

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Дальневосточный государственный
университет путей сообщения»

Кафедра «Гидравлика и водоснабжение»

О. В. Акимов, Ю. М. Акимова

ГИДРАВЛИКА

Рекомендовано Методическим советом по качеству
образовательной деятельности ДВГУПС
в качестве учебного пособия

Второе издание, переработанное



Хабаровск
Издательство ДВГУПС
2017

УДК 532.5(075.8)
ББК Ж 123
А 391

Рецензенты:

Кафедра «Инженерных систем и техносферной безопасности»
Тихоокеанского государственного университета
(заведующий кафедрой заслуженный эколог РФ,
доктор технических наук, профессор М. Н. Шевцов).

Директор ООО «ДВ предприятие «Водоканал наладка»»
кандидат технических наук, доцент
А. Д. Лернер

Акимов О. В.

А 391 Гидравлика: учеб. Пособие. – 2-е изд. перераб. / О.В. Акимов,
Ю.М. Акимова – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2017.– 88 с.: ил.

Учебное пособие соответствует рабочим программам дисциплин «Механика жидкости и газов», «Механика жидкости и газа», «Гидравлика и нефтегазовая гидромеханика», «Гидравлика и гидрология».

В пособии приведены краткие теоретические сведения и излагается методика проведения лабораторных работ по курсу «Гидравлика».

Сборник лабораторных работ предназначен для студентов 2 и 3 курсов изучающих дисциплину «Механика жидкости и газа» по специальности 08.05.01 «Строительство уникальных зданий и сооружений», дисциплину «Механика жидкости и газов» по направлению 08.03.01 «Строительство», дисциплину «Гидравлика и гидрология» по специальности 23.05.06 «Строительство железных дорог, мостов и транспортных тоннелей», дисциплину «Гидравлика и нефтегазовая гидродинамика» по направлению 21.03.01 «Нефтегазовое дело».

УДК 532.5(075.8)
ББК Ж 123

© ДВГУПС, 2008, 20017

ВВЕДЕНИЕ

«Гидравлика» – один из фундаментальных общетехнических курсов в системе подготовки бакалавров по направлениям 08.03.01 «Строительство», 21.03.01 «Нефтегазовое дело» и инженеров по специальностям 08.05.01 «Строительство уникальных зданий и сооружений» и 23.05.06 «Строительство железных дорог, мостов и транспортных тоннелей». Предметом изучения курса являются основные законы равновесия жидкости и взаимодействия покоящейся и движущейся жидкости с естественными и искусственными руслами, с элементами конструкций дорожно–мостовых, водобойных и других гидротехнических сооружений.

Цель изучения курса заключается в формировании у студентов такой степени освоения и понимания основных законов, чтобы обеспечить навыки и умение самостоятельно выполнять гидравлические расчеты водопроводно–канализационных, дорожно–мостовых, гидротехнических сооружений нефти и газопроводов. Этому способствует предусмотренное учебными планами и рабочими программами закрепление лекционного материала дисциплин лабораторными занятиями. Систематический контроль регулярности работы студентов над дисциплиной осуществляется защитой каждой лабораторной работы.

1 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1. ПОВЕРКА МАНОМЕТРА

1.1 Цель работы

Определить соответствие поверяемого манометра классу точности.

1.2 Теоретические сведения

1.2.1. Общие сведения

Давление — физическая величина, характеризующая интенсивность сил, действующих по нормали к поверхности тела и отнесенных к единице площади этой поверхности.

Различают следующие виды давлений:

- барометрическое (атмосферное) p_a ;
- абсолютное p_A ;
- избыточное (манометрическое) p ;
- вакуумметрическое p_v .

Атмосферное давление – гидростатическое давление, действующее в точках поверхности земли со стороны слоя атмосферы.

Абсолютное – давление, отсчитываемое от абсолютного нуля. Величина абсолютного давления может быть представлена в виде

$$p_A = p_a + p. \quad (1.1)$$

Превышение давления над атмосферным давлением называется *избыточным* давлением.

Недостаток давления до атмосферного давления называется *вакуумметрическим* давлением или *вакуумом*.

Для измерения давления применяются различные единицы:

- Паскаль (Па);
- физическая атмосфера (атм);
- техническая атмосфера (кгс/см²);
- миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.);
- метр водяного столба (м вод. ст.);
- бар.

Соотношения между единицами измерения давления приведены в прил. 1.

1.2.2 Классификация приборов для измерения давления

Для измерения давления используются измерительные приборы и измерительные преобразователи.

Условно все приборы и измерительные преобразователи для измерения давления можно классифицировать по следующим признакам:

- по роду измеряемой величины;

- по принципу действия;
- по классу точности.

По роду измеряемой величины

В зависимости от вида измеряемого давления (избыточного $p_{изб}$ или абсолютного $p_{абс}$) существует несколько видов приборов и преобразователей:

- манометры – приборы для измерения положительного избыточного давления;
- манометры абсолютного давления – приборы для измерения абсолютного давления;
- вакуумметры – приборы для измерения отрицательного избыточного давления (вакуума);
- мановакуумметры – приборы, позволяющие измерять как положительное избыточное давление, так и отрицательное избыточное давление;
- дифференциальные манометры – приборы, для измерения разности давлений в двух точках;
- барометры – приборы для измерения абсолютного давления, равного атмосферному давлению.
- напоромеры, тягомеры, напоротягомеры – предназначены для измерения давления малых величин. Напоромеры позволяют измерять избыточное механическое напряжение в диапазоне от 0 до 0,4–100,0 кПа. Тягомеры определяют вакуумметрическое давление от минус 100,0–минус 0,4 до 0 кПа. Тягонапоромеры используются для измерения вакуумметрического и избыточного механического напряжения от минус 50,0–0–50,0 кПа.

По принципу действия

Приборы и преобразователи для измерения давления подразделяются на следующие виды:

- жидкостные – основанные на гидростатическом принципе действия, то есть измеряемое давление уравнивается давлением столба жидкости, высота которого определяется непосредственно или путем расчета.
- механические – принцип действия, которых заключается в том, что под действием давления происходит деформация некоторого упругого элемента, и величина этой деформации служит мерой измеряемого давления;
- грузопоршневые – манометры, в которых измеряемое давление, действуя на одну сторону поршня, уравнивается внешней силой, приложенной с противоположной стороны поршня. В качестве уравнивающей силы используют грузы. Вес груза, деленный на площадь поршня, определяет величину измеряемого давления;
- электрические – принцип действия основан на изменении электрических свойств некоторых материалов или изменении каких-либо электрических параметров под действием давления.

Измерительные преобразователи в зависимости от использования физического эффекта могут быть волоконно-оптические, оптоэлектронные, магнит-

ные, индукционные, пьезоэлектрические, резонансные, ионизационные и др. типов. Однако в настоящее время наиболее широкое применение находят преобразователи следующих типов:

- тензорезисторные – принцип действия основан на явлении тензоэффекта – изменении активного электрического сопротивления проводников и полупроводников при деформации под действием механических усилий;
- емкостные – принцип действия основан на изменении емкости конденсатора при изменении расстояния между обкладками;

По классу точности

По точности показаний все выпускаемые серийно приборы и преобразователи делятся на классы. Классом точности называется основная наибольшая допустимая приведенная погрешность.

Установленные классы точности для приборов и преобразователей давления соответствуют следующему ряду: 0,005; 0,02; 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0.

Механические приборы подразделяют также на технические и образцовые. Образцовые используют для целей поверки, так как они сверяются с эталонными приборами. Технические используют непосредственно для измерения давления.

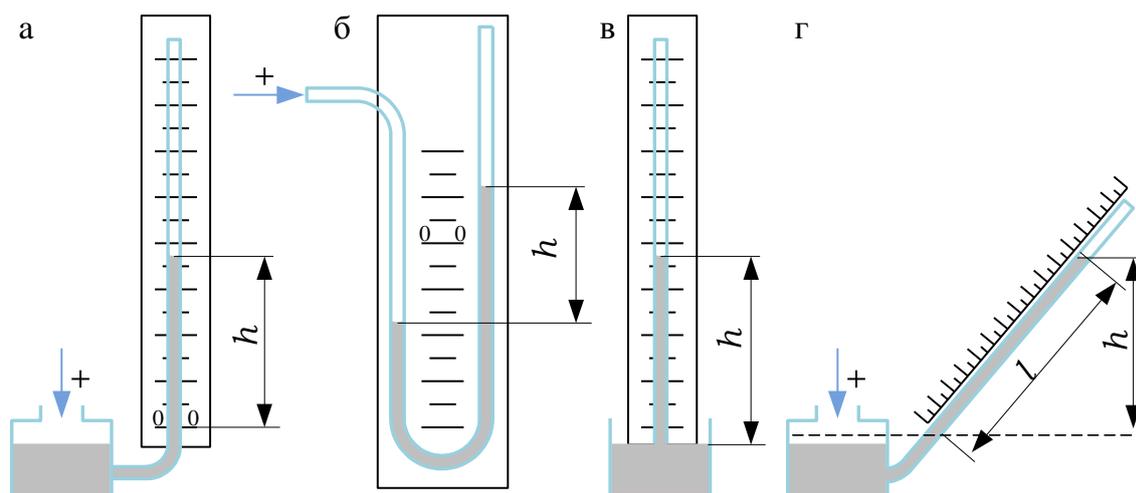


Рис. 1.1. Жидкостные приборы для измерения давления: а – чашечный манометр; б – U – образный манометр; в – барометр; г – микроманометр с наклонной трубкой

1.2.3 Жидкостные приборы для измерения давления

Впервые идея измерения давления по величине столба жидкости была высказана итальянским ученым Торричелли в 1640 г., а осуществлена итальянским механиком Вивiani в 1642 г. и французским ученым Паскалем в 1646 г. Жидкостные приборы не утратили своего значения до настоящего времени. Это объясняется тем, что принцип действия этих приборов очень прост (рис. 1.1). Они не сложны в изготовлении, точны и надежны;

1.2.4 Механические приборы для измерения давления

Механические приборы получили наибольшее распространение, так, как они характеризуются следующими преимуществами: простота устройства и использования, портативность, универсальность, практически неограниченный диапазон измерения, начиная от нескольких кПа и до сотен МПа.

По типу упругих элементов, применяемых для измерения давления, механические приборы разделяются на пружинные, мембранные и сильфонные.

Пружинные приборы появились на двести лет позднее жидкостных (1846-1848 гг.). Основной деталью пружинных манометров является полая трубка, с поперечным сечением в виде овала или эллипса. По имени автора одного из первых манометров такая трубка называется трубкой Бурдона. Один конец трубки (рис. 1.2) заканчивается ниппелем с резьбой для подключения к сосуду, в котором измеряется давление, а второй запаян. Свободный запаянный конец трубчатой пружины при помощи тяги шарнирно соединяется с зубчатым сектором, находящимся в зацеплении с маленькой шестеренкой (трибкой). На ось трибки насажена стрелка, которая указательным концом подходит к шкале, нанесенной на циферблате.

Если манометр присоединить к полости с избыточным давлением, то силы давления в трубке несколько распрямляют ее, свободный конец трубки при этом перемещается, тяга поворачивает зубчатый сектор и находящуюся с ним в зацеплении трибку. По положению стрелки на шкале судят о величине измеряемого давления.

Трубчатые вакуумметр и мановакуумметр. Трубчатая пружина может быть использована и в вакуумметре, то есть приборе для измерения разрежения (отрицательного избыточного давления).

Если пружину соединить с пространством, в котором имеет место разрежение, то под действием внешнего атмосферного давления она будет деформироваться. Причем свободный конец будет перемещаться не вверх, как у манометра, а вниз. Соответственно и

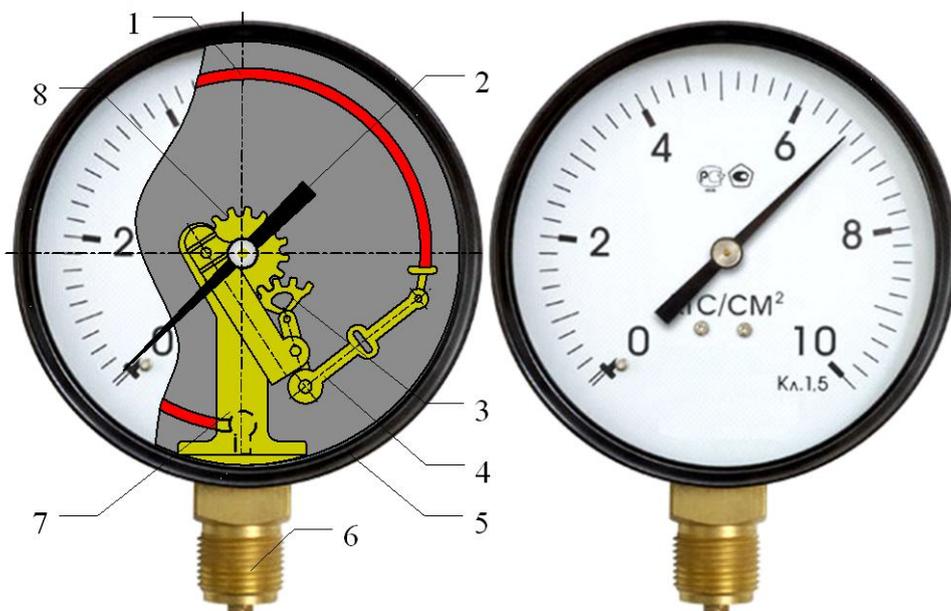


Рис. 1.2. Манометр с одновитковой трубчатой пружиной:
1 – трубчатая пружина; 2 – стрелка; 3 – зубчатый сектор; 4 – тяга;
5 – корпус манометра; 6 – ниппель; 7 – основание манометра;
8 – трибка

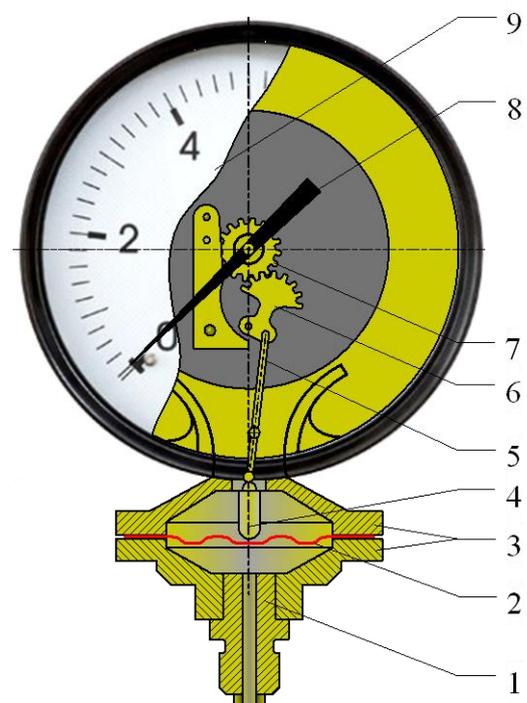
стрелка будет поворачиваться в противоположную сторону.

Предельное значение шкалы 1 ат наносится условно (так как полный вакуум практически не достижим).

Если в одном и том же месте по условиям работы установки возможно и избыточное давление, и вакуум, то используется комбинированный прибор, называемый мановакуумметр. Предельное значение шкалы манометрического давления может быть любым и зависит лишь от использованной в данном манометре трубки. Зная, на какое избыточное давление рассчитана трубка мановакуумметра, можно найти соотношение между длинами манометрической и вакуумметрической шкал. Так, если манометрическая шкала рассчитана на 1,0 МПа, вакуумметрическая шкала будет занимать 1/10 от шкалы давления, если на 2,0 МПа, то 1/20 и так далее, чем больше избыточное давление, на которое рассчитан мановакуумметр, тем меньше размер вакуумметрической шкалы и ниже точность измерения вакуума.

Манометр мембранный. В качестве упругих элементов в манометрах часто применяют мембраны или мембранные коробки. На нижнем фланце манометра (рис. 1.3) имеется ниппель, для подключения к сосуду, в котором измеряется давление. Верхний фланец составляет одно целое с корпусом манометра. Между фланцами находится гофрированная мембрана. Фланцы плотно стянуты болтами. В центре мембраны закреплена стойка, шарнирно соединенная с зубчатый сектор передаточного механизма.

