. Порядок выполнения работы

#### 3.1.3.1. Определение коэффициента теплового расширения термометрической жидкости:

1. Подсчитать общее число градусных делений  $\Delta T$  в шкале термометра 1 и измерить расстояние  $l$  между крайними штрихами шкалы.

2. Вычислить приращение объема  $\Delta W$  термометрической жидкости, соответствующее повышению ее уровня в капилляре от нижнего до верхнего штриха шкалы

$$\Delta W = \pi \cdot r^2 \cdot l$$

где  $r$  – радиус капилляра термометра.

3. С учетом начального (при  $0^\circ\text{C}$ ) объема термометрической жидкости  $W$  найти значение коэффициента теплового расширения  $\beta_t$  по формуле (5.1.) и сравнить его со справочным значением  $\beta_t$  (см. табл. 3.1.). Значения используемых величин занести в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Вид жидкости	$r$	$W$	$\Delta T$	$l$	$\Delta W$	$\beta_t$	$\beta_t$
	см	см <sup>3</sup>	°С	см	см <sup>3</sup>	°С <sup>-1</sup>	°С <sup>-1</sup>

Примечание. Вид термометрической жидкости,  $r$  и  $W$ , указаны на корпусе устройства. Эффект расширения баллона и капилляра ввиду малости не учитывается.

### 3.1.3.2. Определение плотности и концентрации раствора

1. Измерить плотность водно-глицеринового раствора  $\rho$  находящимся в нем ареометром 2.

2. По плотности раствора  $\rho$ , воды  $\rho_{\text{в}} = 998 \text{ кг/м}^3$  и глицерина  $\rho_{\text{г}} = 1260 \text{ кг/м}^3$  вычислить объемную концентрацию водного раствора глицерина

$$C = 100 \cdot (\rho - \rho_{\text{в}}) / (\rho_{\text{г}} - \rho_{\text{в}})$$

*Примечание.* Если в устройстве 1 вместо ареометра используется спиртометр и соответственно водно-спиртовой раствор, то сначала спиртометром определяется объемная концентрация (крепость) раствора, а затем из табл. 3.3 – его плотность.

Таблица 3.3

С %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\rho, \text{г/м}^3$	98	85	74	62	48	30	09	85	59	29	89

### 3.1.3.3. Определение вязкости водно-глицеринового раствора

1. Повернуть корпус устройства 1 в его плоскости на  $180^\circ \text{С}$  и измерить секундомером время  $t$  прохождения шариком заданного расстояния  $l$  между двумя метками в приборе 3. Опыт выполнить три раза, а затем определить среднеарифметическое значение времени.

2. Вычислить опытное значение динамического коэффициента вязкости раствора

$$\mu = g \cdot d^2 \cdot t(\rho_{\text{ш}} - \rho) / [18l + 43,2l(d / D)]$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $d, D$  – диаметры шарика и цилиндрической емкости вискозиметра;  $\rho, \rho_{\text{ш}}$  – плотность раствора и вещества шарика.

3. Сравнить опытное значение коэффициента вязкости  $\mu$  с табличным значением  $\mu$  (табл. 3.4), рассчитанным методом интерполяции.

Таблица 3.4

*Значение динамического коэффициента вязкости  
водно-глицеринового раствора при 20°C*

C, %	8	21	44	76	94	100
$\mu \cdot 10^3$ , Па·с	1,3	2,1	6,0	61,8	543,5	1490,0

#### 3.1.3.4. Определение вида масла

1. Медленно повернуть корпус устройства на 180°С против часовой стрелки и в приборе 4 зафиксировать перепад уровней масла  $h$  и время  $t$  прохождения шариком расстояния  $l$  между двумя метками.

2. Вычислить значение плотности  $\rho$  и кинематического коэффициента вязкости  $\nu$  по формулам

$$\rho = \rho_{\text{ш}} / (1 + Ah), \quad \nu = B \cdot h \cdot t,$$

где  $\rho_{\text{ш}}$  – плотность материала шарика;  $A, B$  – постоянные прибора; их значения указаны на корпусе и могут быть определены по результатам опытов с жидкостью, плотность и вязкость которой заранее известны.

1. По найденным значениям плотности, вязкости из табл.3.1. определить вид масла в приборе 4. Результаты измерений и расчетов внести в табл. 3.5.

Таблица 3.5

$\rho_{\text{ш}}$	A	B	$h$	$t$	$\rho$	$\nu$	Вид масла
кг/м <sup>3</sup>	м <sup>-1</sup>	м/с <sup>2</sup>	м	с	кг/м <sup>3</sup>	м <sup>2</sup> /с	

#### 3.1.3.4. Определение вязкости и поверхностного натяжения воды

1. Повернуть устройство в его плоскости по часовой стрелке на один оборот и определить секундомером время  $t$  истечения объема воды высотой  $s$  из емкости капиллярного вискозиметра 5 и температуру  $T$  по термометру 1 (см. рис. 3.1.). Опыт повторить не менее трех раз и вычислить среднеарифметическое значение времени.

2. Вычислить значение кинематического коэффициента вязкости воды через постоянную прибора  $M$

$$\nu = M \cdot t$$

и сравнить его со значением  $\nu^*$ , рассчитанным по формуле (3.2.).



3. Повернуть устройство в его плоскости против часовой стрелки на пол-оборота и подсчитать число капель, полученных в сталагмометре  $b$  из объема воды высотой  $s$ . Опыт повторить не менее трех раз и вычислить среднее арифметическое значение числа капель  $n$ .

4. Найти опытное значение коэффициента поверхностного натяжения воды с учетом постоянной сталагмометра  $K$

$$\sigma = K \cdot \rho / n$$

и сравнить его со значением  $\sigma^*$ , рассчитанным по формуле (3.3).

Данные свести в табл.3.6

Таблица 3.6

М	$t$	$v$	T	$v^*$	K	$\rho$	n	$\sigma$	$\sigma$
$\text{м}^2/\text{с}^2$	с	$\text{м}^2/\text{с}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{м}^2/\text{с}$	$\text{м}^3/\text{с}^2$	$\text{кг}/\text{м}^3$		Н/м	Н/м

### 3.2. Измерение гидростатического давления

Цель работы. Приобретение навыков по измерению гидростатического давления жидкостными приборами.

#### 3.2.1. Общие сведения

Гидростатическим давлением называют нормальное сжимающее напряжение в неподвижной жидкости. В зависимости от базы и направления отсчета различают абсолютное, манометрическое и вакуумметрическое давления.

Абсолютное (полное) давление  $P$  отсчитывается от абсолютного вакуума и определяется в любой точке покоящейся жидкости по основному уравнению гидростатики

$$P = P_0 + \gamma H,$$

где  $P_0$  – абсолютное давление на свободной поверхности жидкости;  $\gamma$  – удельный вес жидкости;  $H$  – глубина погружения точки под свободной поверхностью.

За нуль (начало) отсчета может быть принято и атмосферное давление, которое создается силой тяжести воздуха атмосферы. В этом случае избыток абсолютного давления над атмосферным называют манометрическим (избыточным) давлением

$$P_m = P_0 - P_a,$$

а если атмосферное давление превышает абсолютное в интересующей нас точке, то разница между ними (недостаток до атмосферного) называется вакууметрическим давлением

$$P_{\text{в}} = P_{\text{а}} - P_0.$$

Атмосферное, манометрическое и вакууметрическое давления измеряют приборами, называемыми соответственно барометрами, манометрами и вакуумметрами. Разность давлений в двух точках измеряют дифманометрами. По принципу действия и типу рабочего элемента приборы подразделяют на жидкостные, механические и электрические.

Жидкостные приборы исторически стали применяться первыми. Их действие основано на принципе уравнивания измеряемого давления  $P$  силой тяжести столба жидкости высотой  $h$  в приборе

$$P = \gamma \cdot h.$$

Поэтому величина давления может быть выражена высотой столба жидкости  $h$  с заданным удельным весом  $\gamma$  (мм вод.ст., мм рт.ст.), а также в паскалях ( $\text{Па} = \text{Н}/\text{м}^2$ ), технических (ат) и физических (атм) атмосферах

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 98,1 \text{ кПа} = 10 \text{ м вод.ст.} = 735 \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ атм} = 101 \text{ кПа} = 760 \text{ мм рт.ст.}$$

Преимуществом жидкостных приборов являются простота конструкции и высокая точность, они удобны при измерении небольших давлений.

В механических приборах измеряемое давление вызывает деформацию чувствительного элемента (трубка, мембрана, сиффон), которая с помощью специальных механизмов преобразуется и передается на указатель. Такие приборы компактны и имеют большой диапазон измеряемых давлений.

В электрических приборах воспринимаемое чувствительным элементом давление преобразуется в электрический сигнал. Сигнал регистрируется показывающим (вольтметр, амперметр) или пишущим (самописец, осциллограф) приборами. В последнем случае можно фиксировать давление при быстропротекающих процессах.

### 3.2.2. Описание устройства 2

Устройство 2 выполнено прозрачным и включает резервуар 1, частично заполненный жидкостью, и полость 2, сообщаемую через клапан 3 с атмосферой (рис. 3.2, а). Для измерения давления и уровня жидкости в резервуаре 1 служат жидкостные приборы 4, 5 и 6. Они представляют

собой прозрачные вертикальные каналы со шкалами, размеченными в единицах длины.

Пьезометр 4 сообщается верхним концом через полость 2 и клапан 3 с атмосферой, а нижним – с резервуаром 1. Им определяется манометрическое давление  $P_m = \gamma \cdot h_{\pi}$  на дне резервуара.

Уровнемер 5 соединен обоими концами с резервуаром и служит для измерения уровня жидкости  $H$  в нем.

Мановакуумметр 6 представляет собой  $U$  – образный канал, частично заполненный жидкостью. Левым коленом подключен к резервуару, а правым – к полости 2 и предназначен для определения манометрического  $P_m = \gamma \cdot h_{\pi}$  (рис.3.2, а) или вакуумметрического  $P_v = \gamma \cdot h_v$  (рис. 3.2, в) давлений над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 1. Давление в резервуаре можно изменять путем наклона устройства.

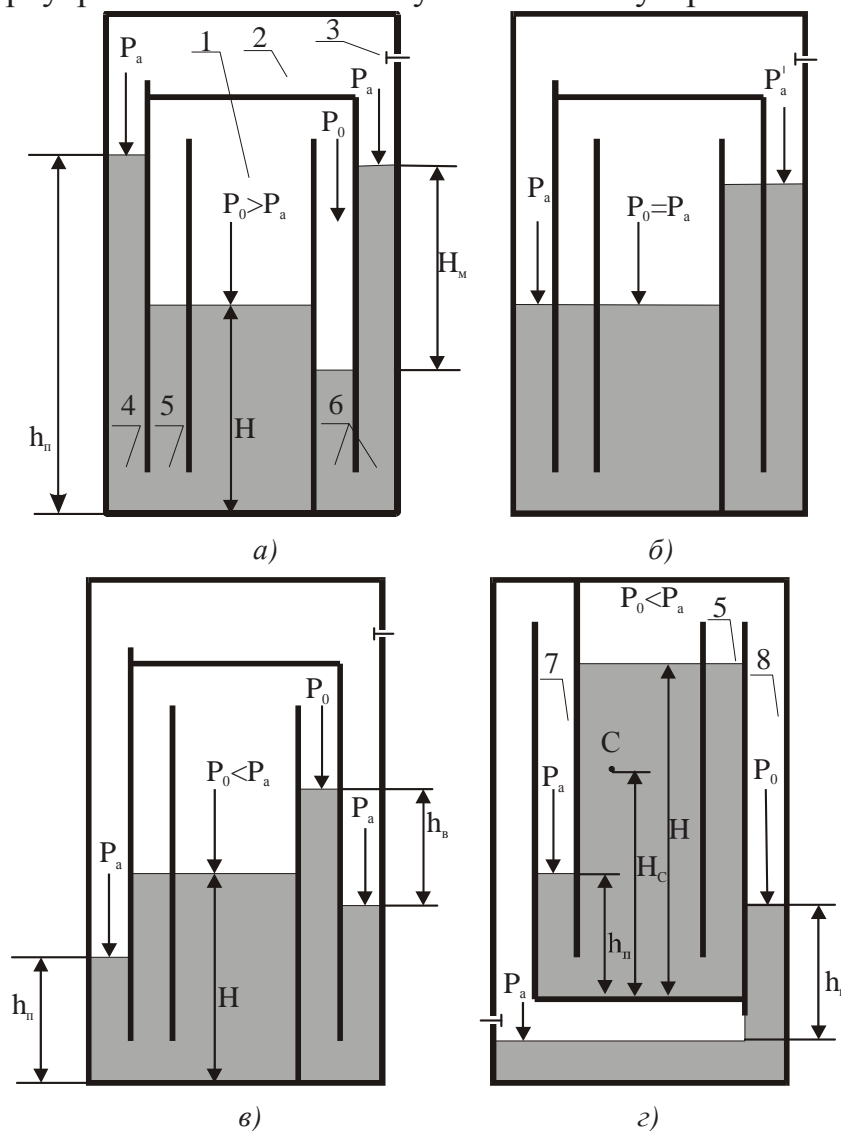


Рис 3.2. Схема устройства № 2

При повороте устройства в его плоскости на  $180^\circ$ С (рис.3.2, г) канал 5 остается уровнемером, колено мановакуумметра 6 преобразуется в пьезометр 7, а пьезометр 4 – в обратный пьезометр 8, служащий для определения вакуума  $P_{\text{ов}} = \gamma \cdot h_{\text{в}}$  над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 1.

### 3.2.3. Порядок выполнения работы

1. В резервуаре 1 над жидкостью создать давление выше атмосферного ( $P_0 > P_a$ ), о чем свидетельствуют превышение уровня жидкости в пьезометре 4 над уровнем в резервуаре и прямой перепад уровней в мановакуумметре 6 (см. рис. 3.2, а). Для этого устройство поставить на правую боковую поверхность, а затем поворотом его против часовой стрелки отлить часть жидкости из левого колена мановакуумметра 6 в резервуар 1.

2. Кратковременно открыть клапан 3 и снять показания пьезометра, уровнемера и мановакуумметра.

3. Вычислить абсолютное давление на дне резервуара через показания пьезометра, а затем – через величины, измеренные мановакуумметром и уровнемером. Для оценки сопоставимости результатов определения абсолютного давления на дне резервуара двумя путями найти относительную погрешность  $\delta P$ .

4. Над жидкостью в резервуаре 1 установить атмосферное давление ( $P_0 = P_a$ ), для чего получить совпадение уровней жидкости в мановакуумметре переливом в него части жидкости из резервуара путем наклона устройства вправо (см. рис. 3.2, б). Затем выполнить операции по пп. 2 и 3.

5. Над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 1 создать вакуум ( $P_0 < P_a$ ), когда уровень жидкости в пьезометре 4 становится ниже, чем в резервуаре, а на мановакуумметре 6 появляется обратный перепад (см. рис.3.2, в). Для этого поставить устройство на левую боковую поверхность, а затем наклоном вправо отлить часть жидкости из резервуара в мановакуумметр. Далее выполнить операции по пп. 2 и 3.

6. Повернуть устройство в его плоскости по часовой стрелке на  $180^\circ$  (см. рис. 3.2, в) и определить манометрическое или вакуумметрическое давление в заданной преподавателем точке С через показания пьезометра 7, а затем с целью проверки найти его через показания обратного пьезометра 8 и уровнемера 5.

В процессе проведения опытов и обработки экспериментальных данных заполнить табл. 3.7.

Таблица 3.7

Наименование величин	Обозначения, формулы	Условия опыта		
		$(P_0 > P_a)$	$(P_0 = P_a)$	$(P_0 < P_a)$
1. Пьезометрическая высота, м	$h_{\text{п}}$			
2. Уровень жидкости в резервуаре, м	$H$			
3. Манометрическая высота, м	$h_{\text{м}}$			
4. Вакууметрическая высота, м	$h_{\text{в}}$			
5. Манометрическое давление на дне резервуара, кПа	$P_{\text{м}} = \gamma \cdot h_{\text{п}}$			
6. Абсолютное давление на дне резервуара, кПа	$P = P_a + P_{\text{м}}$			
7. Манометрическое давление в резервуаре над жидкостью, кПа	$P_{\text{мо}} = \gamma \cdot h_{\text{м}}$			
8. Вакууметрическое давление в резервуаре над жидкостью, кПа	$P_{\text{во}} = \gamma \cdot h_{\text{в}}$			
9. Абсолютное давление в резервуаре над жидкостью, кПа	$P_0 = P_a + P_{\text{мо}}$ $P_0 = P_a - P_{\text{во}}$	–		–
10. Абсолютное давление на дне резервуара, кПа	$P' = P_0 + \gamma \cdot H$			
11. Относительная погрешность результатов определения давления на дне резервуара, %	$\delta P = \frac{100(P - P')}{P}$			

Примечание. Измерить атмосферное давление барометром или принять  $P_a = 98.1$  кПа, а удельный вес воды  $\gamma = 9.81$  кН/м<sup>3</sup>.

### 3.3. Изучение режимов движения жидкости

Цель работы. Наблюдение потоков жидкости с различной структурой и приобретение навыков по установлению режима течения.

#### 3.3.1. Общие сведения

Различают два основных режима течения жидкости: ламинарный (слоистый) и турбулентный (беспорядочный). При ламинарном режиме частицы жидкости движутся по параллельным траекториям без пере-

мешивания. Турбулентное течение характеризуется пульсацией давления и скоростей частиц, что вызывает интенсивное перемешивание жидкости в потоке. Установление режима является первоочередной задачей при проведении гидравлических расчетов.

Критерием режима течения является число Рейнольдса

$$Re = V \cdot d / \nu, \quad (3.4)$$

где  $V$  – средняя скорость потока;  $d$  – внутренний диаметр трубы (канала);  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Для потоков некруглого поперечного сечения в выражении (3.4) вместо геометрического диаметра  $d$  используют гидравлический диаметр

$$d_r = 4\omega / \chi,$$

где  $\omega$  – площадь живого сечения потока;  $\chi$  – смоченный периметр.

В инженерной практике режим определяется путем сравнения числа Рейнольдса  $Re$  с его критическим значением  $Re_x$ , которое соответствует смене режимов и для равномерных потоков жидкости в трубах (каналах) круглого сечения равно 2300, прямоугольного сечения – 2000. Режим считается ламинарным, если  $Re < Re_x$  и турбулентным при  $Re > Re_x$ .

В специальных условиях, искусственно уменьшая возмущенность потока (например, путем полировки внутренних стенок, выполнения плавного входа в трубу и исключения сотрясений) можно получить ламинарное течение при  $Re > Re_x$ . Однако такой ламинарный режим весьма неустойчив, при малейшем возмущении мгновенно переходит в турбулентный и поэтому в обычных условиях не встречается.

Из выражения (3.4) следует, что числа Рейнольдса малы и, следовательно, ламинарный режим наиболее вероятен при малых скоростях течения в каналах незначительного поперечного сечения (в порах грунта, капиллярах) или при движении жидкостей с большей вязкостью (нефть, масло, битум). Турбулентный режим встречается чаще в реках, ручьях, открытых каналах, системах водоснабжения и водоотведения, а также при течении бензина, керосина и других маловязких жидкостей в трубах.

### 3.3.2. Описание устройства 3

Устройство 3 для изучения режимов движения жидкости имеет прозрачный корпус (рис. 3.3, а) и включает баки 1 и 2 с успокоительной стенкой 3 для гашения возмущений жидкости от падения струй и всплывания пузырей воздуха. Баки 1 и 2 соединены параллельными каналами 4 и 5. Для удобства визуальных наблюдений они имеют прямо-

угольные поперечные сечения одинаковых размеров. Конец канала 4 снабжен перегородкой со щелью 6, а противоположный конец канала 5 – решеткой (перегородкой с множеством отверстий) 7.

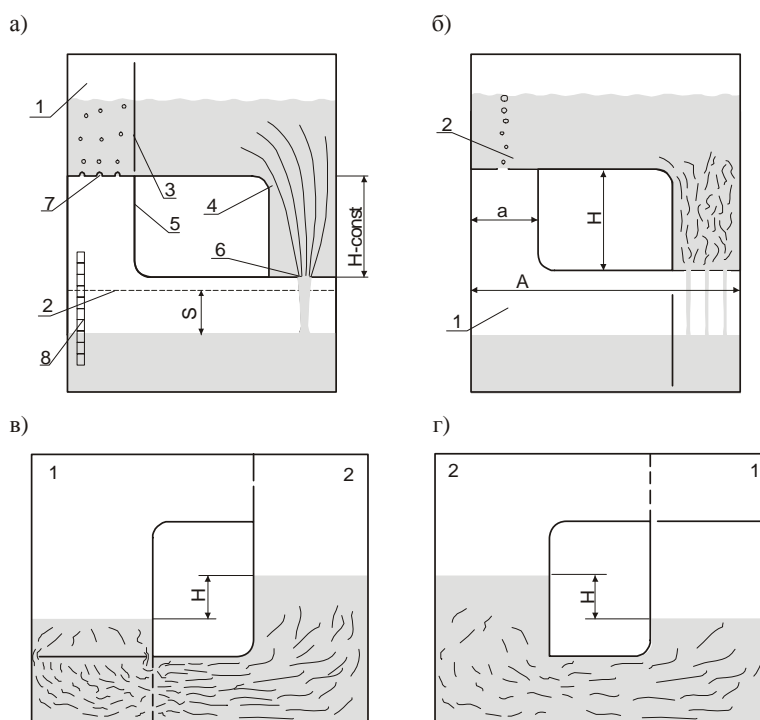


Рис. 3.3

Устройство заполнено водой, содержащей микроскопические частицы алюминия для визуализации течения. Уровень воды в баке 2 определяется по шкале 8, а ее температура считывается с термометра, находящегося в устройстве 1.

Устройство работает следующим образом. В положениях устройства, изображенных на рис. 3.3, а и б, поступающая через правый канал в нижний бак вода вытесняет воздух в виде пузырей в верхний бак. Давления на входе в канал (на дне верхнего бака) и над жидкостью в нижнем баке уравниваются и поэтому истечение происходит под действием постоянного напора  $H$ , создаваемого столбом жидкости в правом канале. Так обеспечивается установившееся (с постоянным во времени расходом) движение жидкости. Причем в канале 4 устанавливается ламинарный режим благодаря низким скоростям течения из-за большого сопротивления щели 6. В свою очередь малое гидравлическое сопротивление решетки 7 обеспечивает получение турбулентного течения в канале 5 за счет больших скоростей (см. рис. 3.3, б). Расход можно изменять наклоном устройства с помощью подставки (см. описание устройства 5). В случаях, указанных на рис. 3.3, в и г, в каналах 4 и 5 возникает неустановившееся (при переменном напоре и расходе) движение жид-

кости за счет непосредственного соединения воздушных полостей баков. Это позволяет проследить за изменением структуры потоков в процессе уменьшения их скорости до нуля.

### 3.3.3. Порядок выполнения работы

1. Создать в канале 4 ламинарный режим движения жидкости. Для этого при заполненном водой баке 1 поставить устройство баком 2 на стол (см. рис. 3.3, а).

2. Измерить время  $t$  перемещения уровня воды в баке 2 на некоторое расстояние  $S$  и ее температуру  $T$ .

3. Сделать зарисовку структуры потока и подсчитать число Рейнольдса по порядку, указанному в табл. 3.8.

4. Повернуть устройство в его плоскости на  $180^\circ$ С (см. рис. 3.3, б). Наблюдать турбулентный режим в канале 5. При этом выполнить операции по пп. 2–3.

5. При заполненном водой баке 2 поставить устройство так, чтобы канал 5 занял нижнее горизонтальное положение (см. рис. 3.3, в). Наблюдать в канале процесс перехода от турбулентного режима движения к ламинарному. Обратит внимание, что решетка приводит к турбулизации потока за ней.

6. При заполненной водой баке 2 поставить устройство так, чтобы канал 4 занял нижнее горизонтальное положение (см. рис. 3.3, г). Наблюдать за структурой потока при внезапном сужении в баке 2, внезапном расширении в канале за щелью и при выходе потока из канала в бак 1. Обратит внимание на циркуляционные (вальцовые) зоны. Сделать зарисовку картины течения.

Таблица 3.8

Наименования величин	Обознач., формулы	Режим движения	
		Ламинарный	Турбулентный
1. Изменение уровня воды в баке, см	$S$		
2. Время наблюдения за уровнем, с	$t$		
3. Температура воды, °С	$T$		
4. Кинематический коэффициент вязкости воды, см <sup>2</sup> /с	$\nu = \frac{17,9}{1000 + 34T + 0,22T^2}$		
5. Площадь поперечного сечения канала, см <sup>2</sup>	$\omega = a \cdot b$		
6. Смоченный периметр, см	$\chi = 2(a + b)$		



Наименования величин	Обознач., формулы	Режим движения	
		Ламинарный	Турбулентный
7. Гидравлический диаметр канала, см	$d_e = 4\omega / \chi$		
8. Объем воды, поступивший в бак за время $t$ , см <sup>3</sup>	$w = ABS$		
9. Расход воды, см <sup>3</sup> /с	$Q = W / t$		
10. Средняя скорость течения в канале, см/с	$V = Q / \omega$		
11. Число Рейнольдса	$Re = Vd_e / \nu$		

Примечание. Размеры поперечного сечения канала ( $a$ ,  $b$ ) и бака ( $A$ ,  $B$ ) указаны на корпусе устройства.

### 3.4. Иллюстрация уравнения Бернулли

Цель работы. Опытное подтверждение уравнения Д.Бернулли для установившегося потока жидкости в канале переменного сечения: наблюдение понижения механической энергии по течению и перехода потенциальной энергии в кинетическую и обратно.

#### 3.4.1. Общие сведения

Уравнение Д.Бернулли для установившегося потока реальной несжимаемой жидкости выражает закон сохранения энергии и имеет вид

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}} \quad (3.5)$$

где  $Z$  – расстояние от произвольно выбранной горизонтальной плоскости отсчета 0–0 до любой точки рассматриваемого сечения потока (рис.3.4.);  $P$  – давление в выбранной точке сечения;  $\gamma$  – удельный вес жидкости;  $\alpha$  – коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса); для ламинарного течения  $\alpha = 2$ , для турбулентного обычно принимают  $\alpha = 1,1$ ;  $V$  – средняя скорость потока;  $g$  – ускорение свободного падения;  $h_{\text{тр}}$  – суммарные потери напора на преодоление гидравлических сил трения между сечениями 1–1 и 2–2.

Индексы "1" и "2" указывают номер сечения, к которому относится величина. Сечения, связываемые уравнением, выбираются на участках с плавноизменяющимся движением жидкости, хотя между ними движение может быть и резкоизменяющимся.

Слагаемые уравнения (3.5) измеряются в единицах Дж/Н  $\rightarrow$  энергия/сила и поэтому выражают тот или иной вид удельной (отнесенной к весу жидкости) энергии. Названия энергий указаны под уравнением. Механическую энергию единицы веса жидкости в гидравлике принято называть напором:  $Z + P/\gamma$  – пьезометрическим,  $\alpha \cdot V^2/2g$  – скоростным,  $Z + (P/\gamma) + (\alpha \cdot V^2/2g) = H$  – полным.

Из уравнения (3.5) следует, что в случае отсутствия теплообмена потока с внешней средой полная удельная энергия (включая тепловую) неизменна вдоль потока и поэтому изменение одного вида энергии приводит к противоположному по знаку изменению другого. Таков энергетический смысл уравнения Бернулли.

Уравнение Бернулли в форме (3.5) является наиболее наглядным и удобным для решения широкого круга задач, имеет прикладное значение в практике измерений на Земле, т.к. каждое его слагаемое легко определяется простейшими приборами. Однако, в условиях отсутствия или переменного гравитационного ускорения оно теряет смысл. В таких случаях более строгой является форма записи уравнения, в которой энергии отнесены к массе, а не к весу (силе тяжести) жидкости. Для получения этой формы достаточно все слагаемые уравнения (3.5) умножить на ускорение силы тяжести  $g$ .

Геометрический смысл уравнения (3.5) заключается в том, что его слагаемые могут быть измерены и в единицах длины (Дж/Н = Нм/Н = м) геометрической  $Z$ , пьезометрической  $P/\gamma$ , скоростной  $\alpha \cdot V^2/2g$  и потерянной  $h$  высотами, сумма которых для любого сечения потока есть величина постоянная. Измерение указанных высот простейшими приборами (мерной линейкой, пьезометром, трубкой Пито) и графическая иллюстрация уравнения Бернулли показаны на рис. 3.4. Для большей наглядности рисунка каждая трубка Пито установлена в такой точке сечения потока, в которой кинетическая энергия  $U^2/2g$  равна средней по сечению кинетической энергии  $\alpha \cdot V^2/2g$ . Поэтому для каждого сечения уровень жидкости в трубке Пито выше, чем в пьезометре, на величину скоростного напора  $\alpha \cdot V^2/2g$ .