По величине деформации мембраны судят о давлении. Мембраны для измерения различных давлений отличаются



толщиной, диаметром, видом материала. Пределы измеряемых давлений для мембранных манометров ограничены и составляют от 20 кПа до 30 МПа. Мембранные манометры используют при измерении

Рис. 1.3. Манометр с пластинчатой мембраной: 1 – ниппель; 2 – мембрана; 3 – фланцы; 4 – стержень; 5 – тяга; 6 – сектор; 7 – трибка; 8 – стрелка; 9 – шкала

давлений в высоковязких средах, так как прямой и широкий канал в ниппеле обеспечивает более свободный проход жидкости, чем в трубчатом манометре. Для измерений в химически агрессивных средах нижнюю сторону мембраны покрывают тонкой пленкой защитного материала.

Принцип действия мембранного манометра позволяет использовать его и для измерения разрежения. Если мембранный манометр присоединить к полости с разрежением, то мембрана, испытывая атмосферное давление снаружи, будет прогибаться внутрь, что вызывает поворот стрелки в сторону, обратную по сравнению с манометром.

Сильфонный манометр. В качестве упругого элемента в сильфонных манометрах используется сильфон, который представляет собой гофрированную коробку, выполненную в виде цилиндра с равномерными складками (гофрами) (рис. 1.4). Если такой сильфон подвергнуть действию избыточного давления снаружи или изнутри, то он сожмется или растянется по высоте так, что его горизонтальные поверхности будут перемещаться параллельно самим себе. Величина перемещения пропорциональна величине измеряемого давления. Сильфонные манометры применяются для измерения давлений от 40 кПа до 0,5 МПа. Изменение пределов измерения достигается за счет толщины мембраны, диаметра и размера гофр, а так же жесткостью винтовой пружины, размещенной внутри полости сильфона.



Рис. 1.4. Сильфон

Грузопоршневой манометр (рис. 1.5) состоит из измерительной системы 1, включающей плунжер 1.1, грузовую платформу 1.2, грузы 1.3, контрольную стойку 1.4; масляного насоса 2; масляного бака 3; манометрических гнезд 4 и 8 для подключения поверяемых манометров 5 и 10, запорных клапанов 6–9.

Проверка манометра с использованием грузопоршневого манометра состоит из следующих шагов:

1. Закрепить на ниппеле поверяемого манометра 5 уплотнительное кольцо.

2. Установить поверяемый манометр в манометрическое гнездо 4.

3. Открыть на 1,5÷2 оборота запорные клапаны 6 и 9.

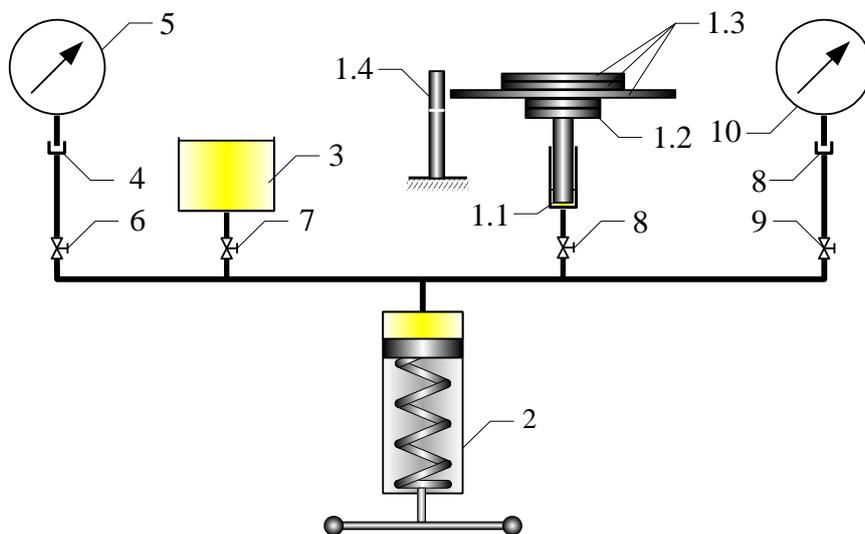


Рис. 1.5. Схема грузопоршневого манометра



Рис. 1.6. Грузопоршневой манометр

грузовую платформу 1.2, добиться совмещения белых рисок на платформе и контрольной стойке 1.4.

9. Записать показание поверяемого манометра.

10. Добавляя эталонные грузы 1.3 на платформу 1.2, повторить определения по пункту 8. Давление, создаваемое эталонным, грузом не должно превышать предельного значения, на которое рассчитан поверяемый манометр.

Внешний вид грузопоршневого манометра показан на рис. 1.6.

1.2.5 Измерительные преобразователи давления

Тензорезисторные преобразователи давления. Одними из наиболее распространенных измерительных преобразователей давления данного типа являются приборы серии «Сапфир». В них применяются первичные тензометрические преобразователи в виде пластины из монокристаллического сапфира, прочно соединенной с металлической мембраной. На сапфировой мембране размещены кремниевые пленочные тензорезисторы (КНС – структура). Деформация мембраны под воздействием внешнего давления приводит к локальным деформациям тензорезисторного моста и его разбалансу, который измеряется электронным блоком.

Преобразователь, показанный на рис. 1.7. а, может использоваться для измерения абсолютного, манометрического и мановакуумметрического давлений. Мембранный тензопреобразователь 3 размещен внутри основания 9. Внутренняя полость тензопреобразователя 4 заполнена кремнийорганической жидкостью и отделена от измеряемой среды металлической гофрированной мембраной 5, приваренной по наружному контуру к основанию 9. Измеряемое давление подается в камеру 6 фланца 7.

4. Убедиться, что стрелка манометра находится на нулевом делении. В противном случае установить стрелку на нулевое деление с помощью установочного винта.

5. Закрывать запорные клапаны 6 и 9.

6. Открыть на 1,5–2 оборота запорный клапан 7 и, вращая шток поршня против часовой стрелки, заполнить цилиндр поршневого насоса 2 маслом.

7. Закрывать запорный клапан 7 и открыть на 1,5–2 оборота запорные клапаны 6 и 8.

8. Перемещая поршень насоса 2 в обратном направлении, и вращая

Между основанием 9 и фланцем 7 установлена прокладка 8. Если преобразователь предназначен для измерения избыточного давления, то полость 10 соединяется с атмосферой. При измерении абсолютного давления полость 10 герметизируется, и измеренный сигнал подается в электронный блок через гермоввод 2.

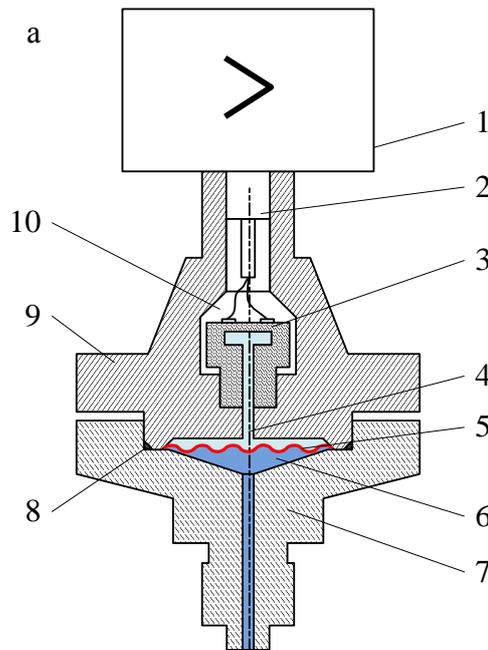


Рис. 1.7. Преобразователь Сапфир–22М–ДИ: а – схема; б – внешний вид.

Внешний вид преобразователя Сапфир–22М–ДИ представлен на рис 1.7. б.

Преобразователь, показанный на рис. 1.8. а, в основном предназначен для измерения разности давлений, но может использоваться для измерения небольших величин абсолютного, манометрического, вакуумметрического и мановакуумметрического давлений. При измерении манометрических давлений левый фланец оставляют открытым. При измерении абсолютного давления левый фланец герметизируют. Тензопреобразователь мембранно-рычажного типа 3, размещен внутри основания 9 в замкнутой полости 4, заполненной кремнийорганической жидкостью и отделен от измеряемой среды металлическими гофрированными мембранами 5. Мембраны 5 приваренные по наружному контуру к основанию 9 и соединены между собой центральным штоком 11. Шток 11

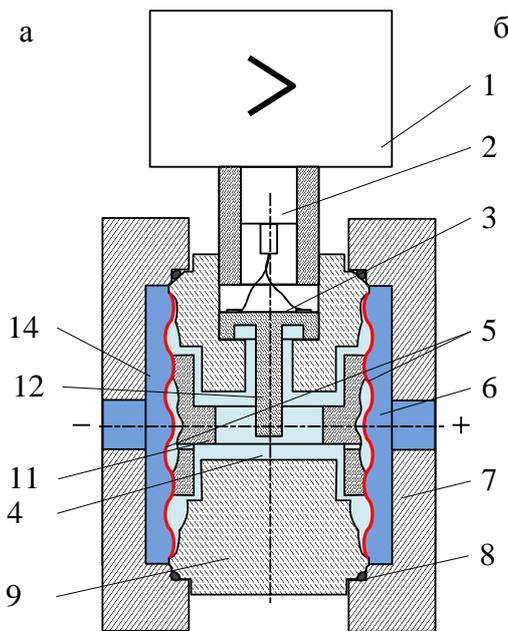


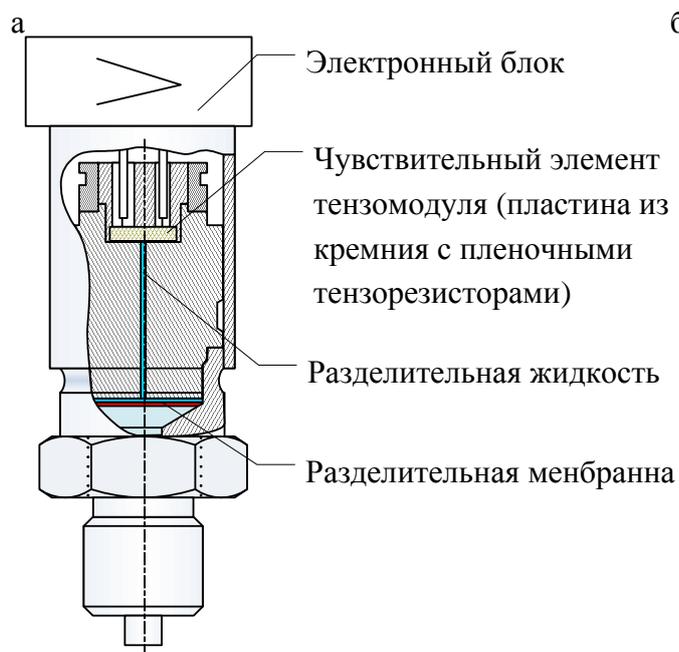
Рис. 1.8. Преобразователь Сапфир–22М–ДД: а – схема; б – внешний вид.

связан с тензопреобразователем 3 посредством тяги 12. Воздействие разности давлений вызывает прогиб мембран 5, изгиб мембраны тензопреобразователя и изменение сопротивления тензорезисторов. Внешний вид преобразователя представлен на рис 1.8. б.

Вследствие неоднородности конструкции и жесткой связью мембраны с конструктивными элементами преобразователя структуры КНС имеют временную нестабильность градуировочной характеристики и существенные гистерезисные эффекты от давления и температуры. По этой причине погрешность преобразователей, как правило, ограничена величиной $\pm 0,25\%$.

Преобразователи, выполненные с использованием структуры кремний на кремнии (КНК) имеют на порядок большую временную и температурную стабильности по сравнению с преобразователями на основе КНС структур. Преобразователь давления КНК представляет собой мембрану из кремния с пленочными тензорезисторами, включенными в мост Уинстона. Давление через разделительную мембрану и разделительную жидкость передается на чувствительный элемент тензомодуля (рис. 1.9 а).

Электрический сигнал, образующийся при разбалансе мостовой схемы, измеряется



АЦП и подается в электронный преобразователь, который преобразует это изменение в выходной сигнал. В настоящее время в электронных блоках преобразователей

Рис. 1.9. Преобразователь давления Метран 150 TG: а – схема; б – внешний вид

широко используются микроконтроллеры. Это позволяет во время изготовления преобразователя записать в ПЗУ микроконтроллера градуировочные таблицы, содержащие поправки в широком диапазоне температур и давлений. Данные поправки используются микроконтроллером в процессе обработки информации во время измерения.

Емкостные преобразователи давления. Емкостные преобразователи давления обеспечивают повышенную точность преобразования. Одной из наиболее

известных конструкций сенсоров является дельта-ячейка, принципиальная схема которой показана на рис. 1.10 а. Измерительный блок датчиков состоит из корпуса и емкостной измерительной ячейки. Емкостная ячейка изолирована механически, электрически и термически от измеряемой и окружающей сред. Измеряемое давление передается через разделительные мембраны и разделительную жидкость к измерительной мембране, расположенной в центре емкостной ячейки. Воздействие давления вызывает изменение положения измерительной мембраны, что приводит к появлению разности емкостей между измерительной мембраной и пластинами конденсатора, расположенным по обеим сторонам от измерительной мембраны. Разность емкостей измеряется АЦП и преобразуется электронным преобразователем в выходной сигнал.

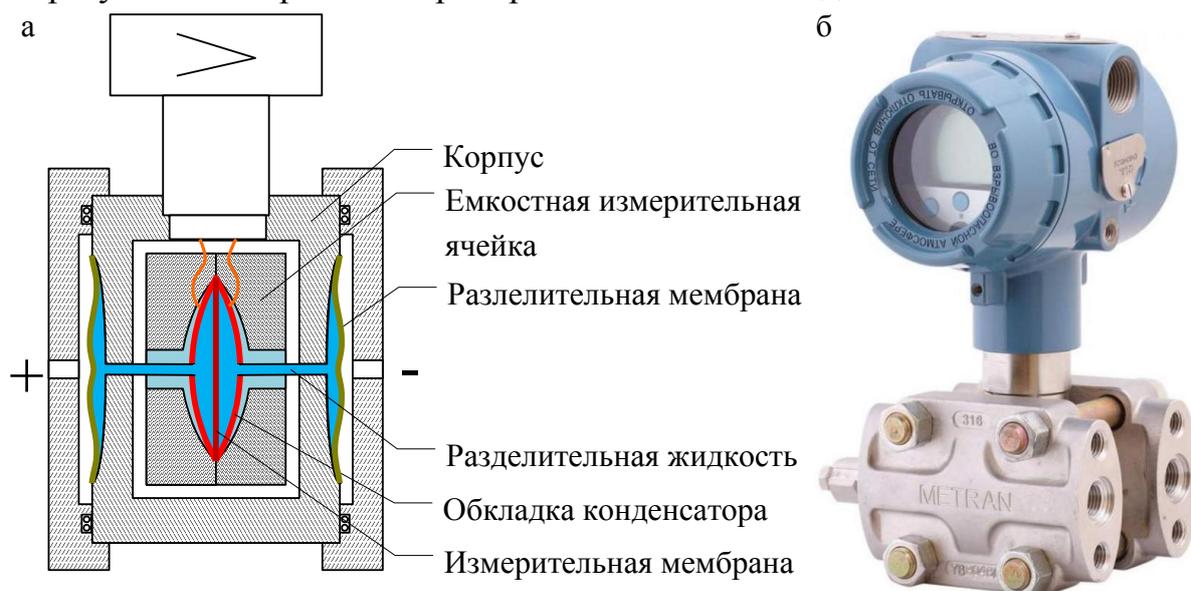


Рис. 1.10. Преобразователь давления Метран 150 CD: а – схема; б – внешний вид

1.3 Лабораторная установка

Компьютерная модель лабораторной установки (рис. 1.11) состоит из измерительной системы, включающей плунжер 1.1, грузовую платформу 1.2, грузы 1.3, контрольную стойку 1.4; маховика масляного насоса 2; масляного бака 3; манометрических гнезд 4 для подключения поверяемых манометров 5 и запорных клапанов 6.