Линия, соединяющая уровни жидкости в пьезометрах, называется пьезометрической. Она иллюстрирует изменение потенциальной энергии (пьезометрического напора) по длине потока, так как расположена над плоскостью отсчета на расстоянии  $Z + P/\gamma$ . Линия, проведенная через уровни жидкости в трубках Пито, отражает распределение полной удельной механической энергии (полного напора) вдоль потока и име-

нуется напорной. Падение полного напора  $h_{\text{тр}}$ , приходящееся на единицу длины потока, называется гидравлическим уклоном

$$I = \frac{h_{\text{тр}}}{l}.$$

Линии удельной энергии (напорная и пьезометрическая) дают наглядное представление о переходе одного вида энергии в другой по длине потока и позволяют при решении многих задач инженерной практики установить значения, причины и степень изменчивости основных параметров движения жидкости. Линии удельных энергий строятся в соответствии с нижеприведенными правилами, вытекающими из уравнения Бернулли.

1. Напорная линия (полный напор  $H = Z + (P/\gamma) + (\alpha \cdot V^2/2g)$ ) постоянно понижается по течению (если на рассматриваемом участке нет насоса) ввиду необратимого преобразования механической энергии в тепловую при преодолении потоком сил гидравлического трения. Причем уклон линии (потери напора  $h_{\text{тр}}$ ) тем больше, чем меньше сечение участка потока (см. рис. 3.4).

2. Пьезометрическая линия (пьезометрический напор  $Z + P/\gamma$ ) в отличие от напорной, может не только понижаться, но и повышаться по течению. Это происходит при расширении потока (см. рис. 3.4) и объясняется уменьшением скорости и кинетической энергии  $\alpha \cdot V^2/2g$ , часть которой в силу сохранения баланса переходит в потенциальную энергию  $Z + P/\gamma$ . Другими словами, понижение скорости потока  $V$  приводит к возрастанию давления  $P$  по течению.

Пьезометрическая линия проходит через центр тяжести выходного сечения канала (трубопровода) при истечении жидкости в атмосферу, и ниже оси канала, если давление в нем менее атмосферного.

3. Расстояние между пьезометрической и напорной линиями численно равно кинетической энергии

$$\frac{\alpha \cdot V^2}{2g} = \frac{\alpha \cdot Q^2}{2g \cdot \omega^2} = \frac{8\alpha \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^2}$$

и поэтому обратно пропорционально диаметру сечения потока в четвертой степени. Для участков потока постоянного сечения средние скорости одинаковы по пути, поэтому линии удельных энергий, как правило, параллельны между собой (см. рис. 3.4). Эти линии для потоков в конфузорных (конически сходящихся) патрубках расходятся, а в диффузорных (конически расходящихся) – сходятся. В баках и водоемах, где жидкость не движется  $V = 0$ , линии энергий совпадают со свободной поверхностью, если она находится под атмосферным давлением.

### 3.4.2. Описание устройства 4

Устройство 4 для опытного подтверждения уравнения Бернулли имеет прозрачный корпус и содержит баки 1 и 2, отделенные друг от друга прозрачной объемной перегородкой 3 (рис. 3.5, а). В перегородке выполнены опытные каналы 4 и 5 переменного и постоянного сечения. Каналы соединены между собой равномерно расположенными пьезометрами 1 – 7, служащими для измерения пьезометрических напоров в характерных сечениях. Устройство частично заполнено подкрашенной водой. Для измерения уровня воды в одном из баков предусмотрена шкала 6 с миллиметровой ценой делений.

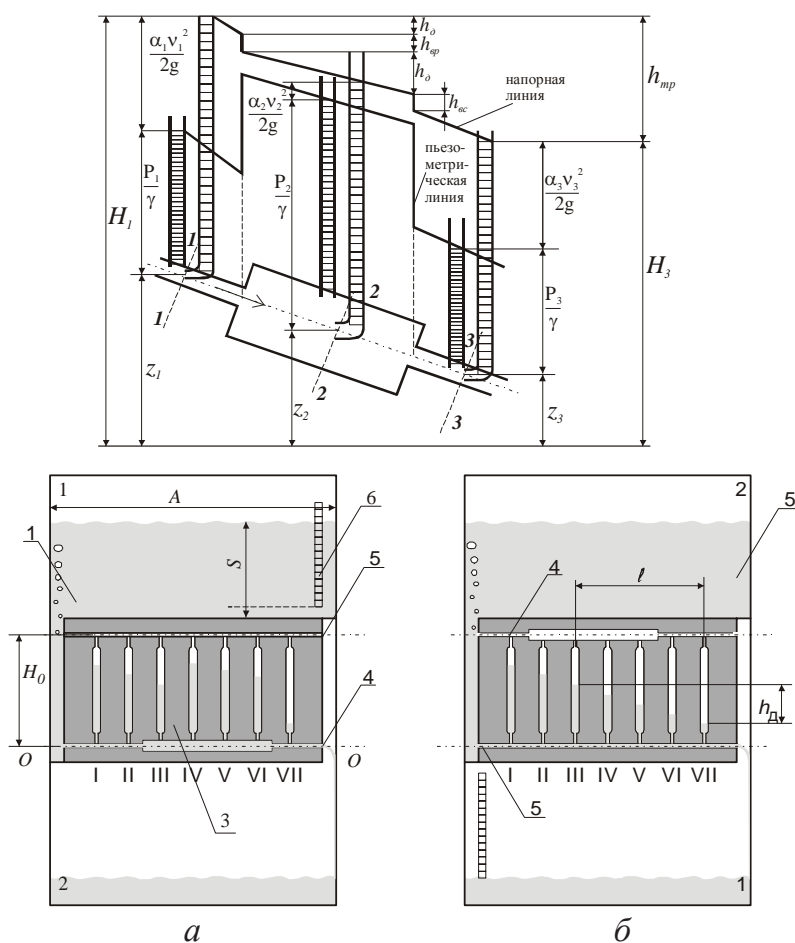


Рис. 3.5

В положениях устройства, изображенных на рис. 3.5, а, б, благодаря постоянству напора истечения  $H_0$  во времени обеспечивается установившееся движение воды в нижнем канале. Верхний канал в это время пропускает воздух, вытесняемый жидкостью из нижнего бака в верхний. Следует отметить, что напор истечения испытывает колебания, вызываемые силами поверхностного натяжения при образовании и отрыве

пузырей на выходном конце верхнего канала. Однако ввиду малости такие изменения напора в расчетах не учитываются. Расход в каналах может варьироваться наклоном устройства (см. описание устройства 5).

### 3.4.3. Порядок выполнения работы

1. Измерить стороны  $A$ ,  $B$  поперечного сечения бака 1 и полный напор на входе в канал, равный межосевому расстоянию каналов.

2. При заполненном водой баке 1 поставить устройство на стол баком 2 (см. рис. 3.5, а).

3. Снять показания пьезометров  $P/\gamma$  по нижним частям менисков воды.

4. Секундомером определить время  $t$  изменения уровня в баке 1 на величину  $S$ . Значения замеренных величин и площади  $\omega$  сечений потока (указаны на корпусе устройства) внести в табл. 3.9. Площадь потока в сечении 3 определяется сечением транзитной струи и поэтому принимается равной площади в сечении 2.

5. Подсчитать значения полных напоров в сечениях канала 4 по порядку, указанному в табл. 3.9. Коэффициент кинетической энергии принять равным  $\alpha = 1,1$ .

6. На миллиметровой бумаге вычертить в масштабе схему канала 4 с пьезометрами. Плоскость отсчета  $0 - 0$  провести через ось канала, что позволяет исключить из рассмотрения ординату  $Z$ . По показаниям пьезометров нанести пьезометрическую линию, заканчивающуюся в центре тяжести выходного сечения канала 4. Для построения напорной линии отложить в каждом сечении от плоскости отсчета полные напоры в виде отрезков и соединить их концы. Для жидкости в баке 1 напорная и пьезометрическая линии горизонтальны и проходят на уровне оси канала 5.

Таблица 3.9

Наименование величин	Обозначения, формулы	СЕЧЕНИЕ ПОТОКА							
		1	2	3	4	5	6		
1. Площадь сечения потока, см	$\omega$								
2. Средняя скорость в сечении, см/с	$v = \frac{Q}{\omega}$								
3. Пьезометрический напор (показания пьезометров), см	$\frac{P}{\gamma}$								
4. Скоростной напор, см	$\frac{\alpha \cdot v^2}{2g}$								

Наименование величин	Обозначения, формулы	СЕЧЕНИЕ ПОТОКА						
		1	2	3	4	5	6	
5. Полный напор, см	$\frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot V^2}{2g}$							
6. Размеры сторон поперечного сечения бака, см	$A, B$	$A = 21; B = 4$						
7. Перемещение уровня воды в баке, см	$S$							
8. Время наблюдения за изменением уровня, с	$t$							
9. Расход, см /с	$Q = \frac{ABS}{t}$							
10. Полный напор на входе в канал, см	$H_0$	10						

### 3.5. Определение потерь напора по длине

Цель работы: освоение экспериментального и расчетного способов определения потерь напора по длине при напорном равномерном течении жидкости.

#### 3.5.1. Общие сведения

Нахождение потерь напора (потерь удельной механической энергии) при движении жидкостей составляет одну из основных задач практической гидравлики. В зависимости от потерь напора в гидросистемах назначаются диаметры трубопроводов, высота расположения баков, напор и мощность насосов.

Полные потери напора  $h_{тр}$  на преодоление сил гидравлического трения при течении жидкости складываются из потерь напора по длине  $h_d$  и местных потерь напора  $h_m$ :

$$h_{тр} = h_d + h_m$$

Потери напора по длине вызваны тормозящим действием стенок, приводящим к вязкостному трению частиц и струек жидкости друг от друга вдоль трубопроводов. Такие потери при равномерном течении пропорциональны длине потока и для круглых труб (каналов) определяются по формуле Дарси-Вейбаха

$$h_d = \frac{\lambda \cdot l \cdot V^2}{d \cdot 2g}, \quad (3.6)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси;  $l, d$  – соответственно длина и внутренний диаметр трубы (канала);  $V$  – средняя скорость потока.

На рис. 3.6 в логарифмических координатах представлены результаты опытов К. Кольбрука по исследованию гидравлического сопротивления технических труб. Из рисунка видно, что коэффициент трения  $\lambda$  в общем случае зависит от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости стенок трубы  $\Delta/d$  (где  $\Delta$  – средняя высота выступов шероховатости стенок или абсолютная шероховатость).

При ламинарном режиме (при  $Re < 2300$ ) коэффициент трения вычисляется по теоретической формуле Ж.Пуазейля,

$$\lambda = \frac{64}{Re},$$

по которой на графике построена линия ламинарного режима.

Подставляя это выражение для  $\lambda$  в формулу (3.6) и расписывая число Рейнольдса  $Re = Vd/\nu$ , получаем, что в ламинарном потоке потери напора по длине пропорциональны средней скорости в первой степени ( $h \sim V^1$ ).

При турбулентном режиме течения различают области гидравлически гладких и шероховатых труб (стенок).

Трубу или стенку считают гидравлически гладкой, если соблюдается условие  $2300 < Re < 10d/\Delta$ .

В этом случае прилегающий к стенке ламинарный подслой турбулентного потока покрывает выступы шероховатости и поток не испытывает дополнительных завихрений. Поэтому в области гидравлически гладких труб, как и в ламинарном режиме,  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса и вычисляется по эмпирической формуле Г. Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}.$$

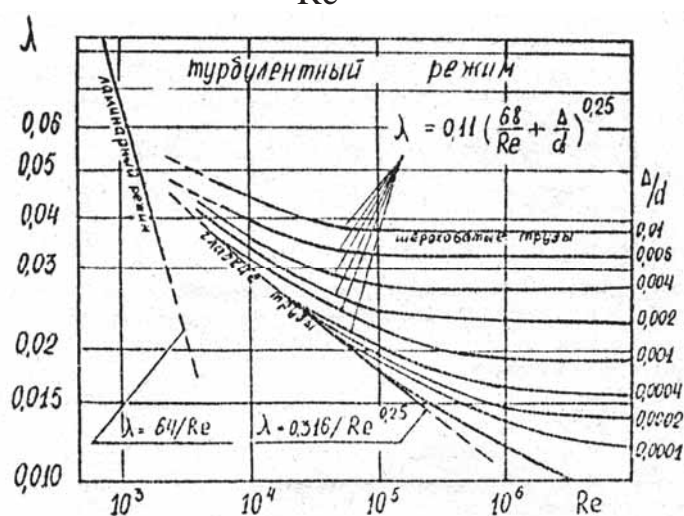


Рис. 3.6

По этой формуле на рис. 3.6 построена наклонная нижняя прямая, описывающая область гладких труб до  $Re = 10^5$ . Подставляя выражение для  $\lambda$  в формулу (3.6) можно показать, что в этой области  $h_d \sim V^{1.75}$ .

С увеличением числа Рейнольдса, например, за счет повышения скорости течения, толщина ламинарного подслоя турбулентного потока уменьшается и при  $Re > 10d/\Delta$  выступы шероховатости оголяются. Они начинают вносить дополнительные возмущения (вихри) в турбулентное ядро потока, что приводит к возрастанию потерь напора; в этом случае труба (стенка) называется гидравлически шероховатой. Область шероховатых труб представлена на графике семейством кривых, находящихся правее линии гладких труб и описываемых формулой А.Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}$$

Формула указывает на увеличение коэффициента трения  $\lambda$  с возрастанием относительной шероховатости  $\Delta/d$  стенок. При достаточно больших числах Рейнольдса  $Re \rightarrow \infty$ , когда практически отсутствует ламинарный подслой, коэффициент  $\lambda$  не зависит от  $Re$ . Он определяется лишь относительной шероховатостью  $\Delta/d$  стенок и поэтому кривые графика переходят в горизонтальные прямые, а потери напора по длине становятся пропорциональными квадрату средней скорости ( $h_d \sim V^2$ ). Эту часть области шероховатых труб называют зоной квадратичного сопротивления.

Итак, для вычисления потерь напора по длине необходимо предварительно выявить область сопротивления (область ламинарного движения, область гладких или область шероховатых стенок турбулентного движения), а затем определять коэффициент трения по соответствующим этим областям формулам. Потери напора в трубах некруглого сечения можно определять по формулам для круглых труб, подставляя в них вместо геометрического гидравлический диаметр  $d = d_r$ .