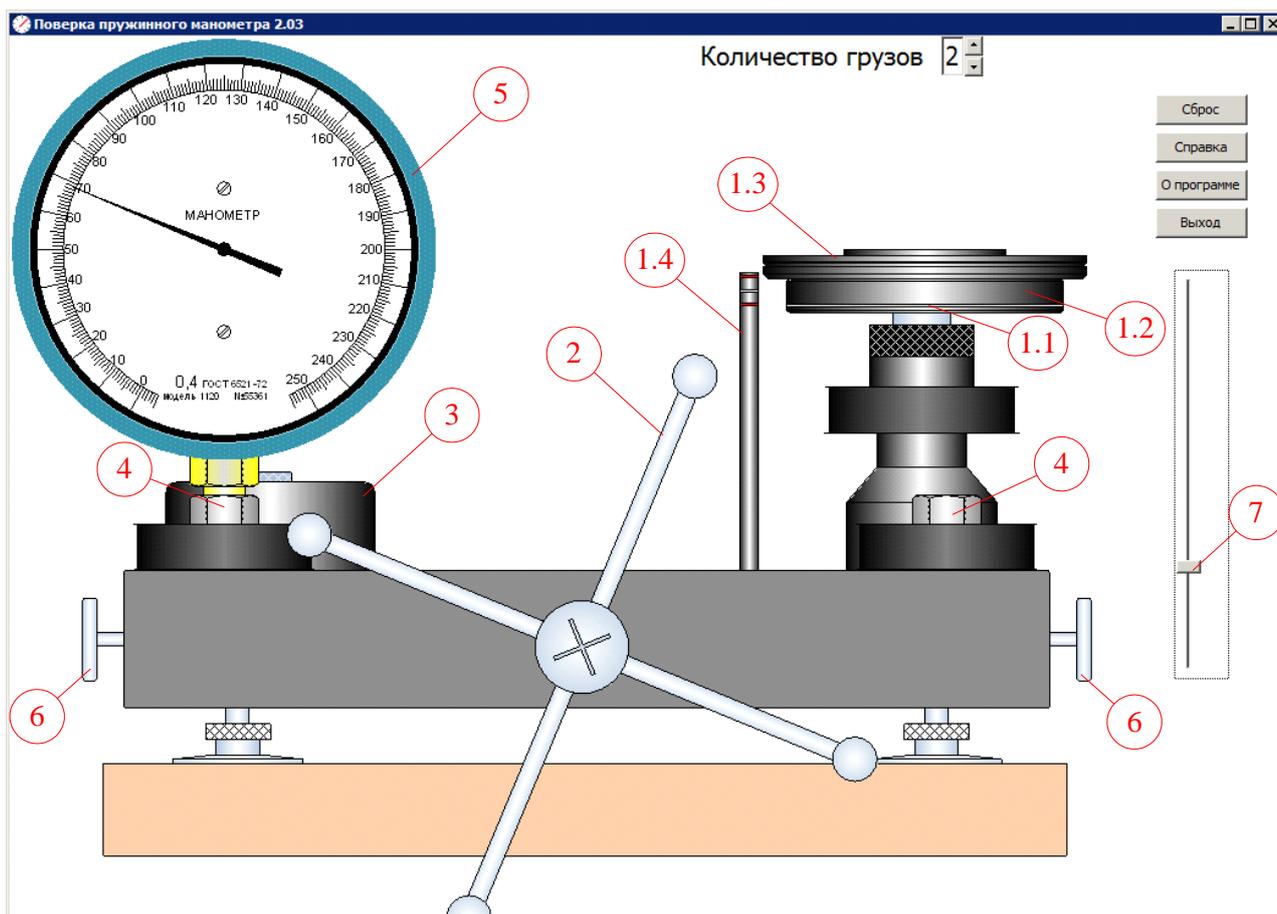


Рис. 1.11. Компьютерная модель лабораторной установки

1.4 Порядок выполнения работы

1. Записать паспортные данные поверяемого манометра.
2. Перемещая поршень насоса регулятором 7 добиться совмещения белых рисок на платформе и контрольной стойке.
3. Записать показание поверяемого пружинного манометра.
4. Добавляя с шагом 1 кг/см^2 эталонные грузы на платформу, повторить п.п. 1..3.

1.5 Обработка результатов

1. Определить нормируемое давление $p_{\text{нор}}$, кг/см^2 , для поверяемого манометра

$$p_{\text{нор}} = p_{\text{к}} - p_{\text{н}}, \quad (1.2)$$

где $p_{\text{к}}$ – конечное давление, кг/см^2 , то есть предел измерения данным манометром; $p_{\text{н}}$ – начальное давление, кг/см^2 .

2. Определить цену деления Ц.д., кг/см^2

$$\text{Ц.д.} = p_{\text{нор}} / N, \quad (1.3)$$

где N – общее количество делений по шкале манометра, равное 250.

3. Определить фактическое давление $p_{\text{ф}}$, кг/см², для каждого измерения

$$p_{\text{ф}} = \text{Ц.д.} \cdot n, \quad (1.4)$$

где n – количество делений, соответствующее каждому измерению.

4. Определить абсолютную погрешность Δp , кгс/см²

$$\Delta p = p_{\text{эт}} - p_{\text{ф}}. \quad (1.5)$$

где $p_{\text{эт}}$ – эталонное давление, соответствующее эталонным грузам, кгс/см².

5. Определить относительную погрешность a , %

$$a = \frac{\Delta p}{p_{\text{эт}}} 100\%, \quad (1.6)$$

6. Определить приведенную погрешность b , %

$$b = \frac{\Delta p}{p_{\text{нор}}} 100\%. \quad (1.7)$$

7. Экспериментальные данные и результаты обработки занести в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Поверка манометра

№	$p_{\text{эт}}$, кг/см ²	n , делений	$p_{\text{ф}}$, кг/см ²	Δp , кг/см ²	a , %	b , %
1						
2						
:						
7						

8. Сделать вывод о соответствии поверяемого манометра классу точности.

1.6 Контрольные вопросы

1. Что такое давление?
2. Абсолютным давлением называется?
3. Избыточным давлением называется?
4. Манометрическим давлением называется?
5. Вакуум это?
6. Какие единицы измерения давления используются?

7. Как классифицируются приборы для измерения давления по роду измеряемой величины?
8. Как классифицируются приборы измерения давления по принципу действия?
9. Как классифицируются приборы для измерения давления по классу точности?
10. Какие упругие элементы используются в механических приборах для измерения давления?
11. С помощью, каких приборов можно измерить избыточное давление?
12. В каких случаях используется манометр с плоской мембраной?
13. Что такое нормированное значение давления?
14. Как устроен манометр с одновитковой трубчатой пружиной?
15. Какова последовательность выполнения операций при поверке манометра?
16. Как устроены тензометрические преобразователи давления?
17. Как устроены емкостные преобразователи давления?

2 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2. РАСХОДОМЕРЫ

2.1 Цель работы

Изучить устройство, принцип работы скоростных счетчиков жидкости, выявить характер изменения погрешности измерения в зависимости от расхода жидкости. Ознакомиться с устройством и принципом работы расходомеров переменного и постоянного перепада давления и построить тарировочные графики.

2.2 Теоретические сведения

2.2.1 Общие сведения

Расходом называется количество жидкости или газа, протекающее через данное сечение в единицу времени.

Различают объемный расход, измеряемый в $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, л/с, л/мин и т.д. и массовый расход, измеряемый в т/ч, кг/ч и т.д.

Для измерения мгновенного расхода применяются расходомеры. Для измерения количества вещества за определенный интервал времени используются расходомеры с интеграторами или счетчики.

Для измерения расхода жидкости или газа применяются: объемные счетчики, скоростные счетчики, расходомеры переменного перепада давления, расходомеры постоянного перепада давления, электромагнитные, ультразвуковые, вихревые, тепловые, кориолисовые и ряд других типов расходомеров.

2.2.2 Скоростные счетчики

Для учета количества жидкости, расходуемой отдельными небольшими потребителями (жилые и общественные здания, небольшие предприятия, отдельные цеха), наибольшее распространение получили механические скоростные счетчики воды.

По конструктивному исполнению скоростные (тахометрические) счетчики жидкости подразделяют на две основные группы: крыльчатые, ось вращения, крыльчатки которых перпендикулярна направлению движения жидкости (рис. 2.1. а), и турбинные, у которых ось вращения турбинки параллельна направлению движения жидкости (рис. 2.1. б).

Принцип действия скоростных счетчиков жидкости основан на измерении числа оборотов крыльчатки или турбинки, приводимых в движение потоком протекающей через счетчик жидкости.

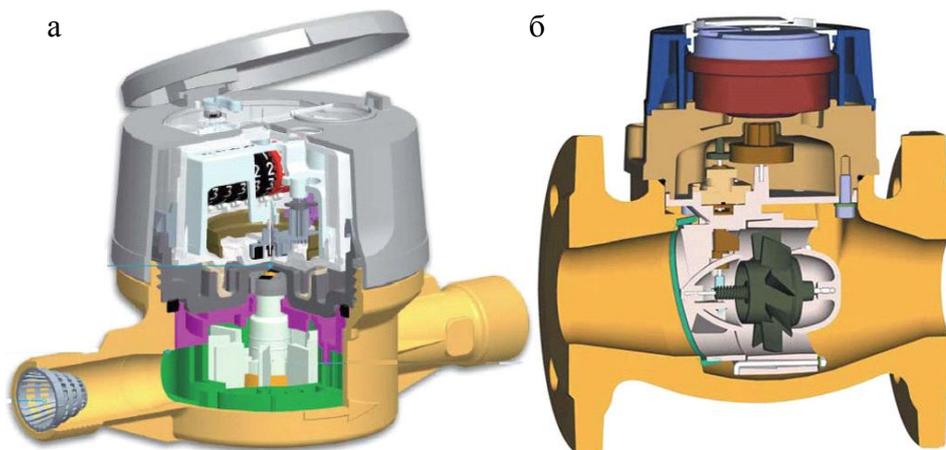


Рис. 2.1. Скоростные счетчики: а – крыльчатые; б - турбинные

Число оборотов крыльчатки или турбинки пропорционально количеству протекающей через счетчик жидкости. Ось крыльчатки или турбинки с помощью передаточного механизма соединена со счетным механизмом, который, учитывая число оборотов, показывает количество протекающей через счетчик жидкости.

Метрологическими параметрами счетчиков воды являются пределы допускаемой погрешности в различных диапазонах измеряемых расходов и класс счетчика. Метрологические классы счетчиков по классификации ИСО приведены в прил. 2.

Важнейшими характеристиками счетчиков, с помощью которых можно объективно оценить их метрологические параметры, являются следующие фиксируемые значения измеряемых расходов:

$Q_{\text{макс}}$ – максимальный расход, при котором счетчик может работать кратковременно, не более одного часа в сутки;

$Q_{\text{ном}}$ – номинальный расход, при котором счетчик может работать длительное время;

$Q_{\text{э}}$ – эксплуатационный расход, при котором счетчик может работать непрерывно в течение всего срока эксплуатации;

$Q_{\text{п}}$ – переходный расход, разделяющий рабочий диапазон на два поддиапазона с различными пределами допускаемой относительной погрешности;

$Q_{\text{мин}}$ – наименьший расход, для которого нормируется предел допускаемой относительной погрешности;

$Q_{\text{п.ч.}}$ – порог чувствительности, такой наименьший расход, при котором начинается устойчивое вращение рабочего органа счетчика.

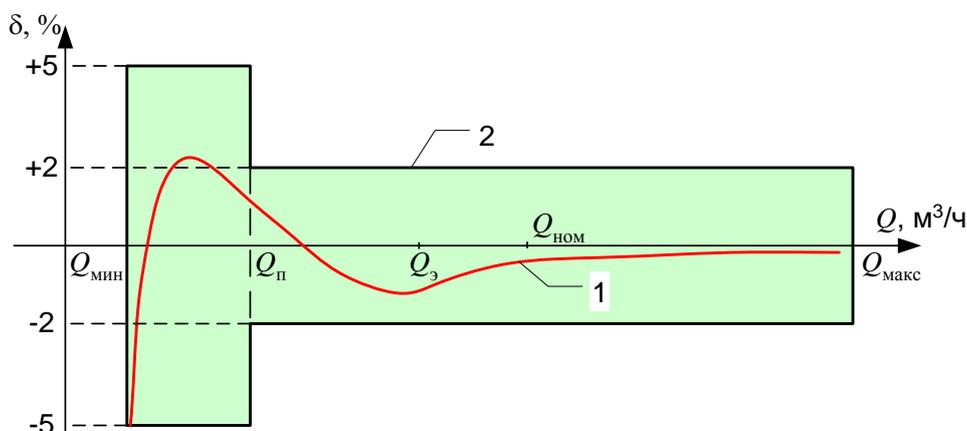


Рис. 2.2. График изменения погрешности скоростных счетчиков:
1 – фактическая погрешность; 2 – допускаемые погрешности

Метрологические качества счетчиков можно оценить, используя график погрешности этих приборов (рис. 2.2).

Крыльчатые счетчики воды

Крыльчатые счетчики воды выполняют одноструйными и многоструйными. В крыльчатом одноструйном счетчике (рис. 2.3. а) вода подводится к крыльчатке одной струей, направленной по касательной к окружности, проходящей через центры лопаток крыльчатки. В многоструйных счетчиках (рис. 2.3. б) вода с помощью направляющего аппарата подводится к крыльчатке несколькими струйками, равномерно распределенными по ее окружности.

Одноструйные счетчики проще по конструкции, чем многоструйные, имеют меньше деталей, меньшие габаритные размеры и массу, менее требовательны к

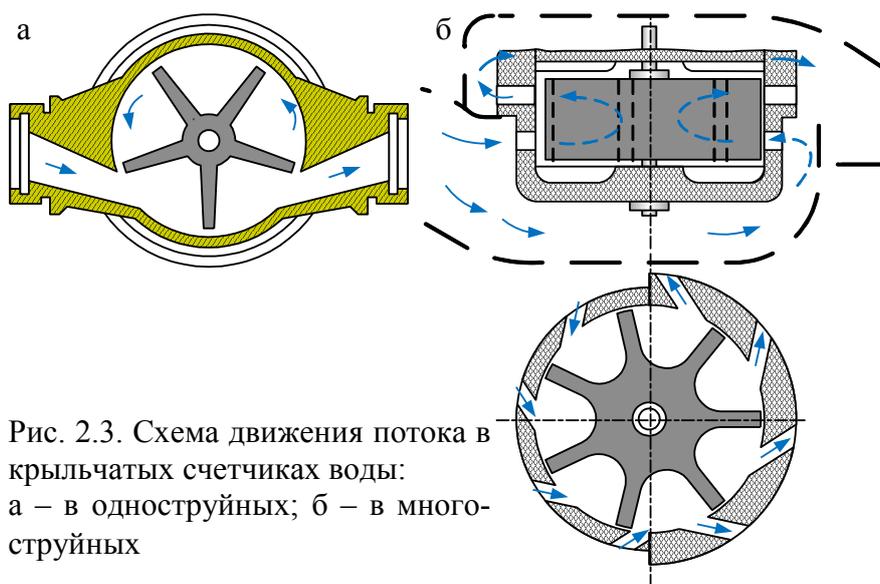


Рис. 2.3. Схема движения потока в крыльчатых счетчиках воды:
а – в одноструйных; б – в многоструйных

качеству жидкости, проходящей через них. Основным недостатком одноструйных счетчиков является одностороннее давление на ось крыльчатки и опорные подшипники, что приводит к более быстрому изнашиванию этих деталей.

Наличие направляющего аппарата с небольшими отвер-

ствиями у многоструйных счетчиков приводит к тому, что при засорении одного или нескольких отверстий распределение струек и их воздействие на крыльчатку меняются, что ведет к погрешностям измерения. Следовательно, многоструйные счетчики более требовательны к качеству жидкости, проходящей через них.

Внешний вид крыльчатых счетчиков показан на рис. 2.4.



Рис. 2.4. Внешний вид крыльчатых счетчиков воды: а - одноструйный; б - многоструйный

Для передачи вращательного движения от крыльчатки к счетному механизму используется магнитная муфта (рис. 2.5).

По допустимой максимальной температуре воды различают счетчики холодной и горячей воды. Счетчики холодной воды предназначены для измерения воды с температурой до 40 °С. Счетчики горячей воды, применяются для измерения воды с температурой до 90 °С.

Крыльчатые счетчики ВСКМ (рис. 2.6) конструктивно состоят из трех основных блоков: корпуса с фильтром, измерительной камеры и счетного механизма

В корпусе, изготовленном из чугуна, находится винт для регулирования погрешности за счет пропуска части потока воды в обход измерительной камеры. Фильтр может быть снят для очистки без демонтажа счетчика с места установки.