Вышеприведенные формулы пригодны для вычисления коэффициента трения при равномерном течении, которое устанавливается в трубе (канале) постоянного сечения на некотором расстоянии от входа. Участок, предшествующий наступлению равномерного движения жидкости, называется начальным (разгонным). Он характеризуется повышенными потерями напора, что объясняется неравномерностью течения из-за изменения эпюры скоростей (несмотря на постоянство средней скорости) по пути. Так, например, на входе из резервуара в трубу частицы жидкости имеют одинаковую по сечению скорость, а по мере удаления от входа замедляются у стенок и ускоряются на оси потока.



Переформирование эпюры скоростей сопровождается дополнительным расходом энергии и завершается в конце начального участка. Длина начальных участков и потери напора на них определяются по специальным формулам, приведенным в справочной литературе по гидравлике.

В общем случае потери напора в ходе опытов определяются разностью полных напоров на концах рассматриваемого участка потока. Однако при равномерном движении кинетический напор не изменяется по пути и поэтому потери напора равны разности только пьезометрических напоров, то есть находятся как разность показаний пьезометров, установленных на концах опытного участка канала (трубы).

### 3.5.2. Порядок выполнения работы

1. При заполненном водой баке 2 поставить устройство 4 на стол баком 1 (см. рис. 3.5, б).

2. Снять показания пьезометров 1 – 7, измерить расстояние между ними и время  $t$  измерения уровня в баке 1 на произвольно заданную величину  $S$ .

3. Снять показания термометра, находящегося в устройстве 1, измерить стороны  $A$  и  $B$  поперечного сечения бака 1.

4. Значения замеренных величин внести в табл. 3.10. Размеры сторон  $a$  и  $b$  поперечного сечения канала указаны на корпусе устройства.

5. На бумаге с миллиметровой сеткой изобразить в масштабе канал 5 с пьезометрами и построить по показаниям пьезометров пьезометрическую линию. На этой линии выделить участок с постоянным уклоном, соответствующий равномерному течению. Определить его длину  $l$  и опытное значение потерь  $h_d$  разностью показаний крайних пьезометров на нем (см. рис. 3.5, б).

6. Найти число Рейнольдса для исследуемого режима течения и расчетное значение потерь напора  $h_d$  на участке равномерного течения воды в канале 5 по порядку, указанному в табл. 3.10.

7. Найти относительное расхождение опытного и расчетного значений потерь напора. Объяснить это расхождение.

Таблица 3.10

Наименование величин	Обозначения, формулы	Значения величин
1. Размеры поперечного сечения канала, см	$a, b$	
2. Размеры поперечного сечения бака, см	$A, B$	
3. Температура воды, С	$T$	

Наименование величин	Обозначения, формулы	Значения величин
4. Изменение уровня воды в баке, см	$S$	
5. Время наблюдения за изменением уровня, с	$t$	
6. Показания пьезометров, см	$\frac{P_1}{\gamma}, \dots, \frac{P_7}{\gamma}$	
7. Расстояние между крайними пьезометрами на участке равномерного движения, см	$\ell$	
8. Опытное значение потерь напора по длине, см	$h_o = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_7}{\gamma}$	
9. Расход воды, см <sup>3</sup> /м	$Q = \frac{ABS}{t}$	
10. Гидравлический диаметр канала, см	$d_r = \frac{2ab}{a+b}$	
11. Средняя скорость в канале, см/с	$V = \frac{Q}{ab}$	
12. Кинематический коэффициент вязкости воды, см <sup>2</sup> /с	$\nu = \frac{17.8}{1000 + 34T + 0,22T^2}$	
13. Число Рейнольдса	$Re = \frac{Vd_2}{\nu}$	
14. Коэффициент трения при Re < 2300 2300 < Re < 10 d/Δ RE > 10 D/Δ	$\lambda = 64 / Re$ $\lambda = 0,316 / Re^{0,25}$ $\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25}$	
15. Расчетное значение потерь напора по длине, см	$h'_n = \lambda \frac{l}{d_r} \frac{V^2}{2g}$	
16. Относительное расхождение опытного и расчетного значений потерь	$\delta_h = \frac{(h_o - h'_o)}{h'_o}$	

*Примечание.* Абсолютную шероховатость стенок канала принять равной  $\Delta = 0,001$  мм.

### 3.6. Определение местных потерь напора

Цель работы. Определение опытным путем потерь напора на преодоление местных сопротивлений и сравнение их с рассчитанными по инженерным формулам.

#### 3.6.1. Общие сведения

Местные потери напора (энергии жидкости) возникают на коротких участках трубопровода с препятствиями для потока, называемыми местными сопротивлениями. К местным гидравлическим сопротивлениям относятся внезапное расширение и сужение труб, вентили, задвижки, клапаны, колена, решетки, сетки и другие элементы гидросистем, изменяющие конфигурацию стенок трубы или канала. Местные сопротивления вызывают изменение скорости движения жидкости по величине и направлению, что почти всегда приводит к отрыву потока (транзитной струи) от стенок и возвратному течению жидкости около них, то есть к образованию циркуляционных зон (рис. 3.7, а). Механическая энергия потока, поглощаемая циркуляционными зонами для создания и поддержания вращения жидкости, составляет, в основном, местные потери напора (механической энергии).

Величина местных потерь напора экспериментально определяется разностью полных напоров жидкости до и после местного сопротивления. Например, потери напора на внезапное расширение горизонтального потока (см. рис. 3.7, а)

$$h_m = h_{в.р.} = H_1 - H_2 = \left[ \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot V_1^2}{2g} \right] - \left[ \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot V_2^2}{2g} \right].$$

Если диаметры трубы до и после местного сопротивления одинаковы – скоростные напоры  $\alpha_1 \cdot V_1^2 / 2g = \alpha_2 \cdot V_2^2 / 2g$ . Поэтому местные потери напора, как и в случае потерь напора по длине трубопровода постоянного сечения, измеряются только разностью показаний пьезометров. Так, потери напора на диафрагме, установленной в трубе постоянного сечения (см. рис. 3.7, б)

$$h_m = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma}.$$

При этом мерные сечения 1-1 и 2-2 (сечения для установки пьезометров) выбирают с таким расчетом, чтобы в них соблюдались условия плавно изменяющегося движения и транзитная струя полностью заполняла трубу.

Следует заметить, что для более точного определения местных потерь, из вышеуказанных выражений нужно вычесть потери по длине на участке с местным сопротивлением. Однако ввиду малости рассматриваемого участка и значений потерь напора по длине, ими обычно пренебрегают.

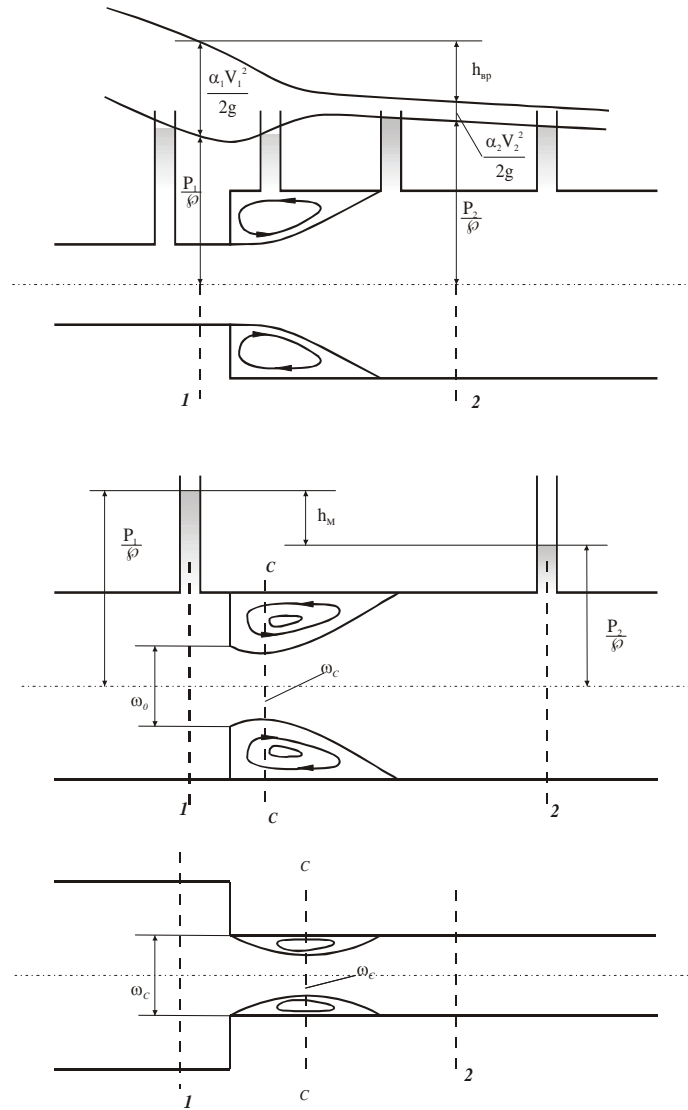


Рис. 3.7

В инженерных расчетах для определения потерь механической энергии на местных сопротивлениях используется формула Ю. Вейсбаха, выражающая потери в долях от скоростного напора

$$h_M = \frac{\xi \cdot V^2}{2g} \quad (3.7)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $V$  – средняя скорость потока за местным сопротивлением.

В большинстве случаев при подсчете местных потерь напора по формуле (3.7) используются в основном справочные эмпирические значения  $\xi$ , которые зависят от геометрии местных сопротивлений и числа Re. Теоретические формулы для определения потерь напора получены только для простейших видов местных сопротивлений. Так, принято считать, что потери напора в случае внезапного расширения трубопровода при  $Re > 3000$  с достаточным приближением выражаются теоретической формулой Ж. Борда

$$h_{\text{в.р.}} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2n} \quad (3.8)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – средние скорости движения до и после расширения. Из формулы (3.8) следует, что потери напора вследствие внезапного расширения равны скоростному напору потерянной скорости. Эта формула с помощью уравнения неразрывности  $V_1\omega_1 = V_2\omega_2$  может быть приведена к виду формулы (3.7), откуда следует, что

$$\xi_{\text{в.р.}} = \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \quad (3.9)$$

При внезапном сужении канала (диафрагма в трубе, резкое уменьшение диаметра трубы) струя жидкости, пройдя отверстие площадью  $\omega_0$  сжимается и достигает наименьшей площади  $\omega_c$  в сечении С – С (см. рис. 3.7, б, в). Затем струя постоянно расширяется, пока площадь ее сечения не станет равна площади сечения трубы  $\omega_r$ . При турбулентном движении местные потери при этом равны потерям напора на участке расширения струи. Поэтому коэффициенты рассматриваемых местных сопротивлений определяются по формуле (3.9), где вместо  $\omega_1$  подставляется значение  $\omega_c$ , определяемое из формулы А. Д. Альтшуля

$$\omega_c = \omega_0 \left[ 0.57 + \frac{0.043}{1.1 - \frac{\omega_0}{\omega_1}} \right] \quad (3.10)$$

При входе в трубу из резервуара, являющимся частным случаем внезапного сужения, коэффициент сопротивления входа при острых кромках  $\xi_{\text{вх}} = 0,4 - 0,5$ , что соответствует значению коэффициента, определенного из формул (3.9) и (3.10) при  $\omega_0 / \omega_1 \rightarrow \omega_0 / \omega_1 \rightarrow \infty$ . При за-

круглых кромок  $\xi_{\text{вх}} = 0,2$  и при плавном входе  $\xi_{\text{вх}} = 0,05$ . Эти значения коэффициентов указаны для турбулентного режима движения жидкости, который присутствует в местных сопротивлениях в подавляющем большинстве случаев. При этом значения коэффициентов приобретают постоянные значения, не зависящие от числа  $Re$ .

### 3.6.2. Порядок выполнения работы

1. Измерить стороны  $A$  и  $B$  поперечного сечения бака 1 и межосевое расстояние  $H_0$  каналов 4 и 5 в устройстве 4.

2. При заполненном водой баке 1 поставить устройство 4 на стол баком 2 (см. рис. 3.5, а).

3. Снять показания пьезометров 1, 2, 5 – 7 по нижним частям менисков воды.

4. Секундомером определить время  $t$  изменения уровня в баке 1 на произвольно заданную величину  $S$ .

5. Измерения по пп. 3 и 4 выполнить три раза. Среднее арифметическое значение измеренных величин и указанные на корпусе устройства площади мерных сечений внести в табл.3.11.

6. Подсчитать значения расхода, полных напоров (при  $\alpha = 1,1$ ), опытных и расчетных значений местных потерь напора на исследуемых гидравлических сопротивлениях, а затем оценить их расхождение. Объяснить причину расхождения опытных и расчетных значений местных потерь.

*Примечание.* Полный напор  $H_1$  в баке 1 перед входом в канал 4 определить разностью  $H_1 = H_0 - \Delta h$  напора  $H_0$  и величины  $\Delta$ , затрачиваемой на преодоление сил поверхностного натяжения при образовании пузырей на конце канала 5

$$\Delta h = \frac{4\sigma}{d\gamma},$$

где коэффициент поверхностного натяжения  $\sigma$  для воды принимается равным  $73 \cdot 10^{-3}$  Н/м, удельный вес  $\gamma = 9,8 \cdot 10^3$  Н/м<sup>3</sup>. В формуле через  $d$  обозначен гидравлический диаметр выходного сечения канала 5.

Значение коэффициента местных потерь на вход принять в соответствии с п. 3.6.1.

Таблица 3.11

Наименование величин	Обозначение, формулы	Вид сопротивления					
		Вход		Расшире- ние		Сужение	
		1(0)	2(1)	1(3)	2(6)	1(6)	2(7)
1. Площади сечений, см	$\omega$						
2. Показания пьезометров, см	$\frac{P}{\gamma}$						
3. Средние скорости в сечениях, см/с	$V = \frac{Q}{\omega}$						
4. Скоростные напоры в сечениях, см	$\frac{\alpha \cdot V^2}{2g}$						
5. Полные напоры в сечениях, см	$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot V^2}{2g}$						
6. Изменение уровня воды в баке, см	$S$						
7. Время наблюдения за уровнем, с	$t$						
8. Расход воды, см <sup>3</sup> /с	$Q = \frac{ABS}{t}$						
9. Опытные значения местных потерь, см	$h_m = H_1 - H_2$						
10. Площадь сжатого сечения по формуле (5.10), см	$\omega_c$						
11. Коэффициенты местных потерь	$\xi = \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2$ $\xi = \left( \frac{\omega_2}{\omega_c} - 1 \right)^2$						—
12. Расчетные значения местных потерь, см	$h_m = \frac{\xi \cdot V^2}{2g}$						
13. Относительное расхождение опытных и расчетных значений потерь	$\delta_h = \frac{h_m - h'_m}{h'_m}$						

*Примечание.* Размеры поперечного сечения бака:

$A = \dots\dots$ см;

$B = \dots\dots$ см.

Межосевое расстояние

$H_0 = \dots\dots$ см. .

### 3.7. Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки

Цель работы. Экспериментальное определение коэффициентов истечения жидкости через малое круглое отверстие в тонкой стенке и внешний цилиндрический насадок.

#### 3.7.1. Общие сведения

В гидравлике различают малые и большие отверстия. Малым называют отверстие, вертикальный размер которого существенно (в 5 – 10 раз) меньше напора истечения. В этом случае скорость вытекающей струи по сечению отверстия можно считать одинаковой. Если струя касается только кромки отверстия, то стенку, в которой выполнено отверстие, в гидравлическом смысле называют тонкой. Такой случай истечения наблюдается при острой кромке отверстия, либо при толщине стенки менее половины диаметра отверстия.

Струя на выходе из отверстия в тонкой стенке сжимается, достигая на некотором (около 0,5 диаметра отверстия) расстоянии наименьшего сечения, называемого сжатым. Явление сжатия объясняется свойством частиц жидкости, подходящих к отверстию с разных сторон, сохранять свое направление движения после прохождения отверстия. Степень сжатия струи оценивается коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}$$

где  $\omega_c$  – площадь сжатого сечения струи;  $\omega$  – площадь отверстия.

Насадками называют патрубки длиной 3 – 4 диаметра, приставляемые к отверстию для увеличения расхода или придания струе особых свойств, например, дальнобойности.

При входе в цилиндрический насадок струя сначала сужается, отрываясь от стенок и образуя циркуляционную зону с пониженным давлением (ниже атмосферного в случае истечения в атмосферу), а затем постепенно расширяется и заполняет все сечение насадка. Сжатия струи при выходе из насадка не происходит, поэтому коэффициент сжатия для выходного сечения насадка  $\omega = 1$ .

В инженерной практике скорость  $V$  и расход жидкости  $Q$  через отверстия и насадки определяют по формулам

$$\begin{aligned} V &= \varphi \cdot \sqrt{2gH} ; \\ Q &= \mu \sqrt{2gH} , \end{aligned} \quad (3.11)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости, учитывающий снижение скорости за счет гидравлического сопротивления отверстия или насадка и представ-



ляющий отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости;  $H$  – напор истечения;  $\omega$  – площадь отверстия или выходного сечения насадка;  $\mu$  – коэффициент расхода, связанный с другими коэффициентами истечения соотношением

$$\mu = \varphi \cdot \omega.$$

откуда видно, что  $\mu$  учитывает снижение расхода, вызываемое гидравлическими сопротивлениями и сжатием струи.

В общем случае коэффициенты истечения  $\mu$ ,  $\varphi$ ,  $\varepsilon$  зависят от числа Рейнольдса. На рис. 3.8. приведены такие зависимости для малого отверстия в тонкой стенке (сплошные линии) и для внешнего цилиндрического насадка (пунктирная линия). Из рисунка следует, что при развитом турбулентном режиме истечения (при  $Re > 10^5$ ) численные значения коэффициентов становятся постоянными и равными:

для малых круглых отверстий в тонкой стенке

$$\varphi = 0,97; \varepsilon = 0,64; \mu = 0,97 \cdot 0,64 = 0,62;$$

для внешнего цилиндрического насадка

$$\varphi_n = 0,82; \varepsilon_n = 1; \mu_n = \varphi_n = 0,82.$$

Сравнение указанных коэффициентов для отверстия и насадка показывает, что присоединение к отверстию внешнего цилиндрического насадка обеспечивает при развитом турбулентном режиме истечения увеличение расхода ( $v_n > \mu$ ) примерно на 30%. Этот эффект объясняется большей площадью сечения струи на выходе из насадка, чем за отверстием в сжатом сечении ( $\varepsilon_n > \varepsilon$ ), и более полным использованием исходной энергии напора на истечение. Так, на выходе из отверстия скорость велика ( $\varphi > \varphi_n$ ) и, следовательно, значительная часть энергии жидкости уносится струей и не используется на истечение. В насадке же, выходная скорость мала, так как часть напора затрачивается на подсосывание дополнительного количества жидкости из бака в зону пониженного давления.

Следует помнить, что при  $Re < 1000$  применение насадка не только не увеличивает коэффициент расхода, но даже уменьшает его по сравнению с истечением из отверстия (см. рис. 3.8).

Явление истечения жидкости из отверстий и насадков широко используется в технике. Так, истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке – процесс, характерный в большинстве случаев для безнапорных водопропускных труб под насыпью дорог, расходомерных диафрагм, клапанов, распределителей, дросселей и других устройств гидросистем.

Роль цилиндрических насадков выполняют патрубки для выпуска жидкости из резервуаров и водоемов, а также всевозможные краны, дорожные напорные трубы. Конические сходящиеся насадки применяются для получения больших скоростей, силы и дальности полета струи в пожарных брандспойтах, форсунках для подачи топлива, фонтанных соплах, гидромониторах для размыва грунта. Конические расходящиеся насадки служат для замедления течения жидкости и увеличения расхода в пенных огнетушителях, струйных насосах, отсасывающих трубах гидравлических турбин.

### 3.7.2. Описание устройства 5

Устройство 5 для исследования истечения жидкости через отверстия и насадки имеет единый прозрачный корпус и содержит баки 1 и 2, отделенные друг от друга ступенчатой перегородкой (рис. 3.9, а). В перегородке на одном уровне выполнено отверстие 3 с острыми кромками, а на другом уровне установлен внешний цилиндрический насадок 4. Устройство частично заполнено подкрашенной водой. Для измерения уровней воды в баках и дальности полета струи предусмотрена шкала 5 с миллиметровой ценой деления. Установившееся течение воды обеспечивается неизменностью напора истечения во времени.

В вертикальном положении устройства (см. рис. 3.9, а,б) можно определить коэффициенты расхода для отверстия и насадка. При наклонном положении устройства (см. рис. 3.9, в), где показан вид устройства сбоку) представляется возможность по параметрам струи дополнительно определить численное значение коэффициента скорости из формулы

$$\varphi = \frac{l - \frac{h^2}{c}}{\sqrt{\frac{4L \cdot h^2}{c}}} = \frac{l - \frac{h \cdot k}{K}}{\sqrt{\frac{4L \cdot h \cdot k}{K}}} \quad (3.12)$$

где  $l$  – дальность полета струи;  $h$  – расстояние от оси отверстия до задней стенки;  $c$  – толщина слоя оставшейся над перегородкой воды;  $L$  – расстояние между уровнями отверстия и насадка.

Вышеуказанное выражение получено с использованием системы уравнений:

$$x = V \cdot t, \quad (3.13)$$

$$y = \frac{g \cdot t^2}{2}, \quad (3.14)$$

где  $x$ ,  $y$  – координаты точки соприкосновения струи с задней стенкой устройства; за начало координат принят центр тяжести сжатого сечения;

$t$  – время движения частиц жидкости от сжатого сечения до места соприкосновения струи с боковой стенкой устройства.

Выразив  $\varphi$  из уравнения (3.11) и подставляя значение скорости  $V$  и времени  $t$  получаем

$$\varphi = \frac{V}{\sqrt{2g \cdot H}} = \frac{x}{\sqrt{4H \cdot y}}.$$

Откуда с учетом соотношений

$$x = l - a; \quad a = h \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{c};$$

$$H = L \cdot \sin \alpha; \quad y = \frac{h}{\cos \alpha},$$

окончательно находим расчетную зависимость (3.12).

Расход в устройстве 5 изменяется переводом его в наклонное положение с использованием подставки (см. рис. 3.9, в, где показан вид устройства сбоку). Аналогично можно варьировать расход в устройствах 3 и 4. В этом случае стабилизированное значение напора истечения уменьшается и может быть определено по формуле

$$H = L \cdot \sin \alpha.$$

При этом угол наклона устройства вычисляется по одной из зависимостей

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{c}, \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{k}{K}.$$

### 3.7.3. Порядок выполнения работы

1. Измерить параметры  $A$ ,  $B$ ,  $L$  устройства 5 (см. рис. 3.8) и зафиксировать показание  $T$  термометра, находящегося в составе комплекта. Значения этих величин и диаметров отверстия и насадка (указаны на корпусе устройства) внести в примечание табл.3.12.

2. При заполненном водой баке 1 поставить устройство вертикально ( $\alpha = 90^\circ$ ) баком 2 на стол (см. рис. 3.8, а) и наблюдать истечение через отверстие.

3. Секундомером определить время  $t$  перемещения уровня жидкости вдоль стенки одного из баков на некоторую величину  $S$ . Значения замеренных величин внести в табл. 3.12.

4. Посчитать опытное значение коэффициента расхода  $\mu$  по порядку, указанному в табл. 3.12, а затем по найденному числу Рейнольдса определить справочное значение коэффициента расхода  $\mu$  из графика (см. рис. 3.8).

5. Найти относительное расхождение  $\delta_\mu$  между опытным  $\mu$  и справочным  $\mu$  значениями коэффициента расхода.

6. Поставить устройство вертикально ( $\alpha = 90^\circ$ ) баком 1 на стол (см. рис. 3.9, б) и наблюдать истечение жидкости через насадок. При этом выполнить операции по пп. 3, 4, 5 и сравнить значения коэффициентов расхода для отверстия и насадка.

7. Установить устройство баком 2 на стол с наклоном с использованием подставки ( $\alpha < 90^\circ$ , см. рис. 3.9, в) и наблюдать истечение через отверстие. В ходе проведения опытов и обработки результатов повторить действия по пп. 3, 4, 5 и дополнительно измерить дальность полета струи  $l$ , уровень с оставшейся над перегородкой воды или параметры  $k$  и  $K$ , а затем определить значения коэффициентов скорости  $\varphi$  и сжатия  $\varepsilon$ . Сверить их со справочными значениями из рис. 3.8.

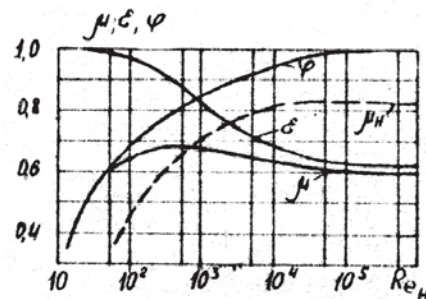


Рис. 3.8

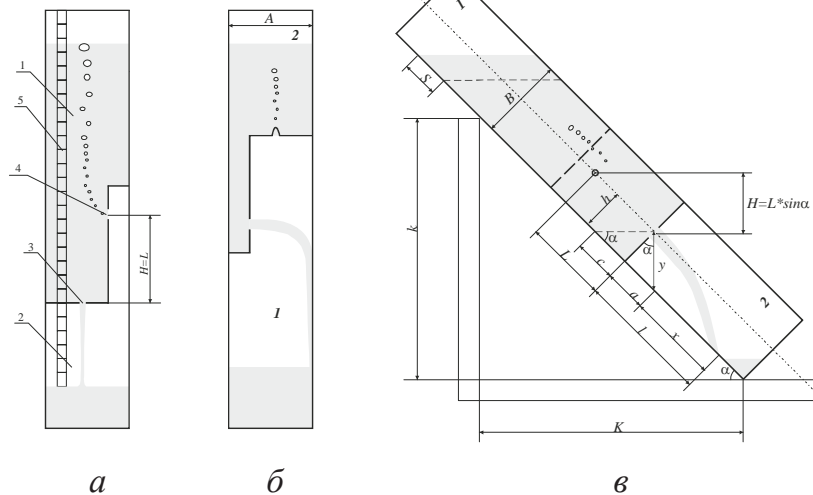


Рис. 3.9

Обозначения: Диаметр отверстия  $d = \dots$  см; диаметр насадка  $d = \dots$  см; размеры поперечного сечения бака:  $A = \dots$  см,  $B = \dots$  см; расстояние от оси отверстия до задней стенки  $h = \dots$  см; расстояние между уровнями отверстия и насадка  $L = \dots$  см; температура воды  $T = \dots$  °С.

Таблица 3.12

Наименование величин	Обозначения, формулы	Отверстие		Насадок
		$\alpha < 90$	$\alpha > 90$	$\alpha = 90$
1. Перемещение уровня воды в баке, см	$S$			
2. Время наблюдения за уровнем воды, с	$t$			
3. Дальность полета струи, см	$l$			
4. Уровень оставшейся над перегородкой воды, см	$c$			
5. Угол наклона устройства	$\alpha = \arctg \frac{h}{c}$			
6. Напор истечения, см	$H = L \cdot \sin \alpha$			
7. Расход воды, см/с	$Q = \frac{ABS}{t}$			
8. Опытное значение коэффициента расхода	$\mu = \frac{Q}{\omega \sqrt{2gH}}$			
9. Коэффициент скорости по формуле (5-1)	$\varphi$			
10. Коэффициент сжатия струи	$\varepsilon = \frac{\mu}{\varphi}$			
11. Кинематический коэффициент вязкости по формуле (5-2), см <sup>2</sup> /с.	$\nu$			
12. Число Рейнольдса	$Re = \frac{d \sqrt{2gH}}{\nu}$			
13. Справочное значение коэффициента расхода (см. рис. 3-8)	$\mu^*$			
14. Относительное расхождение коэффициентов расхода	$\delta_{\mu} = \frac{\mu - \mu'}{\mu'}$			

## 4. ЦИКЛ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ НА СТЕНДЕ «ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ОСНОВЫ МЕХАНИКИ ЖИДКОСТИ»

### 4.1. Измерение расхода жидкости объемным способом

Целью работы является знакомство с объемным способом измерения расхода жидкости.

Полностью закрыть задвижки 34, 35 и краны КР3, КР4. Задвижку 37 и краны КР1, КР2, КР9 полностью открыть.

Повернуть переключатель насоса Н1 в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Поворачивая рукоятку задвижки 37 установить запорный элемент примерно в среднее положение.

Повернуть переключатель прибора для измерения времени в положение «ЕМ1».

Закрывать кран КР9. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1. В случае автоматического измерения контрольный объем фиксирован и составляет  $V = 2,6$  л. Записать значение времени в табл. 4.1.1.

Открыть кран КР9 и слить жидкость из мерной емкости. Обнулить показания электронного секундомера.