Поток воды после фильтра подходит к нижней части измерительной камеры. Поднимаясь вверх между рубашкой и камерой, поток через косые тангенциально направленные отверстия проходит внутрь камеры, и приводит во вращение крыльчатку с закрепленной на ней ведущей половиной магнитной муфты. Опоры крыльчатки изготовлены из корунда, что обеспечивает их высокую износостойчивость. По винтовой траектории вода попадает в верхнюю часть измерительной камеры и через выходные тангенциальные отверстия отводится в выходной патрубков счетчика. Через нижнюю стенку

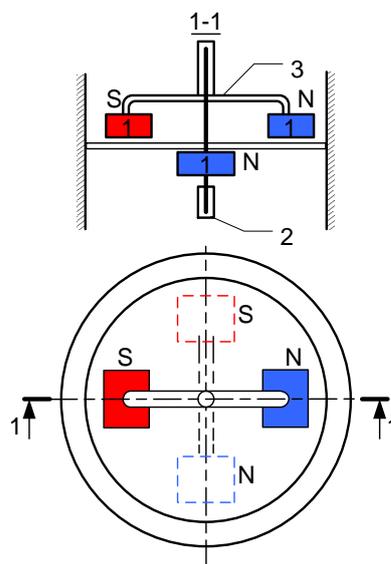


Рис. 2.5. Устройство магнитной муфты крыльчатых счетчиков воды: 1 – магнит; 2 – ведущая муфта; 3 – ведомая муфта

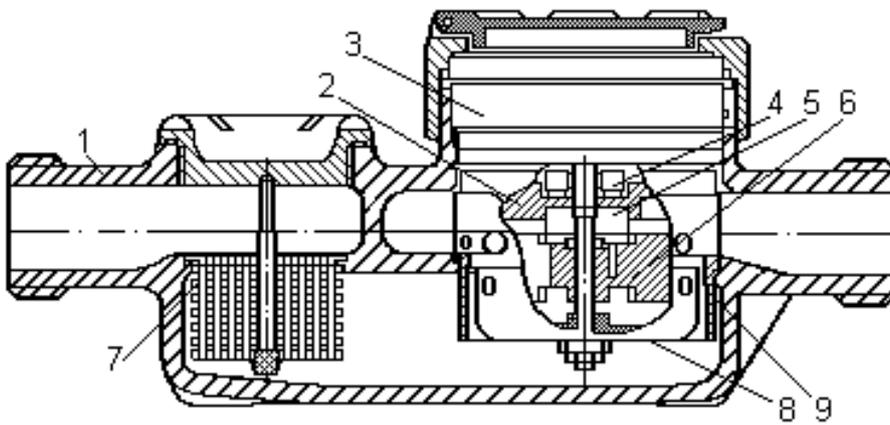


Рис. 2.6. Разрез крыльчатого счетчика воды ВСКМ: 1 – корпус; 2 – разделительный диск; 3 – счетный механизм; 4, 5 – ведомый и ведущий магниты; 6 – крыльчатка; 7 – фильтр–сетка; 8 – рабочая камера; 9 – рубашка

разделительного стакана, изготовленного из немагнитного материала (латунь), вращение ведущей части магнитной муфты передается и ее ведомой части, расположенной в счетном механизме. Редуктор счетного механизма и отсчетное устройство с роликами, стрелками и сигнальной звездочкой

помещены в герметизированный стакан, закрытый стеклом.

Отсчетное устройство имеет пять роликов для измерения объема воды в кубометрах и стрелочные указатели, используемые только при поверке. Сигнальная звездочка предназначена для быстрого определения работоспособности счетчика и при поверке вместе с оптоэлектронным узлом съема сигнала.

2.2.3 Турбинные счетчики воды

Основной частью турбинных счетчиков воды является измерительная камера, обеспечивающая преобразование скорости потока во вращательное движение турбинки.

Турбинные счетчики используют для измерения расходов холодной воды температурой до 40 °С. Для измерения расходов воды температурой до 90 °С применяются счетчики в конструкции, которых используются специальные термостойкие пластмассы.

Турбинные счетчики СТВ (рис. 2.7) конструктивно состоят из следующих основных частей: корпуса, измерительной камеры, счетного блока и регулятора.

Корпус счетчика выполнен из серого чугуна и представляет собой цилиндрическую отливку с фланцами для присоединения к трубопроводу.

Измерительная камера устанавливается и крепится в расточке передней части корпуса и состоит из струевыпрямителя, камеры и турбинки с осью. Струевыпрямитель выполняется из полимерного материала и предназначен для выпрямления потока, поступающего на лопасти турбинки. Основными частями струевыпрямителя являются обтекатель и плоские ребра. В ступице струевыпрямителя расположена первая опора турбинки. Камера представляет собой пластмассовый цилиндрический патрубок, на торце которого расположена вторая опора турбинки, связанная с цилиндрической частью патрубка четырьмя радиальными ребрами.

Аксиальная пластмассовая турбинка с винтовыми лопастями имеет стальную ось, вращающуюся в подшипниках скольжения из графитового материала, обладающего в паре со сталью низким коэффициентом трения и высокой износостойкостью. Торцевая опора турбинки представляет собой специальный корундовый наконечник, который при работе упирается в опору, также выполненную из корунда и встроенную в крестовину счетного блока. Блок счетного механизма, кроме крестовины, включает чашу и заглушку. В крестовине размещается коническая зубчатая передача и магнитная муфта, а в чаше расположен зубчатый конический редуктор и отсчетное устройство. Счетчики СТВ имеют стрелочно-роликовый счетный механизм и снабжены сигнальной звездочкой, являющейся индикатором вращения турбинки.

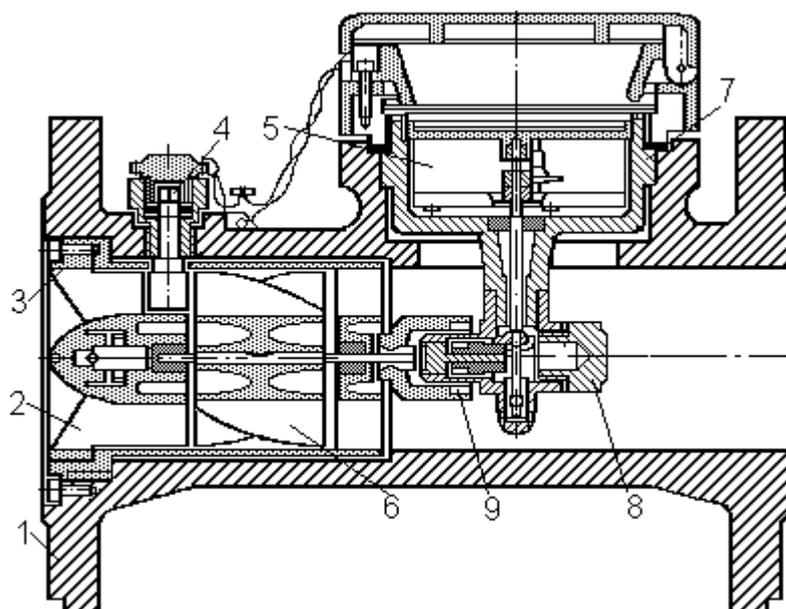


Рис. 2.7. Разрез турбинного счетчика воды: 1 – корпус; 2 – измерительная камера; 3 – струевыпрямитель; 4 – регулятор; 5 – блок счетного механизма; 6 – турбинка; 7 – чаша; 8 – заглушка; 9 – магнитная муфта

Регулятор предназначен для приведения числа оборотов турбинки в соответствие с показаниями отсчетного устройства в пределах допустимой погрешности счетчика. Регулятор представляет собой пластину, которая занимает место ребра струевыпрямителя. Поворот пластины регулятора отключает часть потока, подаваемого на турбинку в ту или другую сторону, замедляя или ускоряя вращение турбинки.

Внешний вид турбинного счетчика воды показан на рис. 2.8.

2.2.4 Расходомеры переменного перепада давления

Принцип измерения расхода расходомером переменного перепада давления основан на том, что в зависимости от расхода вещества изменяется перепад давления на неподвижном сужающем устройстве, установлен-



Рис. 2.8. Турбинный счетчик воды

ном в трубопроводе или элементе трубопровода (колено).

Расходомеры переменного перепада давления состоят из трех элементов: сужающего устройства, дифференциального манометра для измерения перепада давления и соединительных линий с запорной и предохранительной арматурой.

Применяются следующие стандартные сужающие устройства: диафрагмы, сопла, сопла Вентури и трубы Вентури.

Теоретические основы измерения расхода с помощью сужающих устройств

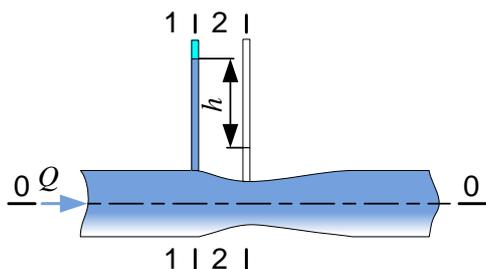


Рис. 2.9. Схема измерения расхода

Установленное в трубопроводе сужающее устройство (рис. 2.9) приводит к увеличению скорости в суженном сечении. В результате часть потенциальной энергии давления переходит в кинетическую энергию, поэтому статическое давление в суженном сечении становится меньше статического давления перед сужающим устройством. Перепад давлений зависит от скорости движения жидкости, а

следовательно, и от расхода.

Для вывода основного уравнения расхода жидкости, протекающего через сужающее устройство, используется уравнение Д. Бернулли, составленное для сечений 1–1 и 2–2. Сечение 1–1 выбирается перед сужающим устройством, а сечение 2–2 в сжатом сечении. Плоскость сравнения проводится по оси трубопровода. Потери напора между сечениями не учитываются.

В этом случае уравнение Бернулли запишется следующим образом:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}. \quad (2.1)$$

Принимая во внимание $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, используя уравнение неразрывности $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$ и учитывая, что $\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h$, решается уравнение относи-

тельно v_1 :

$$v_1 = \frac{\sqrt{2g}}{\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}} \sqrt{h}. \quad (2.2)$$

Теоретический расход в трубопроводе определяется по формуле

$$Q_T = \omega_1 v_1 = \frac{\omega_1 \sqrt{2g}}{\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}} \sqrt{h}. \quad (2.3)$$

Выражение $\omega_1 \sqrt{2g} / \sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}$ зависит только от геометрических размеров данного расходомера и является постоянной величиной:

$$\frac{\omega_1 \sqrt{2g}}{\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}} = C. \quad (2.4)$$

Тогда уравнение расхода примет вид

$$Q_T = C \sqrt{h}, \quad (2.5)$$

где C – постоянная расходомера.

При выводе зависимости (2.5) не учитывались потери энергии, поэтому фактический расход будет меньше теоретического. Это несоответствие расходов характеризуется коэффициентом расхода

$$\mu = \frac{Q}{Q_T}. \quad (2.6)$$

Окончательная формула для определения расхода принимает следующий вид

$$Q = \mu C \sqrt{h} = A \sqrt{h}, \quad (2.7)$$

где A – коэффициент расхода расходомера,

$$A = \mu C. \quad (2.8)$$

Конструктивные особенности сужающих устройств

Диафрагмы

При измерении расхода жидкости широкое распространение получили диафрагмы, благодаря простоте конструкции, удобству монтажа и демонтажа. Стандартные диафрагмы (рис. 2.10), представляющие собой диск с отверстием, могут быть с угловым или фланцевым способами отбора перепада давления.

Конструктивно диафрагмы выполняются камерными или бескамерными. В бескамерных диафрагмах отбор перепада давления осуществляется через отверстия в трубопроводе или фланцах.

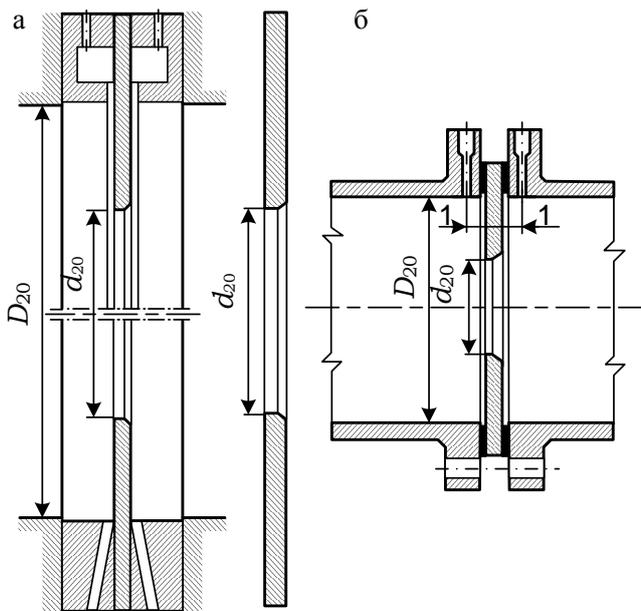


Рис. 2.10. Схемы стандартных диафрагм:
а – с угловым способом отбора перепада давления; б – с фланцевым способом отбора перепада давления

Основным недостатком диафрагмы является то, что она обладает большим гидравлическим сопротивлением и вызывает значительные потери напора.

Расходомерные сопла

Основное уравнение расхода (2.3) справедливо и для сопел. Расходомерное сопло (рис. 2.11) представляет собой устройство с круглым отверстием, имеющим плавно сужающуюся часть на входе и цилиндрическую часть на выходе.

Точность измерения расхода соплами несколько выше точности измерения диафрагмами благодаря отсутствию дополнительной погрешности на недоста-

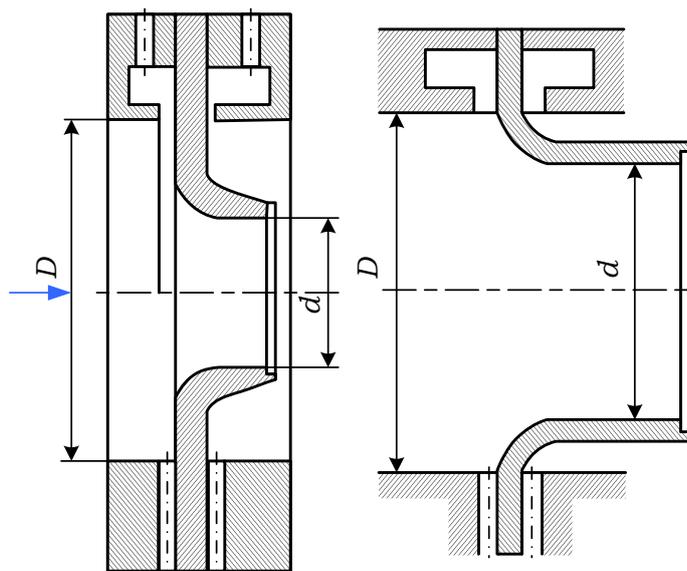


Рис. 2.11. Схемы стандартных сопел

точную остроту входной кромки. Сопла в качестве сужающих устройств для расходомеров распространения не получили, так как потери напора в них немногим меньше, чем в диафрагмах, а изготовление их значительно сложнее.

Сужающим устройством, обладающим высокой точностью измерения расхода и не создающим больших потерь напора, является сопло Вентури.

Соплом Вентури называется сужающее устройство, входная

часть которого выполнена по форме стандартного сопла, а в устье имеется конус, служащий для уменьшения потерь напора.

В зависимости от длины и центрального угла конуса различают длинные и укороченные сопла Вентури. В системах водоснабжения и водоотведения чаще используются укороченные сопла Вентури. Сопла Вентури изготавливают двух типов (рис. 2.12).

Первый тип предназначен для труб условным проходом от 50 до 200 мм, выполняют с соплом из цветных металлов и чугунным корпусом. Второй тип предназначен для труб условным проходом от 250 до 1400 мм.

При установке сопла Вентури необходимо соблюдать соосность трубы и сопла. Вблизи сопла Вентури должны отсутствовать источники, приводящие к искажению потока.

Трубы Вентури

Трубы Вентури были предложены ранее других сужающих устройств. В зависимости от размеров диффузора трубы Вентури¹ бывают короткими и длинными. Различают три конструктивных исполнения труб Вентури:

А – стальные сварные из листового материала на $D_y = 200\text{--}1400$ мм, p_y до 16 МПа;

Б – с литыми необработанными входными частями, обработанной горловиной на $D_y = 100\text{--}800$ мм, p_y до 25 МПа;

В – с обработанными входным патрубком, конусом и горловиной на $D_y = 50\text{--}50$ мм, p_y до 4 МПа.

Наиболее простыми и удобными в изготовлении являются сварные трубы Вентури.

Стандартные трубы Вентури (рис. 2.13) состоят из следующих основных частей: входного цилиндра, сужающего конуса, горловины, расширяющегося конуса и выходного цилиндра. Все части собираются путем сварки. Отбор давления осуществляется из усредняющих кольцевых камер. В нижней части кольцевых камер устанавливаются пробковые краны для спуска жидкости.