Повернуть переключатель прибора для измерения времени в положение «секундомер». Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1, используя прибор в качестве электронного секундомера, т. е. запуская и останавливая его вручную. Результаты записать в табл. 4.1.1.

Выключить электропитание насоса.

Сделать выводы.

Таблица 4.1.1

Способ измерения	$V$ , л.	$\Delta t$ , сек.	$Q$ , л/с
Автоматический режим	2,6		
Ручной режим			

### 4.2. Снятие характеристики центробежного насоса WCP 25-40G

Целью работы является экспериментальное построение характеристик насоса Н1 Н2 (WCP 25-40G) в координатах напор – подача.

Полностью закрыть задвижки 34 и 35 и краны КР3, КР4. Задвижку 37 и краны КР1, КР2, КР9 полностью открыть.

Повернуть переключатель насоса Н1 в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Поворачивая рукоятку задвижки 37 установить требуемую (по табл. 4.2.1) величину давления  $p_{Н1}$  на выходе насоса по показаниям ДД1.

Закрывать кран КР9. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1 в автоматическом режиме (переключатель в положении «ЕМ1») либо в ручном режиме (переключатель в положении «секундомер»). Записать значения в табл. 4.2.1. Открыть кран КР9.

Повторяя работы по п.3 и 4 выполнить замеры для всех значений давления  $p_{Н1}$ , соответствующих табл. 4.2.1.

Выключить питание насоса Н1.

Рассчитать величину подачи  $Q_N = V / \Delta t$  насоса и записать значения в таблицу.

Рассчитать напор, создаваемый насосом  $H_H = p_{Н1} / (\rho_e g)$  записать в таблицу ( $g = 9,81 \text{ м/с} = 9810 \text{ мм/с}^2$  – ускорение свободного падения,  $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3 = 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$  – плотность рабочей жидкости (воды)).

Построить график зависимости  $H_H = f(Q_N)$ .

Сделать выводы.

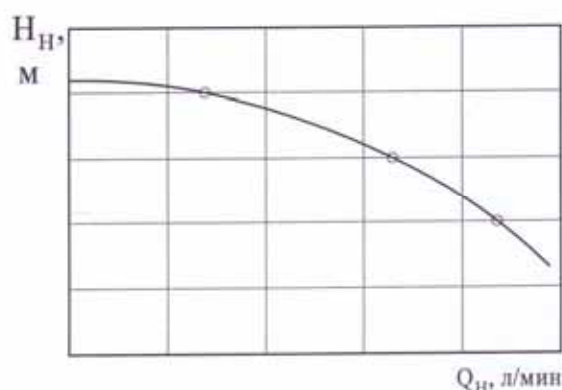


Рис. 4.2.1. Пример экспериментальной характеристики насоса

Характеристика насоса Н2 снимается аналогичным образом за исключением того, что всасывание осуществляется из накопительного бака.

Полностью закрыть задвижки 31, 33, 34, 35, 36, 37, 38 и краны КР2, КР3, КР5, КР8, КР12. Краны КР4, КР6, КР7, КР9, КР14 полностью открыть.

Повернуть переключатель насоса Н3 в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Дождаться наполнения напорной секции накопительного бака, вплоть до возникновения перелива.

Повернуть переключатель насоса Н2 в крайнее левое положение (соответствующее минимальной подаче) и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Отворачивая рукоятку задвижки 37 установить требуемую (по табл. 4.2.2.) величину давления  $p_{H2}$  на выходе насоса Н2 по показаниям ДД2.

Таблица 4.2.1

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Давление $p_{H1}$ на выходе насоса Н1, КПа	25	30	35	37	40	45
Объем $V$ жидкости, поступающей в ЕМ1, л						
Промежуток времени $\Delta t$ , с						
Подача $Q_H$ насоса Н1, л/мин						
Напор насоса Н1 $H_{H1}$ , м						

Закрывать кран КР9. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1 в автоматическом режиме (переключатель в положении «ЕМ1») либо в ручном режиме (переключатель в положении «секундомер»). Записать значения в табл. 4.2.2. Открыть кран КР9.

Повторяя работы по п.5 и 6 выполнить замеры для всех значений давления  $p_1$ , соответствующих табл. 4.2.2..

Полностью закрыть задвижку 37 и кран КР7.

Выключить питание насосов Н3 и Н2.

Рассчитать величину подачи  $Q_H = V / \Delta t$  насоса и записать в таблицу.

Рассчитать напор, создаваемый насосом  $H_{H2} = p_{H2} / (\rho \cdot g)$  записать в таблицу.

Построить график зависимости  $H_{H2} = f(Q_H)$ .



Таблица 4.2.1

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Давление $p_{H2}$ на выходе насоса Н2, КПа	15	20	25	30	35	40
Объем $V$ жидкости, поступающей в ЕМ1, л						
Промежуток времени $\Delta t$ , с						
Подача $Q_H$ насоса Н2, л/мин						
Напор насоса Н2 $H_{H2}$ , м						

#### 4.3. Снятие характеристик центробежных насосов WCP 25-40G при последовательном их соединении

Целью работы является экспериментальное построение характеристики совместной работы последовательно соединенных насосов Н1 и Н2 (WCP 25-40G) в координатах напор – подача.

Полностью закрыть задвижки 34, 35, 36, 37, 38 и краны КР2, КР4, КР5, КР7, КР8, КР12. Краны КР1, КР3, КР9 полностью открыть. Графически способ включения насосов Н1 и Н2 представлен на рис. 4. Тонкими линиями на нем обозначены перекрытые при помощи кранов трубопроводы.

Повернуть переключатель насоса Н1 в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Повернуть переключатель насоса Н2 в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Отворачивая рукоятку задвижки 37 установить требуемую величину давления  $p_{H2}$  на выходе насоса Н2 по показаниям ДД2. Значения  $p_{H1}$  и  $p_{H2}$  записать в табл. 4.3.1.

Таблица 4.3.1

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Давление $p_{H12}$ на выходе насоса Н2, КПа	30	40	50	60	70	80
Давление $p_{H1}$ на выходе насоса Н1, КПа						
Объем $V$ жидкости, поступающей в ЕМ1, л						
Промежуток времени $\Delta t$ , с						
Подача $Q_{H12}$ насосов, л/мин						
Напор насоса Н1 $H_{H1}$ , м						
Напор насоса Н2 $H_{H12}$ , м						

Закрывать кран КР9. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1 в автоматическом режиме (переключатель в положении «ЕМ1») либо в ручном режиме (переключатель в положении «секундомер»). Записать значения в табл. 4.3.1. Открыть кран КР9.

Повторяя работы по п. 5 и 6 выполнить замеры для всех значений давления  $p_{H2}$ , соответствующих табл. 4.3.1.

Полностью закрыть задвижку 37.

Выключить питание насосов Н1 и Н2.

Рассчитать величину подачи  $Q_{H12} = V / \Delta t$  при совместной работе насосов и записать значения в табл. 4.3.1.

Рассчитать напор, создаваемый насосом  $H_{H12} = p_{H2} / (\rho_6 g)$  и напор на выходе первого насоса  $H_{H1} = p_{H1} / (\rho_6 g)$ , записать в табл. 4.3.1.

Построить график зависимости  $H_{H1} = f(Q_{H12})$ ,  $H_{H12} = f(Q_{H12})$  на одной координатной плоскости и дополнить их характеристикой  $H_{H2} = f(Q_{H2})$  из предыдущей лабораторной работы (по данным табл. 2.2.2).

Сделать выводы.

#### 4.4. Снятие характеристик центробежных насосов WCP 25-40G при параллельном их соединении

Целью работы является экспериментальное построение характеристики совместной работы параллельно соединенных насосов Н1 и Н2 (WCP 25-40G) в координатах напор – подача.

Получить напорные характеристики для насосов Н1 и Н2 при их автономной работе переключив их регуляторы в крайнее левое положение (минимальная производительность). Последовательность действий при этом аналогична приведенным в лабораторной работе.4.3, за исключением того, что давление на выходе насосов Р1 и Р2 измеряется датчиком ДД2 (поэтому в том и другом случаях измеряется давление  $p_{H2}$ ). Результаты занести в табл. 4.2 для насоса Н1 и.4.3. для насоса Н2.

Полностью закрыть задвижки 31, 32, 34, 35, 36, 37, 38 и краны КР2, КР3, КР5, КР8, КР12. Краны КР1, КР4, КР6, КР7, КР9, КР14 полностью открыть.

Повернуть переключатель насоса Н3 в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Дождаться наполнения напорной секции накопительного бака, вплоть до возникновения перелива.

Повернуть переключатель насоса Н1 в крайнее левое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Повернуть переключатель насоса Н2 в крайнее левое положение (минимальная производительность) и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Открыть КР2.

Отворачивая рукоятку задвижки 37 установить требуемую величину давления  $p_{H2}$  на выходе насоса Н2 по показаниям ДД2. Значения  $p_{H1}$  и  $p_{H2}$  записать в табл. 4.4.1.

Закрывать кран КР9. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1 в автоматическом режиме (переключатель в положении «ЕМ1») либо в ручном режиме (переключатель в положении «секундомер»). Записать значения в табл. 4.4.1. Открыть кран КР9.

Повторяя работы по п.8 и 9 выполнить замеры для всех значений давления  $p_{H2}$ , соответствующих табл. 4.4.1.

Полностью закрыть задвижку 37 .

Выключить питание насосов Н1 и Н2.

Рассчитать величину подачи  $Q_{H12} = V / \Delta t$  при совместной работе насосов и записать значения в табл. 4.4.1.

Рассчитать напор, создаваемый насосами при совместной работе  $H_{H12} = p_{H2} / (\rho_6 g)$ , записать в табл. 2.3.1. Напоры точек характеристик для насосов Н1 и Н2 следует считать по формулам:  
 $H_{H1} = p_{H1} / (\rho_6 g)$ ,  $H_{H2} = p_{H2} / (\rho_6 g)$ .

Построить график зависимостей  
 $H_{H1} = f(Q_{H1})$ ,  $H_{H2} = f(Q_{H2})$ ,  $H_{H12} = f(Q_{H12})$   
 Сделать выводы.

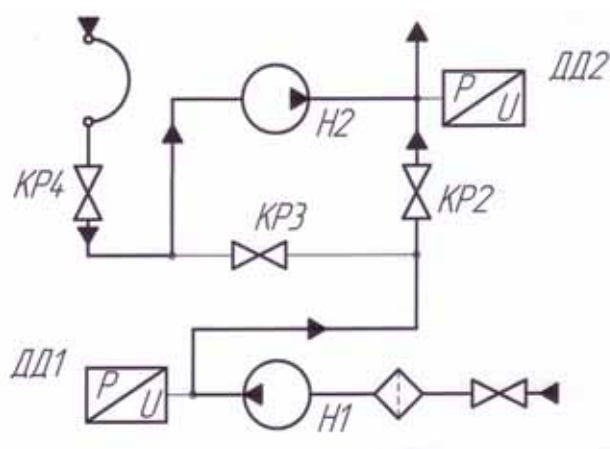


Рис. 4.4.1. Схема параллельного включения насосов Н1 и Н2

Таблица 4.4.1

Совместная работа Н1 и Н2 при параллельном соединении насосов

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Давление $p_{H1}$ на выходе насоса Н1, КПа	25	26	28	30	32	35
Давление $p_{H2}$ на выходе насоса Н2, КПа						
Объем $V$ жидкости, поступающей в ЕМ1, л						
Промежуток времени $\Delta t$ , с						
Подача $Q_{H12}$ насосов, л/мин						
Напор насоса Н1 $H_{H1}$ , м						
Напор насоса Н2 $H_{H12}$ , м						

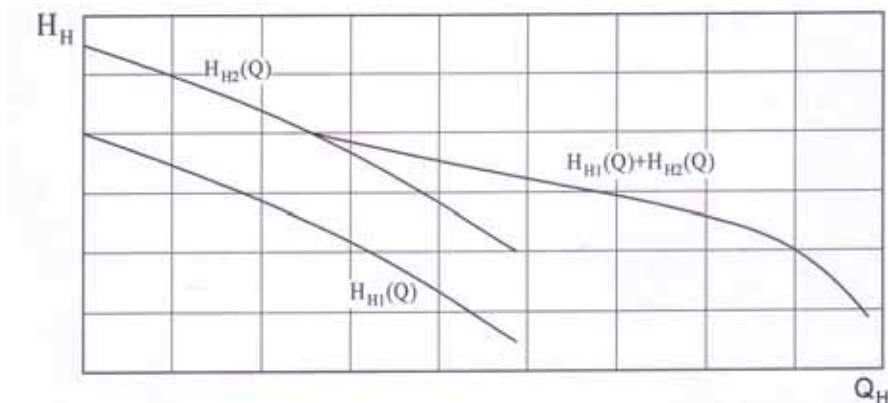


Рис. 4.4.2. Пример характеристики при параллельной работе насосов

#### Автономная работа Н1

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Давление $p_{H2}$ на выходе насоса Н1, КПа	10	13	15	20	22	25
Объем $V$ жидкости, поступающей в ЕМ1, л						
Промежуток времени $\Delta t$ , с						
Подача $Q_H$ насоса Н1, л/мин						
Напор насоса Н1 $H_{H1}$ , м						

#### Автономная работа Н1

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Давление $p_{H2}$ на выходе насоса Н1, КПа	15	20	25	30	32	35
Объем $V$ жидкости, поступающей в ЕМ1, л						
Промежуток времени $\Delta t$ , с						
Подача $Q_H$ насоса Н2, л/мин						
Напор насоса Н2 $H_{H2}$ , м						

#### 4.5. Исследование гидравлических сопротивлений по длине на прямом участке трубопровода

Целью работы является экспериментальное определение потерь напора по длине трубопровода, построение его напорной характеристики, получение экспериментального значения коэффициентов гидравлического сопротивления и трения, сравнение полученных значений с расчетами.

Выполняется для трубопроводов Т1 с внутренним диаметром  $d_{\text{вн}} = 15$  мм и Т2 (внутренний диаметр  $d_{\text{вн}} = 11$  мм).

Полностью закрыть задвижки 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38 и краны КР4, КР5, КР8, КР12. Краны КР6, КР7, КР10, КР11, КР14 полностью открыть. Повернуть переключатель насоса Н3 в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Повернуть переключатель насоса Н3 в крайнее левое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Дождаться наполнения напорной секции накопительного бака, вплоть до возникновения перелива.

Откручивая рукоятку задвижки 31 установить уровень жидкости в пьезометре № 1 ( $H_{\text{п1}}$ ) в соответствии с табл. 2.5.1.

Записать в табл. 4.5.1 показания пьезометра № 2 для трубопровода Т1 ( $H_{\text{п2}}$ ).

Закрывать кран КР10. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1. Записать значения в табл. 4.3.1. Открыть кран КР10.

Повторяя работы по п.4, 5 и 6 выполнить замеры для всего интервала  $H_{\text{п1}}$  из табл. 4.5.2..

Полностью закрыть задвижку 31 .

Откручивая рукоятку задвижки 32 установить уровень жидкости в пьезометре № 2 ( $H_{\text{п2}}$ ) в соответствии с табл. 4.5.2.

Записать в табл. 4.5.2. показания пьезометра № 4 для трубопровода Т2 ( $H_{\text{п4}}$ ).

Закрывать кран КР 9. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ2. Записать значения в табл. 4.5.2. Открыть кран К39.

Отворачивая рукоятку задвижки 32 установить следующую величину пьезометрического напора в сечении 3 (см. табл. 4.5.2).

Повторяя работы по п. 9, 10, 11, 12 выполнить замеры для всего интервала  $H_{ПЗ}$ .

Закрывать 32.

Выключить питание насоса НЗ.

Рассчитать величину подачи  $Q_H = V / \Delta t$  насоса и записать значения в табл. 4.5.1 и 4.5.2.

Рассчитать потери напора по длине трубопровода. Учитывая, что расход жидкости при каждом измерении постоянен (т. е. скоростной напор по длине трубопровода неизменен) потери полного напора

$$\Delta H_{12} = H_1 - H_2 = H_{П1} + \frac{\alpha \cdot g_1^2}{2g} - H_{П2} - \frac{\alpha \cdot g_2^2}{2g} = H_{П1} - H_{П2} = \Delta h, *$$

следовательно

$$\Delta h = H_{П1} - H_{П2} \quad (\Delta h = H_{П3} - H_{П4}) \text{ для всех значений подач.}$$

\*Так как оси трубопроводов расположены в горизонтальной плоскости, геометрические напоры для всех сечений равны, поэтому здесь и далее в записи уравнения Бернулли они не приводятся.

Рассчитать среднюю скорость жидкости  $g_{cp} = \frac{Q}{A}$ , величину скоростного напора  $\frac{g^2}{2g}$ , критерий Рейнольдса  $Re = \frac{g \cdot d}{\nu}$  (для воды кинематическая вязкость –  $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$ ). Определить режим течения жидкости в трубопроводе.

Из формулы Дарси-Вейсбаха  $\left( \Delta h = \zeta \cdot \frac{g^2}{2 \cdot g}, \quad \zeta = \lambda \cdot \frac{\ell}{d_{вн}} \right)$  выразить и найти экспериментальную величину коэффициента сопротивления трубопровода  $\zeta$ , и коэффициент гидравлического трения:

$$\zeta = \frac{\Delta h}{\left[ \frac{g^2}{2 \cdot g} \right]} = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot g}{g^2}$$

$$\lambda = \frac{\zeta \cdot d_{вн}}{\ell}$$

Рассчитать теоретическую величину коэффициента гидравлического трения в предположении турбулентного течения –  $\lambda_T$ , (например по формуле Альтшуля  $\lambda_T = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ ) и в предположении ламинар-

ного течения  $\lambda_T^1 = \frac{64}{Re}$ , сравнить с экспериментальной ( $\Delta = 0,01$  мм – эквивалентная шероховатость испытываемых труб).

Построить характеристики трубопроводов в координатах подачи – потребный напор  $H_{\text{потр}} = \Delta h = f(Q_H)$ . Сделать выводы.

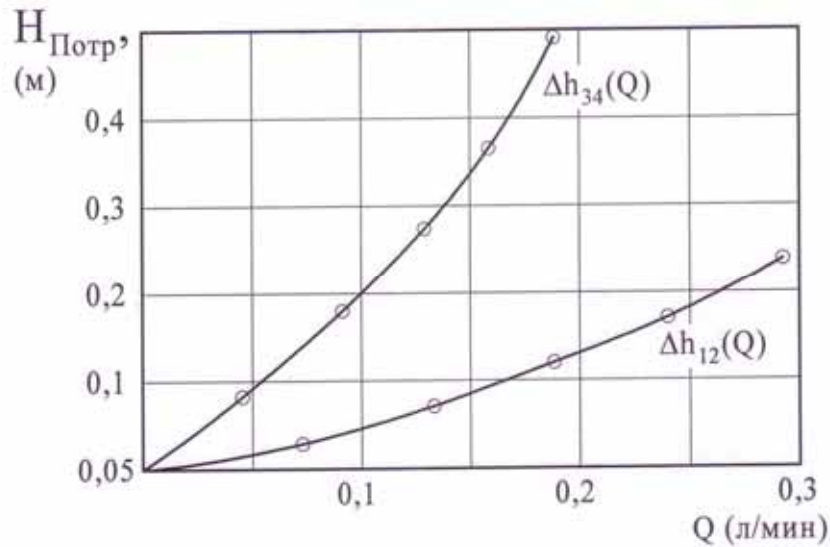


Рис. 4.5.1 Пример характеристик прямых трубопроводов

Таблица 4.5.1

№	V, л	$\Delta t$ , сек	Q, л/с	$H_{П1}$ , мм	$H_{П2}$ , мм	$g$ , мм/с	Re	$\frac{g^2}{2g}$	$\Delta h_{12}$	$\zeta_{\text{э}}$	$\lambda_{\text{э}}$	$\lambda_T$	$\lambda_T^1$
1				900									
2				850									
3				800									
4				750									
5				700									
6				650									
7				600									

Таблица 4.5.2

№	V, л	$\Delta t$ , сек	Q, л/с	$H_{П3}$ , мм	$H_{П4}$ , мм	$g$ , мм/с	Re	$\frac{g^2}{2g}$	$\Delta h_{34}$	$\zeta_{\text{э}}$	$\lambda_{\text{э}}$	$\lambda_T$	$\lambda_T^1$
1				900									
2				850									
3				800									
4				750									
5				700									
6				650									
7				600									



#### 4.6. Изучение закона сохранения энергии на примере уравнения Бернулли для сложного трубопровода

Цель работы: изучение закономерностей течения жидкости (уравнения Бернулли) в сложном трубопроводе при последовательном соединении участков разного диаметра. Экспериментальное построение напорной характеристики, построение напорной и пьезометрической линий сложного трубопровода. Изучение влияния геометрической высоты трубопровода на величины полного и гидростатического напора и расход через трубопровод.

Сложный трубопровод состоит из трех последовательно соединенных прозрачных труб из органического стекла с внутренними диаметрами  $d_I = 15$  мм,  $d_{II} = 11$  мм,  $d_{III} = 15$  мм. Расстояния между точками отбора и схему подключения пьезометров см. рис. 1.

Для исследования влияния изменений геометрического напора конструкцией стенда предусмотрена возможность изменения угла наклона оси трубопровода к горизонту.

Переходы между участками трубопровода выполнены в виде конусов (конфузора и диффузора).

Полностью закрыть задвижки 31, 32, 34, 35, 36, 37, 38 и краны КР4, КР5, КР8, КР12. Краны КР6, КР7, КР9, КР14 полностью открыть. Повернуть переключатель насоса НЗ в крайнее правое положение и включить питание переключением соответствующего тумблера на блоке управления.

Дождаться наполнения напорной секции накопительного бака, вплоть до возникновения перелива.

Откручивая рукоятку задвижки 36 установить уровень жидкости в пьезометре № 12 ( $H_{П12}$ ) в соответствии с табл. 4.6.1.

Записать в табл. 4.6.1 показания пьезометра № 13, 14, 15, 16, 17 ( $H_{П13}, H_{П14}, H_{П15}, H_{П16}, H_{П17}$ )

Закрывать кран КР9. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ1. Записать значения в табл. 4.6.1. Открыть кран КР9.

Повторяя работы по п. 4, 5 и 6 выполнить замеры для всего интервала  $H_{П12}$  из табл. 4.6.1. Результаты замеров записать в табл. 4.6.1

Изменяя угол наклона трубопровода ТЗ при неизменной величине перекрытия задвижки 36 (рекомендуется перекрытие около 5 оборотов рукоятки задвижки) повторить измерения по пункту 8. Схема соответствия фиксатора углам наклона приведена на рис. 12. Результаты записать в табл. 4.6.2.

Полностью закрыть задвижку З6.

Выключить питание насоса.

Рассчитать величину подачи  $Q_H = V / \Delta t$  насоса и записать значения в табл. 4.6.1.

Рассчитать потери статического напора по длине участков трубопровода  $\Delta h_I = H_{II2} - H_{II3}$ ;  $\Delta h_{II} = H_{II4} - H_{II5}$ ;  $\Delta h_{III} = H_{III6} - H_{III7}$ .

Рассчитать местные потери пьезометрического напора:

- в плавном сужении русла (конфузоре)  $\Delta h_{I-II} = H_{II3} - H_{II4}$ ;
- в плавном расширении (диффузоре)  $\Delta h_{1516} = H_{II5} - H_{III6}$ .

Рассчитать средние скорости жидкости и критерии Рейнольдса для каждого участка

$$g_I = g_{II} = g_{12} = g_{13} = g_{16} = g_{17} = \frac{Q}{A_I},$$

$$g_{III} = g_{14} = g_{15} = \frac{Q}{A_{II}},$$

$$Re_I = \frac{g_I \cdot d}{\nu}, Re_{II} = \frac{g_{II} \cdot d}{\nu}; Re_{III} = \frac{g_{III} \cdot d}{\nu}.$$

Рассчитать скоростные напоры на каждом участке трубопровода:

$$H_I^v = \frac{g_I^2}{2g}; H_{II}^v = \frac{g_{II}^2}{2g}; H_{III}^v = \frac{g_{III}^2}{2g}.$$

Рассчитать потребные пьезометрические напоры для каждого участка:

$$h_I^\Sigma = \Delta h_I + \Delta h_{1314} = H_{II2} - H_{II4};$$

$$h_{II}^\Sigma = \Delta h_{II} + \Delta h_{1516} = H_{II4} - H_{III6};$$

$$h_{III}^\Sigma = \Delta h_{III} = H_{III6} - H_{III7}$$

Потребный пьезометрический напор сложного трубопровода  $h_{ПОТР} = h_I^\Sigma + h_{II}^\Sigma + h_{III}^\Sigma = H_{II2} - H_{III7}$

Рассчитать потребные полные напоры участков и трубопровода в целом

$$H_I^\Sigma = h_I^\Sigma + \alpha \cdot \frac{g_I^2}{2g}, H_{II}^\Sigma = h_{II}^\Sigma + \alpha \cdot \frac{g_{II}^2}{2g}, H_{III}^\Sigma = h_{III}^\Sigma + \alpha \cdot \frac{g_{III}^2}{2g}.$$

Принять  $\alpha = 1$  при турбулентном течении и  $\alpha = 2$  при ламинарном.

Полный напор сложного трубопровода с последовательным соединением:

$$H^\Sigma = H_I^\Sigma + H_{II}^\Sigma + H_{III}^\Sigma.$$

Построить характеристики для участков трубопровода  $H_I^\Sigma = f(Q)$ ,  $H_{II}^\Sigma = f(Q)$ ,  $H_{III}^\Sigma = f(Q)$  и общую характеристику сложного трубопровода с последовательным соединением участков в координатах подача – потребный напор  $H^\Sigma = f(Q)$ .

При одном фиксированном значении расхода через трубопровод (рекомендуется при максимальном) построить линии пьезометрического напора, дополнив его линиями скоростных напоров получить линию полного напора.

Линию пьезометрических напоров следует строить по показаниям пьезометров. Для этого выбирается одна из строк табл. 2.8.1, соответствующая какому-либо значению расхода через трубопровод ТЗ (желательно выбирать значение примерно из середины интервалов).

Линия полного напора получается при увеличении линии пьезометрического напора на величину скоростного напора.

Полный напор в сечениях

$$\begin{aligned} H_{12} &= H_{II2} + H_I^v, H_{13} = H_{II3} + H_I^v; \\ H_{14} &= H_{II4} + H_{II}^v, H_{15} = H_{II5} + H_{II}^v; \\ H_{16} &= H_{II6} + H_{III}^v, H_{17} = H_{II7} + H_{III}^v \end{aligned}$$

Рассчитать и построить графики зависимости потерь полного напора в местных сопротивлениях от числа Рейнольдса:

а) для плавного сужения

$$\begin{aligned} \Delta H_{PC} &= H_{13} - H_{14} = H_{II3} + \alpha \cdot \frac{g_I^2}{2g} - H_{14} - \alpha \cdot \frac{g_I^2}{2g}, \\ (\Delta H_{PC} &= f(Re_{II})) \end{aligned}$$

б) для плавного расширения

$$\begin{aligned} \Delta H_{PR} &= H_{15} - H_{16} = H_{II5} + \alpha \cdot \frac{g_{II}^2}{2g} - H_{16} - \alpha \cdot \frac{g_{III}^2}{2g}, \\ (\Delta H_{PR} &= f(Re_{II})) \end{aligned}$$

Рассчитать величины коэффициентов сопротивлений плавного сужения -  $\zeta_{PC}$ , и внезапного расширения -  $\zeta_{PR}$ :

$$\zeta_{PC} = \Delta H_{PC} / \left( \frac{g_{II}^2}{2g} \right), \zeta_{PR} = \Delta H_{PR} / \left( \frac{g_{II}^2}{2g} \right).$$

Построить графики зависимостей  $\zeta_{PC} = f(Re_{II})$ ,  $\zeta_{PR} = f(Re_{II})$ .

Сделать выводы.

Таблица 4.6.1

№	V, л	$\Delta t$ , сек	Q, л/с	H <sub>П12</sub> , мм	H <sub>П13</sub> , мм	H <sub>П14</sub> , мм	H <sub>П15</sub> , мм	H <sub>П16</sub> , мм	H <sub>П17</sub> , мм
1				900					
2				850					
3				800					
4				750					
5				700					
6				650					
7				600					

№	$g_I$ , м/с	$g_{II}$ , м/с	$g_{III}$ , м/с	Re <sub>I</sub>	Re <sub>II</sub>	Re <sub>III</sub>
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						

Таблица 4.6.2

№	Наклон к горизонту ТЗ	V, л	$\Delta t$ , сек	Q, л/с	H <sub>П12</sub> , мм	H <sub>П13</sub> , мм	H <sub>П14</sub> , мм	H <sub>П15</sub> , мм	H <sub>П16</sub> , мм	H <sub>П17</sub> , мм
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										

#### 4.7. Изучение режимов течения жидкости

Цель работы: изучение особенностей ламинарного и турбулентного режимов течения. Исследование влияния критерия Рейнольдса на режим течения жидкости. Экспериментальное определение границ числа Рейнольдса, соответствующих ламинарному и турбулентному режимам.