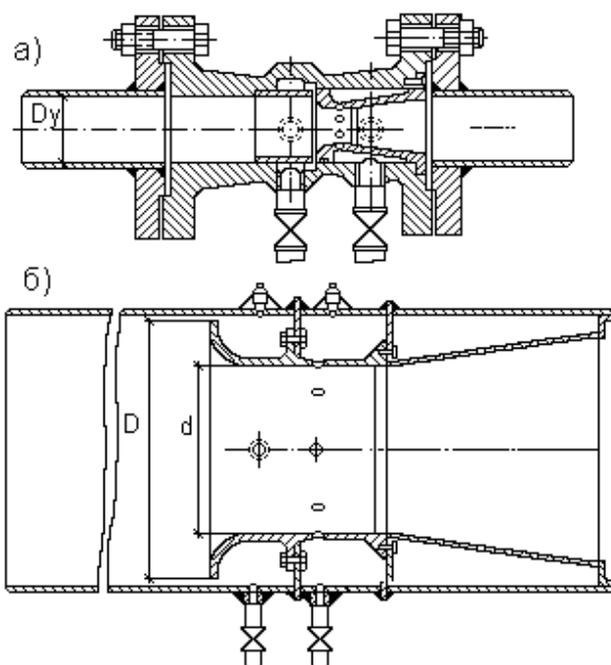


Рис. 2.12. Схема сопел Вентури: а – первого типа; б – второго типа

¹ Вентури Джованни Баттиста (1746 - 1822) – итальянский учёный. С 1773 профессор университета в Модене, затем в Павий. Наиболее известны работы Вентури. в области гидравлики. В 1797 опубликовал на французском языке исследование об истечении воды через короткие цилиндрические и расходящиеся насадки (насадки Вентури). Вентури занимался также теорией цвета и некоторыми вопросами оптики.

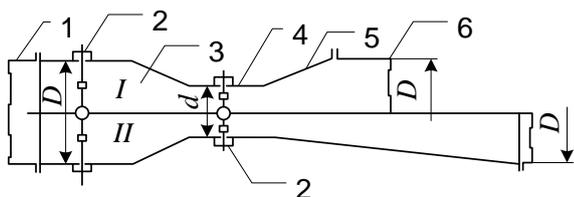


Рис. 2.13. Схема труб Вентури: I – короткая труба; II – длинная труба; 1 – входной патрубком; 2 – кольцевые камеры; 3 – входной конус; 4 – горловина; 5 – выходной конус; 6 – выходной патрубком

расхода загрязненной жидкости, долговечность. Единственным существенным недостатком является громоздкость.

2.2.5 Расходомеры постоянного перепада давления

Расходомеры постоянного перепада давления относятся к группе расходомеров обтекания, то есть к расходомерам, основанным на зависимости перемещения тела, воспринимающего динамическое давление обтекающего его потока, от расхода измеряемой среды.

Измерительный орган этих расходомеров, перемещаясь вертикально, в зависимости от расхода, изменяет площадь кольцевого зазора таким образом, что перепад давления по обе его стороны остается постоянным.

Наиболее распространенными расходомерами постоянного перепада давления являются ротаметры. Основной измерительной частью ротаметров является ротаметрическая пара. Различают три типа ротаметрических пар (рис. 2.14).

Ротаметрическая пара первого типа состоит из измерительного конуса и поплавка (ротора). Эта конструкция применяется в стеклянных и металлических ротаметрах. Пара второго типа состоит из диафрагмы и поплавка и применяется в металлических ротаметрах. Ротаметрическая пара третьего вида состоит из кольцевого поплавка, размещенного в зазоре между внешним и внутренним конусами. Такие пары применяются в металлических ротаметрах для измерения больших расходов жидкости.

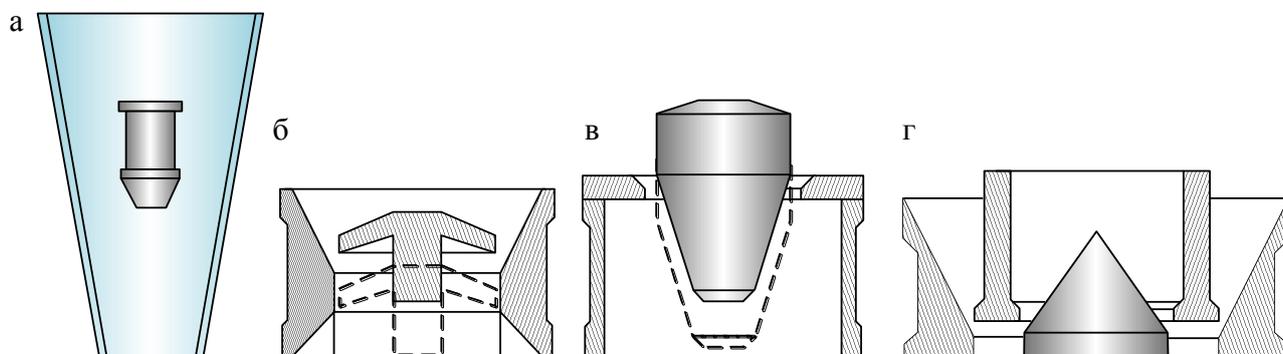


Рис. 2.14. Схемы ротаметрических пар: а – пара первого типа в стеклянных ротаметрах; б – то же в металлических; в – пара второго типа; г – пара третьего типа

Теоретические основы измерения расхода при помощи ротаметров

Рассмотрим ротаметрическую пару первого типа. Поплавок в потоке обтекающей его жидкости находится под действием системы сил (рис. 2.15). На поплавок действуют:

а) сила тяжести поплавка

$$G = W g (\rho_n - \rho), \quad (2.9)$$

где W – объем поплавка; g – ускорение свободного падения; ρ , ρ_n – плотность жидкости и плотность материала, из которого изготовлен поплавок;

б) сила давления на верхнюю часть поплавка

$$P_2 = p_2 \omega_n, \quad (2.10)$$

где p_2 – давление жидкости над поплавком; ω_n – площадь поплавка;

в) сила давления на нижнюю часть поплавка

$$P_1 = p_1 \omega_n, \quad (2.11)$$

где p_1 – давление жидкости под поплавком;

г) сила трения потока о поплавок

$$F = K v_K \omega_\delta, \quad (2.12)$$

где K – коэффициент сопротивления поплавка; v_K – скорость движения жидкости в кольцевом канале между поплавком и стенкой; ω_δ – площадь боковой части поплавка.

д) сила динамического давления

$$P_D = \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} \omega_n, \quad (2.13)$$

где φ – коэффициент сопротивления (обтекания) поплавка; ρ – плотность жидкости; v_1 – скорость движения жидкости в сечении 1–1 (рис. 14).

Перепад давления на поплавок определится из условия равновесия поплавка

$$P_2 + G = P_1 + P_D + F; \quad (2.14)$$

$$p_2 \omega_n + W g (\rho_n - \rho) = p_1 \omega_n + \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} \omega_n + K v_K \omega_\delta; \quad (2.15)$$

$$p_1 \omega_n - p_2 \omega_n = W g (\rho_n - \rho) - \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} \omega_n - K v_K \omega_\delta; \quad (2.16)$$

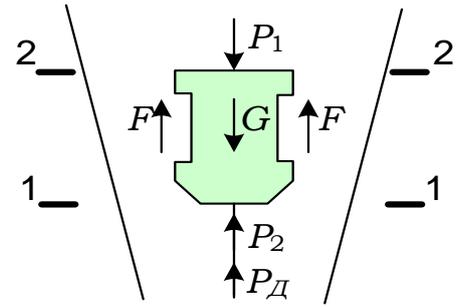


Рис. 2.15. Расчетная схема

$$p_1 - p_2 = \frac{W g (\rho_n - \rho)}{\omega_n} - \varphi \rho \frac{v_1^2}{2} - K v_K \frac{\omega_{\sigma}}{\omega_n}. \quad (2.17)$$

Для вывода основного уравнения расхода жидкости, протекающей через ротаметр, составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 (рис. 2.15):

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g}. \quad (2.18)$$

Решая совместно уравнения (2.17) и (2.18), получим зависимость для определения скорости движения жидкости в кольцевом канале

$$v_K = k_1 \sqrt{\frac{2gW(\rho_n - \rho)}{\rho \omega_n}}, \quad (2.19)$$

тогда расход определится как

$$Q = \omega_K k_1 \sqrt{\frac{2gW(\rho_n - \rho)}{\rho \omega_n}}, \quad (2.20)$$

где k_1 – коэффициент расхода ротаметра; ω_K – площадь кольцевого зазора между поплавком и стенкой.

Коэффициент расхода ротаметра зависит от угла конусности, формы и веса поплавка, плотности и вязкости жидкости, и установить его, даже для каких-либо эталонных условий, практически невозможно. Поэтому при изготовлении ротаметров прибегают к их экспериментальной градуировке.

Конструкции ротаметров

По конструктивному исполнению ротаметры подразделяют на стеклянные с местным отсчетом (РМ) и металлические с электрическим (РЭ) или пневматическим (РП) выходным сигналом.

Ротаметры типа РМ со стеклянной трубкой (рис. 2.16) заменяют ранее выпускавшиеся типа РС.

Поплавок у ротаметров типа РМ в зависимости от пределов измерения изготавливают из стали, анодированного дюралюминия, эбонита или титана. Ротаметры этого типа могут работать при температуре измеряемой среды в пределах от 5 до 50 °С. Они находят широкое применение в научных исследованиях, а также в промышленности для измерения небольших расходов жидкости и газов (например, в хлораторах ЛОНИИСТО). Основная наибольшая приведенная погрешность составляет $\pm 2,5\%$.

Ротаметры типа РЭ с дистанционной электрической передачей показаний состоят из двух основных частей – ротаметрической и электрической (рис. 2.17). Ротаметрическая часть представляет одну из трех типов ротаметри-

ческих пар, размещенных в металлическом корпусе. Поплавок жестко связан с подвижной осью, перемещающейся внутри корпуса. Электрическая часть состоит из индукционной катушки и сердечника, закрепленного на оси поплавка. Катушка включена в дифференциально-трансформаторную схему вторичного прибора. Электрическая часть защищена от попадания измеряемой среды измерительной трубкой, а снаружи кожухом. Ротаметры поставляются в комплекте с вторичным прибором. Нижний предел измерения ротаметров типа РЭ не более 0,2 от верхнего, класс точности 2,5.

Ротаметры, особенно со стеклянной трубкой, требуют точной установки по вертикали. Отклонение оси ротаметра от вертикали на $1..3^{\circ}$ приводит к существенным дополнительным погрешностям измерения расхода.

К достоинствам ротаметров следует отнести сравнительно небольшие потери напора ($\Delta h \leq 1$ м), которые мало зависят от расхода: например, при изменении расхода в 5 раз потери напора увеличиваются в 1,5–2 раза.

2.2.6 Электромагнитные расходомеры.

Измерение с помощью электромагнитных расходомеров основано на использовании закона электромагнитной индукции, в соответствии с которым в электропроводной жидкости, пересекающей магнитное поле, индуцируется ЭДС, пропорциональная скорости движения жидкости

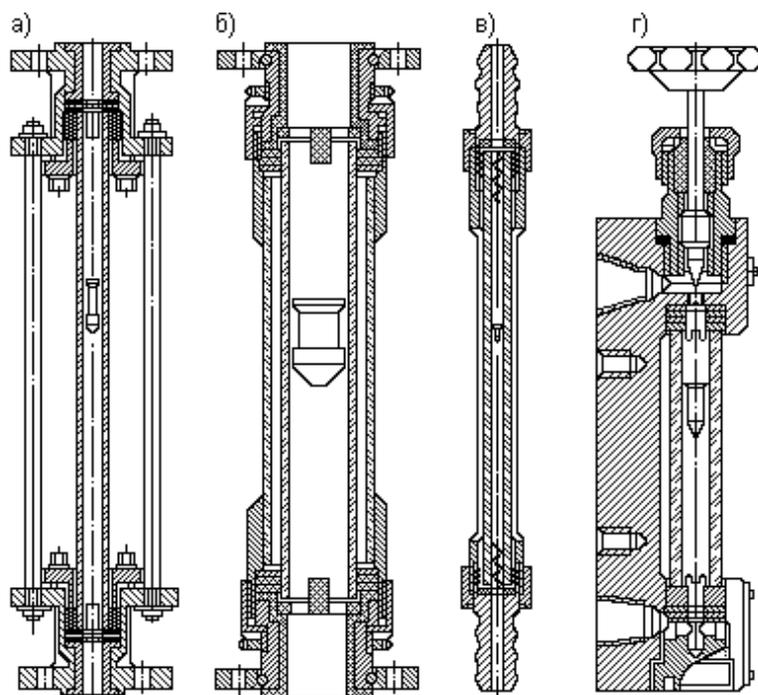


Рис. 2.16. Ротаметры со стеклянной измерительной трубкой: а – ротаметр с фланцевыми соединениями; б – ротаметр с защитной трубкой; в – ротаметр со штуцерами для шлангов; г – ротаметр РС-3А

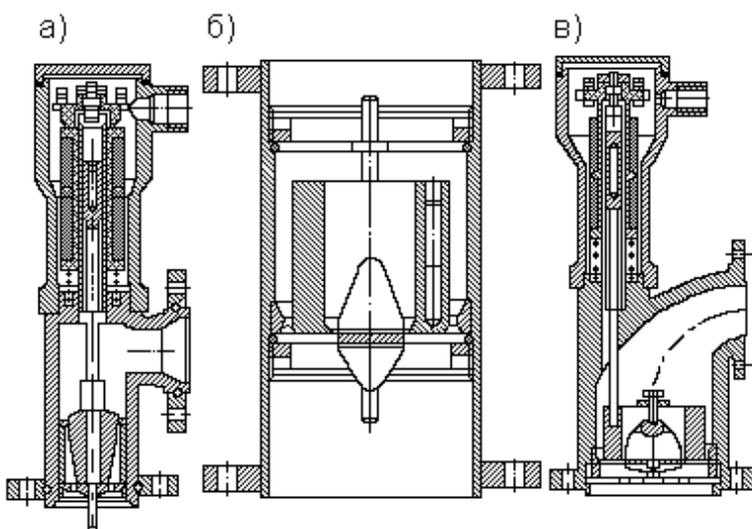


Рис. 2.17. Металлические ротаметры РЭ: а – для малых расходов; б, в – для больших и средних расходов

$$E = kBDv, \quad (2.21)$$

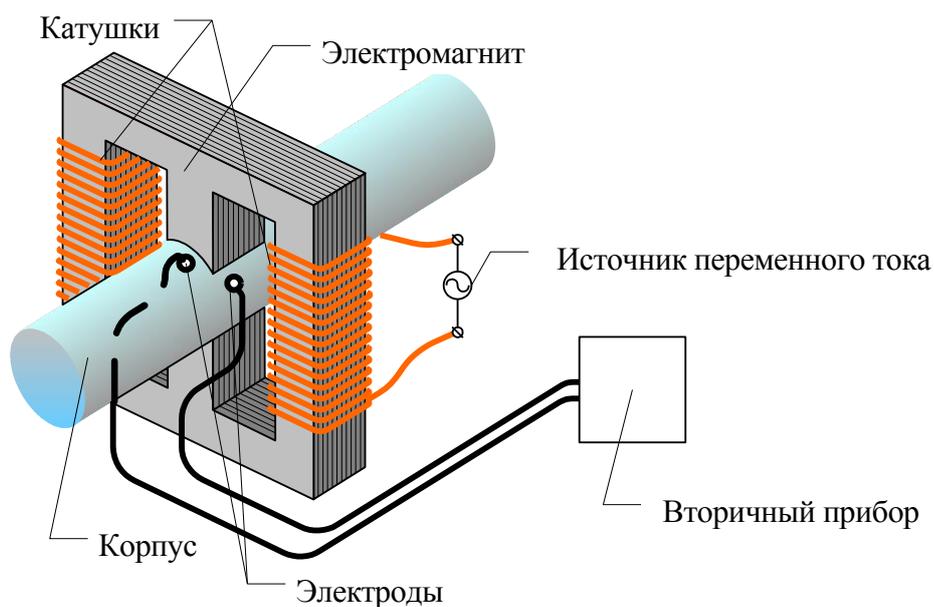


Рис. 2.18 Электромагнитный расходомер

где k – коэффициент пропорциональности; B – магнитная индукция, Тл; D – расстояние между электродами, м; v – скорость движения жидкости, м/с.

Расходомер (рис. 2.18) состоит из корпуса, изготовленного из немагнитного материала, по-

крытого изнутри электрической изоляцией (фторопласт, полиуретан, эмаль и др.). В среднем сечении трубы расположены два диаметрально противоположных друг другу электрода. Электроды изолированы от стенки трубы. В зависимости от агрессивности жидкости электроды изготавливаются из нержавеющей стали, титана, тантала. Обмотка возбуждения состоит из двух одинаковых катушек, размещенных по обе стороны трубы. Труба с электродами и с электромагнитом называется первичным преобразователем расхода. Наводимая ЭДС измеряется с помощью вторичного прибора, который может быть размещен на преобразователе расхода или располагаться отдельно. В настоящее время вторичные приборы представляют собой, как правило, микропроцессорные устройства. Внешний вид электромагнитного расходомера показан на рис. 2.19.



Рис. 2.19. Электромагнитный расходомер

Внешний вид электромагнитного расходомера показан на рис. 2.19.

2.2.7 Ультразвуковые расходомеры

Работа ультразвуковых расходомеров основана на одном из двух физических принципов. В приборах первого типа измеряется время прохождения сигнала. В приборах второго типа используется изменение (доплеровский сдвиг) частоты ультразвуковой волны, при ее рассеянии движущейся жидкостью.

щейся средой. В ультразвуковых измерителях расхода используются электроакустические преобразователи из пьезоэлектрических материалов, например, цирконата-титаната свинца. Электроакустические преобразователи могут быть врезными и накладными.

Время-импульсные расходомеры.

Работа время-импульсных расходомеров (рис. 2.20) основана на измерении разности времени прохождения ультразвуковых сигналов по направлению и против направления потока жидкости в трубопроводе

$$\Delta\tau = \frac{2nvD \operatorname{tg}(\theta)}{c^2} + \tau_3, \quad (2.22)$$

где n – количество пересечений ультразвуком сечения трубы, для «V» – схемы $n = 2$, для «Z» – $n = 1$; v – скорость движения жидкости; D – диаметр трубопровода; θ – угол распространения ультразвука; c – скорость ультразвука в неподвижной жидкости; τ_3 – время задержки распространения ультразвука в стенках трубопровода, электроакустических преобразователях и электронной схеме прибора.

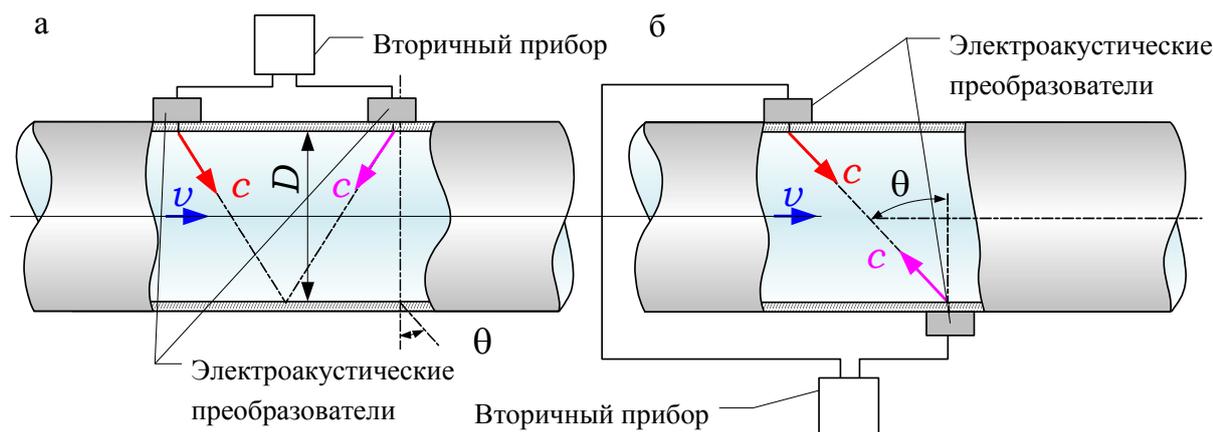


Рис. 2.20. Время-импульсные расходомеры: а – «V» -схема; б – «Z» -схема;

Доплеровские расходомеры.

В доплеровских расходомерах используется эффект понижения частоты звука, детектируемого движущимся приемником, удаляющимся от неподвижного источника звука. Если излучатель и приемник неподвижны, а движется частица в жидкости, отражающая ультразвуковую волну (рис. 2.21), то обусловленный эффектом Доплера сдвиг частот равен

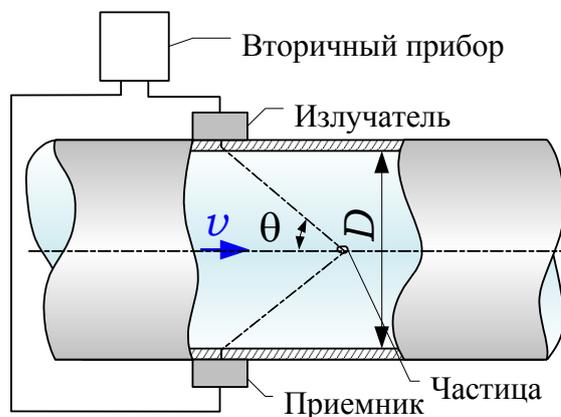


Рис. 2.21. Доплеровский расходомер

$$\Delta f = \frac{2 f v \cos \theta}{c}, \quad (2.23)$$

где f – частота излучаемой ультразвуковой волны.

Внешний вид ультразвуковых расходомеров приведен на рис. 2.22.



Рис. 2.22. Ультразвуковые расходомеры: а – стационарный; б – с накладными датчиками

2.3 Лабораторная установка

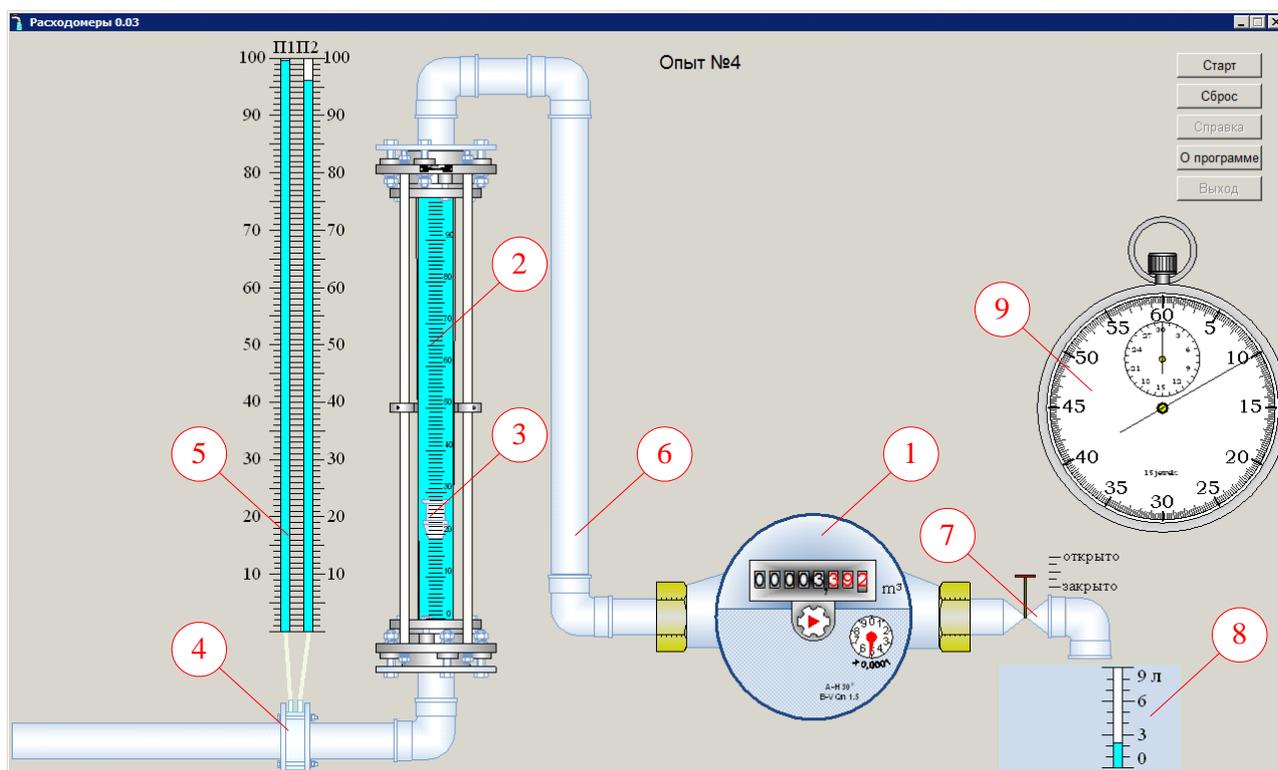


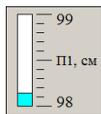
Рис. 2.23. Компьютерная модель лабораторной установки

Компьютерная модель лабораторной установки (рис. 2.23) состоит из крыльчатого скоростного счетчика 1, ротаметра 2 с поплавком 3, диафрагмы 4 соединенной с жидкостным дифференциальным манометром 5. Расходомеры установлены на стальном трубопроводе 6. Для регулирования расхода воды на трубопроводе имеется вентиль 7. Количество прошедшей через расходомеры воды, определяется с помощью мерного бака 8. Время необходимое для нахождения расхода определяется секундомером 9.

2.4 Порядок выполнения работы

1. С помощью проводника или любого другого файлового менеджера запускается на выполнение файл Flowmeter.exe.
2. Открывается окно программы (рис. 2.23).
3. Записывается показание скоростного счетчика в графу 5 табл. 2.1.
4. Нажимается кнопка «Старт».
5. Программа устанавливает случайный расход воды в трубопроводе 6. Начинает наполняться мерный бак 8 (увеличивается уровень воды в водомерной трубке бака). С нажатием кнопки «Старт» запускается секундомер. В пьезометрах 5 устанавливаются уровни воды соответствующие заданному расходу воды. Поплавок 3 в ротаметре 2 поднимается до отметки соответствующей расходу воды.

6. Записать показания, пьезометров 5 в графы 11 и 12 и ротаметра 2 в графу 15 табл. 2.1. Для увеличения точности измерений подвести курсор «мыши» к пьезометру и нажать правую клавишу «мыши», появится окно с увеличенным



масштабом. Для того, чтобы закрыть окно нажать клавишу «Esc» на клавиатуре или левую клавишу «мыши».

7. По прошествии 10 секунд подача воды прекращается. Записать значение скоростного счетчика 1 в графу 6, объема мерного бака (графа 2) и показание секундомера (10 с) в графу 3. При измерении объема мерного бака также подвести курсор «мыши» к водомерной трубке и нажать правую клавишу «мыши».

8. Повторить п.п. 3–7 10 раз.

2.5 Обработка результатов

1. Определить расход воды в трубопроводе по показанию мерного бака ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$Q_{\text{МБ}} = 3,6 W_{\text{МБ}} / T. \quad (2.24)$$

2. Определить объем воды прошедший через счетчик, по показаниям счетчика (л)

$$W_C = 1000(W_1 - W_2). \quad (2.25)$$

3. Определить расход воды, измеренный скоростным счетчиком

$$Q_C = 3,6 W_C / T. \quad (2.26)$$

3. Определить относительную погрешность измерения расхода скоростным счетчиком

$$\delta = \frac{Q_{\text{МБ}} - Q_C}{Q_{\text{МБ}}} 100\%. \quad (2.27)$$

4. Определить потери напора на диафрагме

$$\Delta h = \Pi_1 - \Pi_2. \quad (2.28)$$

5. Вычислить произведение квадратного корня из потерь напора на расход $\sqrt{\Delta h} Q_{\text{МБ}}$.

6. Определить значение коэффициента расхода диафрагмы

$$A = \frac{\sum_{i=1}^{10} \sqrt{\Delta h_i} Q_{MB_i}}{\sum_{i=1}^{10} \Delta h_i}. \quad (2.29)$$

7. Найти значения расхода для построения тарифовочного графика

$$Q_T = A\sqrt{\Delta h}. \quad (2.30)$$

8. Экспериментальные данные и полученные результаты обработки занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Экспериментальные данные и результаты обработки

№	Мерный бак			Скоростной счетчик				
	$W_{MB}, л$	$T, с$	$Q_{MB}, м^3/ч$	$W_1, м^3$	$W_2, м^3$	$W_C, л$	$Q_C, м^3/ч$	$\delta, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	8
1								
:								
10								

Окончание табл. 2.1

Диафрагма				Ротаметр
$П_1, см$	$П_2, см$	$\Delta h, см$	$Q_T, м^3/ч$	n
10	11	12	13	14

По данным табл. 2.1. построить графики зависимостей $\delta = f_1(Q_{MB})$, $Q_T = f_2(\Delta h)$ и $Q_{MB} = f_3(n)$. На график $\delta = f_1(Q_{MB})$ нанести поля допустимых погрешностей см. рис. 2.1. и прил. 3.

Сделать вывод о соответствии поверяемого скоростного счетчика классу точности.

2.6 Контрольные вопросы

1. К какому типу расходомеров относятся крыльчатые счетчики?
2. Что измеряет крыльчатый счетчик?
3. Как определяется расход жидкости при помощи счетчика?
4. Как подводится жидкость к крыльчатке в одноструйных счетчиках?
5. Как подводится жидкость к рабочей камере многоструйных счетчиков?

6. Что такое порог чувствительности?
7. Какой расход называется минимальным?
8. Что такое переходный расход?
9. Что такое номинальный расход?
10. Что такое эксплуатационный расход?
11. Что такое максимальный расход?
12. Как производят коррекцию показаний крыльчатого счетчика при его поверке?
13. Как производят коррекцию показаний турбинного счетчика при его поверке?
14. К какому метрологическому классу относится поверяемый счетчик?
15. Каково основное назначение струевыпрямителя? Как он устроен?
16. Для чего предназначен регулятор в скоростных счетчиках?
17. Как передается вращение турбинки отсчетному устройству?
18. Что собой представляет магнитная муфта?
19. На чем основан принцип измерения расхода расходомером переменного перепада давления?
20. Какие стандартные сужающие устройства используются в расходомерах переменного перепада давления?
21. Что учитывает коэффициент расхода μ ?
22. Как определяется коэффициент расхода расходомера A ?
23. Что такое модуль сужающего устройства?
24. Как осуществляется отбор перепада давления?
25. Для чего предназначены кольцевые камеры при отборе перепада давления?
26. Какое из сужающих устройств создает наибольшие потери напора?
27. Какое из сужающих устройств создает наименьшие потери напора?
28. Что представляет собой расходомерное сопло?
29. Что представляет собой сопло Вентури?
30. Из каких элементов состоит труба Вентури?
31. В чем отличие короткой трубы Вентури от длинной?
32. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при увеличении расхода при помощи вентиля 11?
33. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при уменьшении расхода при помощи вентиля 11?
34. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при увеличении расхода при помощи вентиля 12?
35. Как изменятся показания пьезометров Π_1 и Π_2 при уменьшении расхода при помощи вентиля 12?
36. К какой группе расходомеров относятся ротаметры?
37. Из чего состоит ротаметрическая пара первого типа?

38. Из чего состоит ротаметрическая пара второго типа?
39. Из чего состоит ротаметрическая пара третьего типа?
40. Какие силы действуют на поплавки?
41. Как изменится перепад давления, если вес поплавка увеличить?
42. Как изменится перепад давления, если вес поплавка уменьшить?
43. Как изменится положение поплавка, если его вес уменьшить, а расход оставить постоянным?
44. Как изменится положение поплавка, если его вес увеличить, а расход оставить постоянным?
45. Как устроен ротаметр типа РМ?
46. В каких единицах отградуирована шкала стеклянного ротаметра?

3 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

3.1 Цель работы

Установить взаимосвязь между давлением и средней скоростью в различных сечениях потока. Построить напорную и пьезометрическую линии.

3.2 Теоретические сведения

Основной задачей гидродинамики является изучение законов движения жидкости. Движение жидкости характеризуется скоростями движения частиц и давлением в отдельных точках потока.

Чтобы установить взаимосвязь между основными параметрами движения, а именно между гидродинамическим давлением и скоростью движущейся жидкости, составляются уравнения движения жидкости. Эти уравнения могут быть получены из дифференциальных уравнений равновесия жидкости, если к действующим силам согласно принципу Даламбера присоединить силы инерции. В результате получается система уравнений:

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt}, \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{du_y}{dt}, \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{du_z}{dt}. \end{cases} \quad (3.1)$$

После умножения каждого уравнения соответственно на dx , dy , dz и почленного суммирования уравнение примет вид

$$\begin{aligned}
X dx + Y dy + Z dz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) &= \\
= \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz. & \quad (3.2)
\end{aligned}$$

Так как dx , dy , dz – это проекции элементарного пути, проходимого частицами жидкости за время dt , следовательно:

$$\frac{dx}{dt} = u_x; \quad \frac{dy}{dt} = u_y; \quad \frac{dz}{dt} = u_z. \quad (3.3)$$

С учетом (3.3) уравнение (3.2) примет вид

$$\begin{aligned}
X dx + Y dy + Z dz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) &= \\
= u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z. & \quad (3.4)
\end{aligned}$$

$X dx + Y dy + Z dz = dU$ – полный дифференциал потенциальной функции, выражающей массовые силы, под действием которых осуществляется движение жидкости.

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp \quad \text{– полный дифференциал давления, так как}$$

при установившемся движении гидродинамическое давление не зависит от времени.

$$u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z = \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2} d(u^2) \quad \text{– полный}$$

дифференциал скорости, выраженной через ее составляющие по соответствующим осям координат.

С учетом вышесказанного уравнение (3.4) примет вид

$$dU - \frac{1}{\rho} dp - \frac{1}{2} d(u^2) = 0. \quad (3.5)$$

В частном случае, когда из всех массовых сил на движущуюся жидкость действуют только силы тяжести, потенциальная функция будет равна

$$dU = -g dz. \quad (3.6)$$

После подстановки значения силовой функции в уравнение (3.5) и интегрирования, получается уравнение для рассматриваемого сечения:

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = const. \quad (3.7)$$

Так как сумма трех членов в уравнении (3.7) постоянна для любого сечения струйки, то для двух сечений 1–1 и 2–2 можно записать

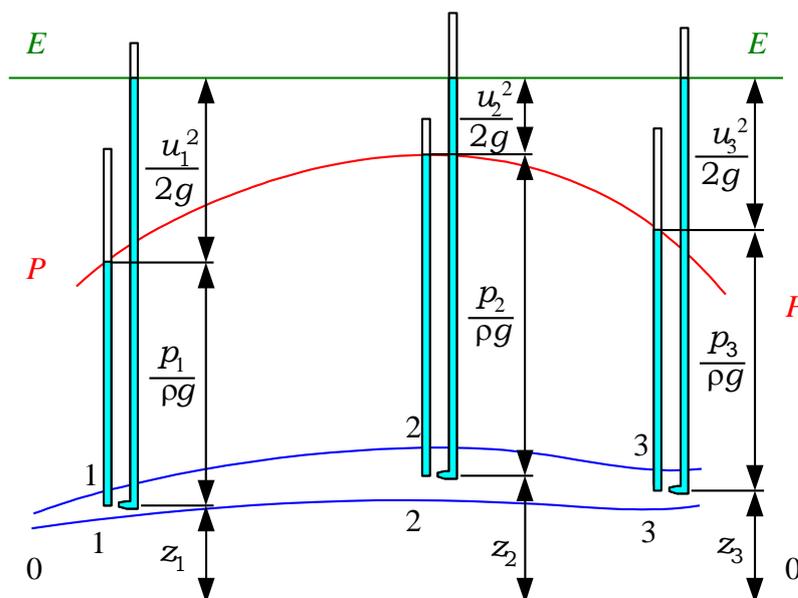


Рис. 3.1. Напорная и пьезометрические линии для элементарной струйки идеальной жидкости

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2}. \quad (3.8)$$

После деления левой и правой частей уравнения (3.8) на g , уравнение примет окончательный вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}. \quad (3.9)$$

Уравнение (3.9) устанавливает связь между скоростью движения, давлением и геометрическим положением частиц жидкости для двух сечений струйки и является уравнением Бернулли¹ для элементарной струйки идеальной жидкости.

Для определения геометрического смысла уравнения Бернулли необходимо рассмотреть элементарную стружку движущейся жидкости относительно произвольно выбранной плоскости сравнения (рис. 3.1). Выбираются три сечения: 1–1; 2–2; 3–3; центры тяжести, которых относительно плоскости сравнения 0–0 расположены на высотах z_1 ; z_2 ; z_3 .

В центрах тяжести выбранных сечений устанавливаются пьезометры и трубки Пито. Трубка Пито – это изогнутая под углом 90^0 трубка, устанавливае-

¹ Даниил Бернулли (1700-1782) – сын Иоганна Бернулли. С 1725 по 1733 г.г. возглавлял кафедру физиологии в Российской академии наук. Совместно с Л. Эйлером сформулировал основы механики жидкости.

мая отверстием наконечника против течения. Под действием давления жидкость в пьезометрах поднимается на высоту $h_p = \frac{p}{\rho g}$.

В трубках Пито, под действием давления и скорости жидкость поднимается выше уровня в пьезометрах на высоту $h_u = \frac{u^2}{\rho g}$ (рис. 3.1).

Как видно, все члены в уравнении Бернулли представляют собой геометрические высоты и имеют размерность длины.

Так как сумма трех членов z , $\frac{p}{\rho g}$ и $\frac{u^2}{\rho g}$ для идеальной жидкости постоянна вдоль оси струйки, то уровни жидкости в трубках Пито, установленных в различных сечениях будут всегда лежать в одной горизонтальной плоскости, называемой напорной плоскостью, то есть напорная линия Е–Е (рис. 3.1) горизонтальна. В этом состоит геометрический смысл уравнения Бернулли для идеальной жидкости.

Если плавной кривой соединить уровни жидкости в пьезометрах, то получится пьезометрическая линия Р–Р (рис. 3.1), которая может подниматься или опускаться, но никогда не пересекается с напорной линией.

Сумма трех высот называется полным напором и обозначается H_g , то есть полный напор представляет собой сумму пьезометрического

$H_p = z + h_p = z + \frac{p}{\rho g}$ и скоростного $h_u = \frac{u^2}{\rho g}$ напоров:

$$H_g = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}. \quad (3.10)$$

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии. Полный напор H_g – это полная удельная механическая энергия жидкости в рассматриваемом сечении. Сумма трех членов есть сумма трех удельных энергий: удельной потенциальной энергии положения z , удельной

потенциальной энергии давления $\frac{p}{\rho g}$ и удельной кинетической энергии $\frac{u^2}{\rho g}$.

Для идеальной жидкости сумма трех удельных энергий (полный напор) по длине струйки есть величина постоянная.

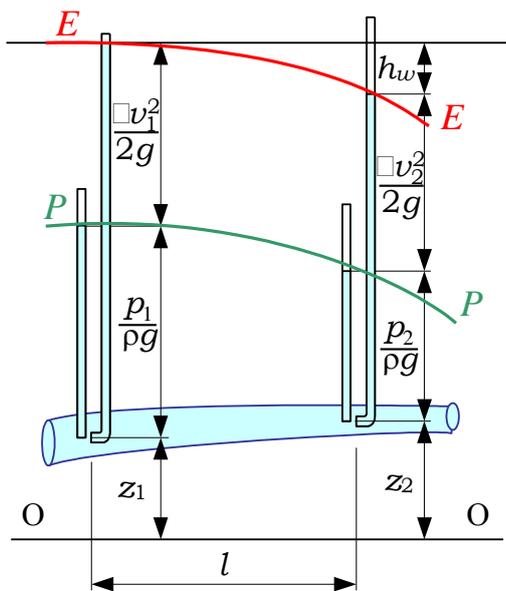


Рис. 3.2. Напорная и пьезометрическая линии для элементарной струйки реальной жидкости

Реальная жидкость, в отличие от идеальной, обладает вязкостью. При движении реальной жидкости ее вязкость обуславливает сопротивление движению и вызывает потерю части энергии, поэтому полный напор уменьшается по длине струйки. Следовательно, уровни жидкости в трубках Пито будут снижаться по ходу движения (рис. 3.2). Напорная линия E–E, проведенная по этим уровням для вязкой жидкости, будет наклонной, нисходящей. Разность между горизонтальными линиями E–E проведенными на уровне жидкости в трубках Пито, в сечениях 1–1 и 2–2, представляет **потери напора** h_w на участке между этими сечениями.

Таким образом, для реальной жидкости можно записать

$$H_1 = H_2 + h_w. \quad (3.11)$$

Или в развернутом виде для элементарной струйки реальной жидкости

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

Потери напора, отнесенные к единице длины, выражают величину, которая называется **гидравлическим уклоном**:

$$I = \frac{h_w}{l}, \quad (3.13)$$

где l – расстояние между сечениями 1–1 и 2–2.

Величина гидравлического уклона вдоль струйки может изменяться, так как зависит от потерь напора на различных участках.

Изменение пьезометрического напора, отнесенное к единице длины, называется **пьезометрическим уклоном**.

$$I_p = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right)}{l}. \quad (3.14)$$

Пьезометрический уклон может быть направлен как в сторону движения, так и в сторону, противоположную движению.

Для потока реальной жидкости уравнение Бернулли имеет вид

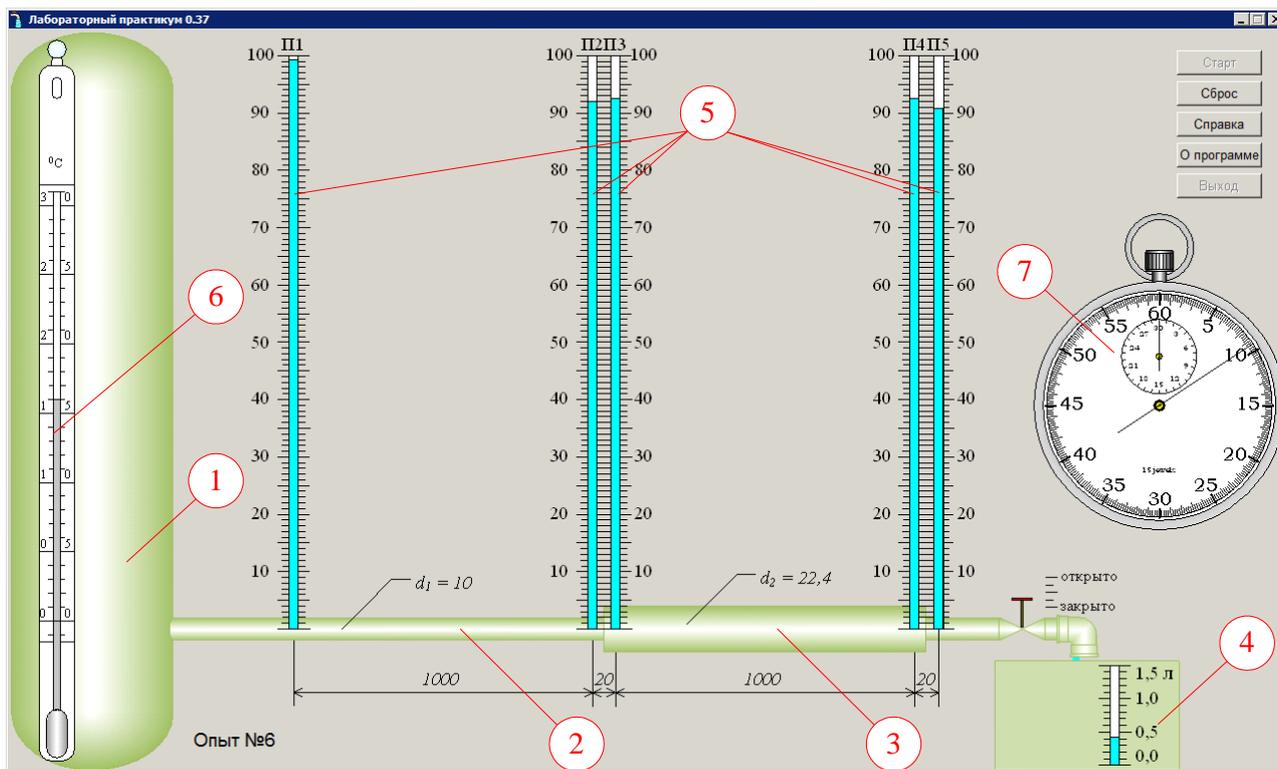


Рис. 3.3. Компьютерная модель лабораторной установки

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w, \quad (3.15)$$

где v_1 и v_2 – средние скорости движения жидкости в рассматриваемых сечениях; α_1 и α_2 – коэффициенты кинетической энергии, величина которых зависит от степени неравномерности распределения скоростей по живому сечению потока.

Коэффициент α выражает отношение действительной кинетической энергии K_d , определенной по истинным скоростям движения жидкости, к условной кинетической энергии K_y , определенной по средней скорости потока v :

$$\alpha = \frac{K_d}{K_y} = \frac{\int u^3 d\omega}{v^2 Q}. \quad (3.16)$$

При турбулентном режиме движения α принимается равным 1,05–1,1. При ламинарном режиме $\alpha = 2$.

3.3 Лабораторная установка

Компьютерная модель лабораторной установки (рис. 3.3) состоит из напорного резервуара 1, стального трубопровода 2, 3, мерного бака 4. Для определе-

ния потерь напора используются пьезометры 5. Температура воды измеряется ртутным термометром 6, время фиксируется по секундомеру 7.

3.4 Порядок выполнения работы

1. С помощью проводника или любого другого файлового менеджера запускается на выполнение файл Hydrolab.exe.

2. Открывается окно программы (рис. 3.3). Записать показание термометра 6.

3. Нажимается кнопка «Старт».

4. Программа устанавливает случайный расход воды в трубопроводе 2, 3. Начинает наполняться мерный бак 4 (увеличивается уровень воды в водомерной трубке бака). С нажатием кнопки «Старт» запускается секундомер. В пьезометрах 5 устанавливаются уровни воды соответствующие заданному расходу воды.

5. Записать показания всех 5 пьезометров в табл. 3.1. Для увеличения точности измерений подвести курсор «мыши» к пьезометру и нажать клавишу «мыши», появится окно с увеличенным масштабом. Для того чтобы закрыть окно с увеличенным масштабом нажать в данном окне клавишу «мыши» или нажать клавишу «Esc» на клавиатуре.

6. По прошествии 10 секунд подача воды прекращается. Записать значение объема мерного бака и показание секундомера (10 с). При измерении объема мерного бака также подвести курсор «мыши» к водомерной масштабной трубке и нажать клавишу «мыши».

Таблица 3.1

Исходные данные

№	П ₁ , см	П ₂ , см	П ₃ , см	П ₄ , см	П ₅ , см	T, с	W, л
1							
:							
10							

7. Опыты выполнить 10 раз (повторить п.п. 3..6).

3.5 Обработка результатов

1. Определить расход воды в трубопроводе (см³/с)

$$Q = 1000W/T . \quad (3.17)$$

2. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785 d^2$ определить средние скорости v (см/с) на участках 2 и 3

$$v_1 = \frac{Q}{0,785 d_1^2}, \quad (3.18)$$

$$v_2 = \frac{Q}{0,785 d_2^2}. \quad (3.19)$$

3. Вычислить значения скоростных напоров на участках, $g = 980 \text{ см/с}^2$

$$h_{v1} = \frac{v_1^2}{2g}, \quad (3.20)$$

$$h_{v2} = \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.21)$$

4. Занести экспериментальные данные и результаты обработки в табл. 3.2.

5. Построить пьезометрическую линию. Для построения пьезометрической линии в масштабе по горизонтали отложить длины участков между пьезометрами, а по вертикали показания пьезометров. Полученные точки соединить прямыми линиями.

7. Построить напорную линию. Для построения напорной линии к показаниям пьезометров следует прибавить величины скоростных напоров. Вертикальный масштаб выбирается таким, чтобы значение h_{v2} было не менее 1 мм.

Таблица 3.2

Экспериментальные данные и результаты обработки

№	П ₁ , см	П ₂ , см	П ₃ , см	П ₄ , см	П ₅ , см	T, с	W, л	Q, см ³ /с	v ₁ , см/с	v ₂ , см/с	h _{v1} , см	h _{v2} , см
1												
:												
10												

3.6 Контрольные вопросы

1. Что называют полной удельной энергией потока в произвольном сечении?

2. Запишите уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости?

3. Запишите уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости?

4. Запишите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости?

5. В чем состоит геометрический смысл уравнения Бернулли?

6. В чем состоит энергетический смысл уравнения Бернулли?
7. Что такое пьезометрический уклон?
8. Что такое гидравлический уклон?
9. Чем отличается пьезометрический уклон от гидравлического уклона?
10. Почему напорная линия всегда нисходящая?
11. Почему пьезометрическая линия бывает нисходящей и восходящей?
12. На каком расстоянии друг от друга располагаются напорная и пьезометрическая линии?
13. Могут ли напорная и пьезометрическая линии пересекаться?
14. В каком случае пьезометрическая линия может проходить ниже оси трубопровода?
15. Как изменится расстояние между напорной и пьезометрическими линиями при увеличении расхода жидкости в трубопроводе?
16. Как изменяется площадь живого сечения вдоль потока, если расстояние между напорной и пьезометрическими линиями вдоль потока при протекании по трубопроводу жидкости с постоянным расходом увеличится?
17. Как изменится давление при увеличении площади сечения потока?

4 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. ДВА РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

4.1 Цель работы

По экспериментальным данным определить критическую скорость $U_{кр}$ и соответствующее ей критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$.

4.2 Теоретические сведения

Течение реальной жидкости характеризуется различными режимами ее движения, которые могут переходить один в другой при определенных условиях.

Существование двух принципиально разных режимов движения жидкости было отмечено Г. Хагеном в 1839 и 1854 гг. В 1880 г. Д.И. Менделеев также высказал суждение о существовании двух режимов движения жидкости вследствие различия законов сопротивления движению. Позже английский физик О. Рейнольдс¹, а затем профессор Петербургского технологического института Н. П. Петров экспериментально подтвердили наличие двух режимов.

¹ *Рейнольдс, Осборн* (1842-1912) - английский инженер и физик. С 1868 по 1905 – профессор кафедры строительной механики Манчестерского университета. Работы Рейнольдса посвящены механике, гидродинамике, теплоте, электричеству, магнетизму. Рейнольдс определил механический эквивалент теплоты.

При изучении течения всевозможных капельных жидкостей с различными физическими свойствами. Рейнольдс установил, что движение бывает ламинарным и турбулентным.

Термин «**ламинарный**» происходит от латинского слова *lamina* – слой. Ламинарным называется такой режим, когда поток жидкости движется отдельными струйками или слоями и траектории отдельных частиц между собой не пересекаются. В практике ламинарный режим имеет место при движении жидкостей с большой вязкостью (нефть, смазочные масла), при движении воды через тонкие трубки, при малых скоростях потока.

Термин «**турбулентный**» происходит от латинского слова *turbulentus* – беспорядочный. Турбулентным называется такой режим, когда струйчатость потока нарушается, все струйки перемешиваются, и траектории движущихся частиц приобретают сложную форму, пересекаясь между собой. В практике чаще всего имеет место турбулентный режим движения жидкости.

В 1883 г. Рейнольдс в результате экспериментальных исследований установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина, представляющая собой отношение произведения средней скорости потока v и характерного для рассматриваемого случая линейного размера l к кинематической вязкости жидкости ν : vl/ν . Этот критерий называется числом Рейнольдса и обозначается Re . Таким образом, число Рейнольдса имеет вид

$$Re = \frac{vl}{\nu}. \quad (4.1)$$

При напорном движении жидкости в круглых трубах за характерный линейный размер l обычно принимают внутренний диаметр трубы d и тогда

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (4.2)$$

а в остальных случаях – гидравлический радиус R

$$Re = \frac{vR}{\nu}. \quad (4.3)$$

Физический смысл числа Рейнольдса состоит в том, что оно выражает отношение сил инерции к силам вязкости:

$$Re = \frac{F_{ин}}{F_{вяз}}$$

$$F_{ин} = ma = \rho l^3 \frac{v^2}{L} = \rho l^2 v^2;$$

$$F_{вяз} = \mu S \frac{du}{dy} = \rho \nu l^2 \frac{v}{L} = \rho \nu l v;$$

$$Re = \frac{\rho l^2 v}{\rho \nu l v} = \frac{\nu l}{\nu}$$

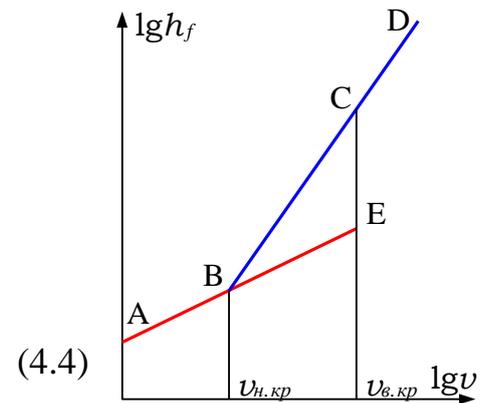


Рис. 4.1. Переход ламинарного режима движения жидкости в турбулентный

При преобладании сил вязкости – режим ламинарный, при преобладании сил инерции – режим турбулентный.

Многочисленные экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений показывают, что между ними и скоростью движения жидкости имеется зависимость $h_f = f(v)$.

Если опытные данные нанести на график в логарифмических координатах (рис. 4.1), то можно выявить три области: ламинарную (линия АВ), турбулентную (линия CD) и неустойчивую, расположенную между точками В и С. Точки В и С называются соответственно нижней и верхней критическими, то есть точками, в которых происходит изменение режима. Скорости, соответствующие этим точкам, называются критическими скоростями. Для точек В и С характерно то, что при скоростях меньше $v_{н.к.}$ всегда наблюдается ламинарный режим, а при скоростях больших $v_{в.к.}$ – турбулентный режим. При изменении скоростей от малых к большим ламинарный режим может удерживаться до точки Е. При изменении скоростей от больших к малым, турбулентный режим может удерживаться до точки В.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее нижней критической точке В, называется нижним критическим числом Рейнольдса. Для напорного движения в цилиндрических трубах нижнее критическое число равно 956, то есть ламинарный режим устойчив, если $Re \leq 956$.

В результате изучения движения жидкости, проведенного многими исследователями, в круглых гидравлически “гладких” трубах на участках, достаточно удаленных от входа, при отсутствии различных источников возмущения установлено критическое число Рейнольдса $Re_{кр} = 2000 - 2320$. При $Re \leq Re_{кр}$ имеет место ламинарный режим движения. При $Re > Re_{кр}$ – турбулентный.

Потери напора по длине связаны со скоростью зависимостью, которая выражается уравнением

$$h_l = av^m, \quad (4.5)$$

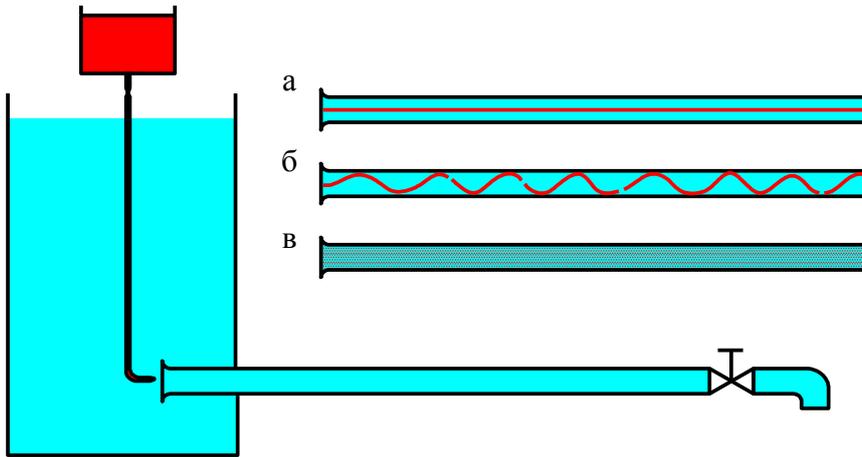


Рис. 4.3. Схема установки для демонстрации режимов движения жидкости

где a – коэффициент пропорциональности; v – средняя скорость потока; m – показатель степени.

Прологарифмировав данное уравнение, можно получить линейную зависимость

$$\lg h_l = \lg a + m \lg v \quad (4.6)$$

откуда

$$m = \frac{\lg h_l - \lg a}{\lg v} \quad (4.7)$$

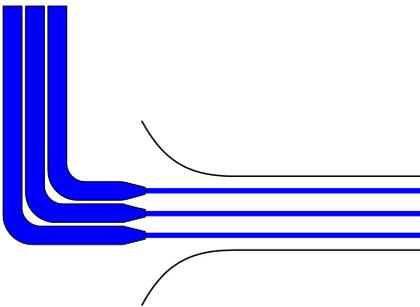


Рис. 4.4. Вид окрашенных струек при ламинарном движении

Если точки, соответствующие значениям $\lg h_f$, $\lg v$, нанести на график, то значение показателя степени m определится как $\operatorname{tg} \alpha$ угла наклона прямых в ламинарной и турбулентной областях к горизонтальной оси (рис. 4.2).

Режимы движения жидкости можно наблюдать визуально, на установке (рис. 4.3), состоящей из резервуара с водой, стеклянной трубы с краном на конце, и сосуда с водным раствором красителя, который вводится тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы при открытии крана.

Если в трубе создать небольшую скорость движения воды и в поток ввести краситель, то можно увидеть, что краситель не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка красителя будет отчетливо видна вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер движения жидкости, то есть ламинарный режим (рис. 4.3 а). Если установить несколько трубок с красителем, то получатся окрашенные струйки не пересекающиеся между собой (рис. 4.4).

При постепенном увеличении скорости движения воды в трубе картина движения в начале не

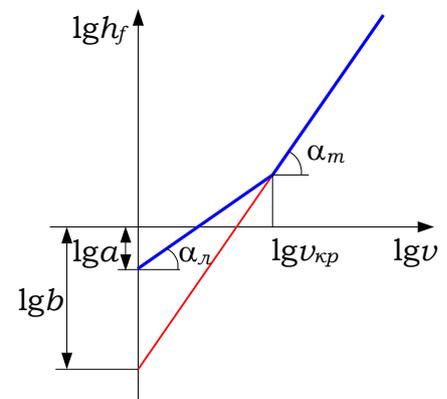


Рис. 4.2. Схема для определения коэффициентов m

меняется, но затем при определенной скорости движения наступает быстрое ее изменение. Струйка красителя по выходе из трубки начинает колебаться, в ней появляются разрывы (рис. 4.3 б). Затем она размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Движение становится турбулентным (рис.4.3 в).

4.3 Лабораторная установка

Описание лабораторной установки приведено в подразд. 3.3.

4.4 Порядок выполнения работы

Методика выполнения лабораторной работы описана в подразд. 3.4.

4.5 Обработка результатов

1. По измеренной температуре воды t определить кинематический коэффициент вязкости, $\text{см}^2/\text{с}$

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2}. \quad (4.8)$$

3. Определить расход воды в трубе, $\text{см}^3/\text{с}$

$$Q = 1000W/T. \quad (4.9)$$

4. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785d^2 \text{ см}^2$ определить среднюю скорость

$$v = \frac{Q}{0,785d^2}. \quad (4.10)$$

5. Определить потери напора по длине (см)

$$h_l = \Pi_1 - \Pi_2 \quad (4.11)$$

6. Вычислить значения $\lg h_f$, $\lg v$.

7. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов заносятся в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Экспериментальные данные и результаты обработки опытов

№	Π_1 , см	Π_2 , см	T , с	W , л	Q , $\text{см}^3/\text{с}$	v , $\text{см}/\text{с}$	h_f , см	$\lg h_f$	$\lg v$

1									
:									
10									

8. Построить график $\lg h_f = f(\lg v)$ (см. рис. 4.2).

9. Определить по графику $m_l, m_m, v_{кр}, Re_{кр}$.

4.6 Контрольные вопросы

1. Как определить режим движения жидкости?
2. В чем состоит физический смысл числа Рейнольдса?
3. Доказать, что число Рейнольдса представляет соотношение сил инерции и сил вязкости.
4. Для решения, каких задач необходимо знать режим движения жидкости?
5. Во сколько раз изменится число Рейнольдса, если диаметр изменить в 2 раза, а расход и температура не меняются?
6. Как изменится число Рейнольдса, если температура жидкости увеличится?
7. Возможен ли переход турбулентного режима в ламинарный при повышении температуры жидкости?
8. Возможен ли переход ламинарного режима в турбулентный при понижении температуры?
9. Как изменится скорость течения жидкости, если ламинарный режим движения жидкости перейдет в турбулентный, а температура жидкости останется постоянной?
10. Как изменится расход жидкости, если турбулентный режим движения жидкости перейдет в ламинарный, а температура жидкости останется постоянной?

5 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ

5.1 Цель работы

Экспериментальное изучение зависимости коэффициента гидравлического трения λ от режима движения жидкости.

5.2 Теоретические сведения

При движении реальной жидкости происходит торможение потока вследствие влияния вязкости и действия сил молекулярного сцепления между жидкостью и стенкой. Непосредственно на стенке скорость равна нулю. Но так как расход жидкости остается одним и тем же, то замедление движения слоев, рас-

положенных ближе к стенкам вызывает увеличение скорости слоев расположенных ближе к центру трубы, достигая максимального значения на ее оси.

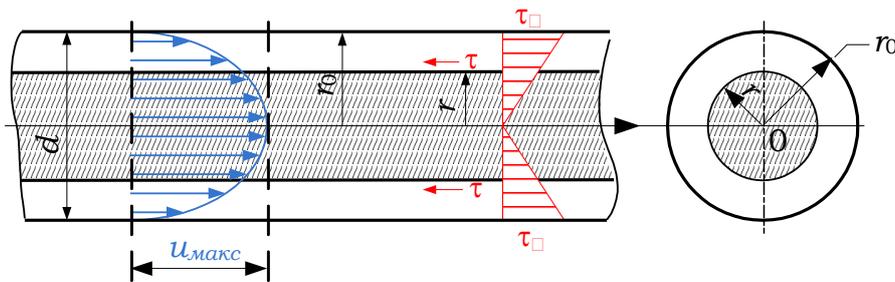


Рис. 5.1. Распределение касательных напряжений и скоростей по живому сечению потока

Неравномерное

распределение скоростей вызывает скольжение (сдвиг) одних слоев жидкости по другим, что приводит к возникновению касательных напряжений (напряжений трения). Движение сопровождается также вращением частиц, вихреобразованием и перемешиванием. Все это требует затраты энергии, поэтому энергия движущейся вязкой жидкости не остается постоянной, а постепенно расходуется на преодоление сопротивлений и, следовательно, уменьшается вдоль потока.

Первопричиной потерь энергии (напора) является вязкость, но величина потерь определяется не только вязкостью, но и скоростью движения, размерами потока и его турбулентностью.

Потери напора по длине h_l – это потери энергии, которые пропорциональны длине потока, существенно зависят от режима движения и равномерно распределяются вдоль потока.

5.3 Потери напора по длине при ламинарном режиме движения

Рассмотрим установившееся ламинарное движение жидкости в цилиндрической трубе радиусом r_0 (рис. 5.1).

Совместим ось X с осью трубы, а ось Z направим по радиусу трубы. Тогда: u – скорость движения слоя жидкости dr на расстоянии r от оси трубы; u_{max} – максимальная скорость движения по оси трубы; v – средняя скорость потока; τ – касательные напряжения по радиусу r ; τ_0 – касательные напряжения на стенке трубы.

При ламинарном режиме слои жидкости движутся параллельно друг другу. Стенки труб, вдоль которых происходит движение, за счет сил межмолекулярного сцепления, будут покрываться прилипшими к ним частицами жидкости. Первый пристенный движущийся слой жидкости будет скользить по частицам, прилипшим к стенке. Так как теория ламинарного движения основывается на гипотезе Ньютона о трении внутри жидкости и трение между слоями движущейся жидкости является единственным источником потерь энергии, то величину касательных напряжений можно определить по зависимости Н. П. Петрова.

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}, \quad (5.1)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости; $\frac{du}{dr}$ – градиент скорости.

Знак минус принят потому, что u уменьшается с увеличением r . С другой стороны величину касательных напряжений можно определить из основного уравнения равномерного движения

$$\tau = \rho g I R, \quad (5.2)$$

где ρ – плотность жидкости; I – гидравлический уклон; R – гидравлический радиус; g – ускорение свободного падения.

Приравняем правые части уравнений (5.1) и (5.2)

$$\rho g I R = -\mu \frac{du}{dr}. \quad (5.3)$$

Гидравлический радиус для цилиндрической трубы равен $R = \frac{r}{2}$, подставим его в уравнение (5.3) и выразим du

$$du = -\frac{\rho g I}{2\mu} r dr, \quad (5.4)$$

после интегрирования уравнения (5.4) получим

$$u = \frac{\rho g I}{4\mu} r^2 + C. \quad (5.