Для исследования и визуализации режимов течения на вход прямого трубопровода Г1 подается тонкая струйка подкрашенной чернилами жидкости, которая поступает из специальной емкости (бака) БЗ.

Данная лабораторная работа выполняется только при условии подключения к крану КР8 автономного источника чистой воды (например, водопровода), а также обеспечении слива с выхода крана КР12 в канализацию. Кран КР8 перед работой должен быть закрыт.

Полностью закрыть задвижки 31, 32, 34, 35, 36, 37, 38 и краны КР4, КР5, КР7, КР11. Краны КР10, КР12, КР14 полностью открыть.

Открыть кран КР8 и дождаться наполнения напорной секции накопительного бака, вплоть до возникновения перелива.

Откручивая рукоятку задвижки 31 установить уровень жидкости в пьезометре № 1 ( $H_{п1}$ ) в соответствии с табл. 4.7.1.

Закрыть кран КР10. Измерить время  $\Delta t$  заполнения объема  $V$  жидкости, поступающей в мерную емкость ЕМ2. Записать значения в табл. 4.7.1. Открыть кран КР10.

Частично открыть задвижку 39. Зарисовать вид подкрашенной струйки в потоке в соответствующую графу табл. 4.7.1.

Повторяя работы по п.3, 4 и 5 выполнить замеры для всего интервала  $H_{п1}$  из табл. 4.7.1. Результаты замеров записать в табл. 4.7.1

Закрыть задвижку 39.

Закрыть задвижку 31.

Выключить питание насоса НЗ.

Рассчитать величину подачи  $Q_H = V / \Delta t$  насоса и записать значения в табл. 4.7.1.

Рассчитать среднюю скорость жидкости  $g_{cp} = \frac{Q}{A}$  и критерий Рейнольдса  $Re = \frac{g \cdot d}{\nu}$ . Результаты расчетов занести в табл. 4.7.1.

Определить режим течения жидкости в трубопроводе.

Сделать выводы.

Таблица 4.7.1

№	$H_{п1}$	V, л	$\Delta t$ , сек	Q, л/с	$g$ м/с	Re, мм	Внешний вид струйки жидкости

## Приложение

Таблица 1

*Международная система единиц (СИ) ГОСТ 8.417-81  
(СТ СЭВ 1052-78)*

Величина	Единица измерения	Сокращенное обозначение единиц
Основные единицы		
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Сила электрического тока	Ампер	А
Термодинамическая температура	Кельвин	К
Количество вещества	моль	моль
Некоторые производные единицы		
Площадь	квадратный метр	м <sup>2</sup>
Объем, вместимость	кубический метр	м <sup>3</sup>
Скорость	метр в секунду	м/с
Ускорение	метр в секунду в квадрате	м/с <sup>2</sup>
Сила, вес	Ньютон	Н; (кг· м/с <sup>2</sup> )
Давление	Ньютон на квадратный метр	Н/м <sup>2</sup>
Плотность	килограмм на кубический метр	кг/м <sup>3</sup>
Удельный объем	кубический метр на килограмм	м <sup>3</sup> /кг
Энергия, работа, количество теплоты, энтальпия	Джоуль	Дж; (Н· м)
Мощность, поток энергии	Ватт	Вт (Дж/с)
Энтропия	Джоуль на Кельвин	Дж/К
Удельная массовая теплоемкость	Джоуль на килограмм-Кельвин	Дж/(кг· К)
Теплота фазового перехода	Джоуль на килограмм	Дж/кг

Таблица 2

*Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименований*

Множитель	Приставка	Обозначение	Множитель	Приставка	Обозначение
$10^{12}$	тера	Т	$10^{-1}$	деци	д
$10^9$	гига	Г	$10^{-2}$	санتي	с
$10^6$	мега	М	$10^{-3}$	милли	м
$10^3$	кило	к	$10^{-6}$	микро	мк
$10^2$	гекто	г	$10^{-9}$	нано	н
10	дека	да	$10^{-12}$	пико	п

Таблица 3

*Перевод некоторых величин, измеренных в единицах системы МКГСС или во внесистемных единицах, в единицы международной системы СИ*

Масса	$1 \text{ т. е. м.} = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м} = 9,80665 \text{ кг}$
Сила	$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н}; 1 \text{ дин} = 10^{-5} \text{ Н}$
Плотность	$1 \text{ т. е. м.} / \text{м}^3 = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4 = 9,80665 \text{ кг} / \text{м}^3$
Давление	$1 \text{ кгс} / \text{см}^2 (\text{кГ} / \text{см}^2) = 1 \text{ ат} = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ Па}$ (технич. атм)
Энергия, работа, теплота, энтальпия, внутренняя энергия, потенциалы	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ Дж}; 1 \text{ ккал} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж};$ $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}; 1 \text{ л. с.} \cdot \text{ч} = 2,6478 \cdot 10^6 \text{ Дж}$

Таблица 4

*Значения удельного веса  $\gamma$  и плотности  $\rho$  некоторых жидкостей*

Жидкость	Удельный вес, $\gamma$ , Н/м <sup>3</sup>	Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
Ртуть	132900	13547
Вода: морская пресная	10010–10090 9790	1002–1029 998,2
Масло минеральное	8600–8750	877–892
Нефть	8340–9320	850–950
Керосин	7770–8450	792–840
Спирт этиловый	7740	789,3
Бензин	7250–7370	739–751

Таблица 5

*Коэффициенты объемного сжатия  $\beta_w$* 

Температура, °С	Коэффициенты объемного сжатия $\beta_w$ при давлении, Па·10 <sup>-4</sup>				
	50	100	200	300	780
0	5,4	5,37	5,31	5,23	5,15
5	5,29	5,23	5,18	5,08	4,93
10	5,23	5,18	5,08	4,98	4,81
15	5,18	5,1	5,03	4,88	4,7
20	5,15	5,05	4,95	4,81	4,6

Таблица 6

*Коэффициенты температурного расширения  $\beta_t$* 

Давление, $P$ , Па·10 <sup>5</sup>	Коэффициенты температурного расширения $\beta_t$ при температуре °С				
	1–10	10–20	40–50	60–70	90–100
1	0,000014	0,000150	0,000422	0,000556	0,000719
100	0,000043	0,000165	0,000422	0,000548	0,000704
200	0,000072	0,000183	0,000426	0,000539	0,000682
500	0,000149	0,000236	0,000429	0,000523	0,000661
900	0,000229	0,000289	0,000437	0,000514	0,000621

Таблица 7

*Кинематическая вязкость некоторых жидкостей*

Жидкость	$\nu$ 10 <sup>6</sup> , м <sup>2</sup> /с	Жидкость	$\nu$ 10 <sup>6</sup> , м <sup>2</sup> /с
Анилин	4,3	Масло касторовое	1002
Бензин	0,83–0,93	Масло льняное	55
Вода пресная	1,01	Масло минеральное	313–1450
Глицерин безводный	4,1	Нефть	8,1–9,3
Дизельное топливо	5	Ртуть	0,11
Керосин	2–3	Спирт этиловый безводный	1,51
Красочные растворы	90–120	Хлористый натрий (26%-й раствор)	1,53



Таблица 8

*Физические параметры сухого воздуха  
при давлении  $p = 760$  мм рт. ст.*

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$Pr$
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,0	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица 9

Физические свойства воды при давлении  $p = 760$  мм рт.ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$h,$ кДж/кг	$c_p,$ $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^8,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ 1/К	$\sigma \cdot 10^4,$ Н/м	Pr
0	999,9	0,0	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	741,6	9,52
20	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75

Таблица 10

Физические свойства дымовых газов

( $p = 760$  мм рт. ст.,  $r_{\text{C}_2\text{O}} = 0,13$ ,  $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$ )

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$c_p,$ кДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,7	94,3	31,7	60,38	0,54
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,406	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Таблица 11

*Физические свойства трансформаторного масла*

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг} \cdot \text{К}$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\mu \cdot 10^4, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{1/К}$	Pr
0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	8,14	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	7,56	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	128,5	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,03	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	6,80	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	6,58	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	6,17	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	5,83	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	5,50	7,40	34,9

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987.
2. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960.
4. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. учеб. пособие для машиностр.вузов / под ред.С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1974.
5. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу / Я.М. Вильнер, И.П. Вопнярский, В.И. Кузменков, И.А. Шулпин; под ред.Я.М. Вильнера. Минск: Высш.шк. 1980.
6. Основы гидравлики: учебное пособие / Е.Е. Бульба. – Томск: Изд-во ТПУ, 2010.
7. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А. А. Носков. – Л.: Химия, 1987.
8. Примеры расчетов по гидравлике / под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1976.
9. Теплотехнический справочник. Т. 1, 2 / под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М: Энергия, 1975.
10. Чертов А.Г. Физические величины. – М.: Высш. шк., 1990. – 336 с.
11. Чугаев Р.Р. Гидравлика. – Л.: Энергоиздат, 1982.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие .....	3
1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ .....	5
1.1. Рабочие гипотезы гидродинамики и характеристики жидкостей.....	5
1.2. Основные физические свойства жидкостей и газов.....	6
1.3. Основные понятия кинематики .....	7
1.3.1. Методы задания движения .....	7
1.3.2. Линия тока, траектория.....	8
1.3.3. Трубка тока, элементарная струйка.....	8
1.4. Динамика вязкой жидкости. ....	9
1.4.1. Силы, действующие в жидкости.....	9
1.4.2. Основные уравнения динамики .....	9
1.4.2.1. Уравнения неразрывности .....	9
1.4.2.2. Понятие расхода и средней скорости.....	10
1.4.2.3. Уравнение движения для несжимаемой вязкой жидкости Навье-Стокса .....	10
1.4.2.4. Уравнение движения идеальной (невязкой) жидкости.....	12
1.4.3. Уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости .....	12
1.4.4. Течение идеального газа .....	15
1.4.4.1. Соотношения термодинамики.....	15
1.4.4.2. Скорость звука. Число Маха .....	16
1.4.5. Уравнения энергии .....	16
1.4.6. Режимы течения жидкости (опыты Рейнольдса) .....	18
1.4.7. Ламинарное течение жидкости в трубах.....	18
1.4.8. Турбулентное течение жидкости .....	21
1.4.8.1. Общие сведения .....	21
1.4.8.2. Осредненное и пульсационное движения.....	22
1.4.8.3. Полуэмпирические теории турбулентности .....	23
1.4.9. Основы теории подобия.....	25
1.4.10. Приближенные решения уравнений Навье-Стокса .....	27
1.5. Гидростатика .....	30
1.5.1. Основное уравнение гидростатики.....	31
1.5.2. Сила давления жидкости на криволинейную поверхность.....	32
1.6. Расчет трубопроводов .....	33
1.6.1. Классификация трубопроводов.....	35
1.6.2. Расчет простого короткого трубопровода.....	36
1.6.3. Расчет длинных трубопроводов .....	37
1.7. Гидравлический расчет истечения жидкостей .....	38

2. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ .....	41
2.1. Свойства жидкостей .....	41
2.2. Основное уравнение гидростатики .....	42
2.3. Сила давления жидкости на стенку (плоскую и криволинейную) .....	53
2.4. Плавание тела. Закон Архимеда.....	60
2.5. Уравнение неразрывности. Уравнение Бернулли .....	62
2.6. Режим течения жидкости в трубах. Гидравлические потери.....	73
2.7. Гидромашины и гидропривод технологических машин .....	81
3. ЦИКЛ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ НА ПОРТАТИВНЫХ СТЕНДАХ «КАПЕЛЬКА» .....	83
3.1. Изучение физических свойств жидкости .....	83
3.1.1 Общие сведения .....	83
3.1.2. Описание устройства 1.....	85
3.1.3. Порядок выполнения работы .....	86
3.2. Измерение гидростатического давления.....	89
3.2.1. Общие сведения .....	89
3.2.2. Описание устройства 2.....	90
3.2.3. Порядок выполнения работы .....	92
3.3. Изучение режимов движения жидкости.....	93
3.3.1. Общие сведения .....	93
3.3.2. Описание устройства 3.....	94
3.3.3. Порядок выполнения работы .....	96
3.4. Иллюстрация уравнения Бернулли .....	97
3.4.1. Общие сведения .....	97
3.4.2. Описание устройства 4.....	100
3.4.3. Порядок выполнения работы .....	101
3.5. Определение потерь напора по длине .....	102
3.5.1. Общие сведения .....	102
3.5.2. Порядок выполнения работы .....	105
3.6. Определение местных потерь напора.....	107
3.6.1. Общие сведения .....	107
3.6.2. Порядок выполнения работы .....	110
3.7. Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки .....	112
3.7.1. Общие сведения .....	112
3.7.2. Описание устройства 5.....	114
3.7.3. Порядок выполнения работы .....	115
4. ЦИКЛ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ НА СТЕНДЕ «ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ОСНОВЫ МЕХАНИКИ ЖИДКОСТИ».....	118
4.1. Измерение расхода жидкости объемным способом.....	118

4.2. Снятие характеристики центробежного насоса WCP 25-40G.....	118
4.3. Снятие характеристик центробежных насосов WCP 25-40G при последовательном их соединении .....	121
4.4. Снятие характеристик центробежных насосов WCP 25-40G при параллельном их соединении.....	123
4.5. Исследование гидравлических сопротивлений по длине на прямом участке трубопровода.....	126
4.6. Изучение закона сохранения энергии на примере уравнения Бернулли для сложного трубопровода .....	129
4.7. Изучение режимов течения жидкости .....	132
Приложение .....	134
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	140

Учебное издание

МЕДВЕДЕВ Геннадий Григорьевич  
МАКСИМОВ Вячеслав Иванович  
ПОЛОВНИКОВ Вячеслав Юрьевич

## ПРАКТИКУМ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКИМ РАСЧЕТАМ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

Учебное пособие

**Издано в авторской редакции**

Научный редактор  
*кандидат физико-математических наук*  
*Б.В. Борисов*

**Отпечатано в Издательстве ТПУ в полном соответствии  
с качеством предоставленного оригинал-макета**

Подписано к печати 00.00.2011. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».


Печать XEROX. Усл. печ. л. 8,37. Уч.-изд. л. 7,58.

Заказ . Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет  
Система менеджмента качества  
Издательства Томского политехнического университета сертифицирована  
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту BS EN ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30  
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru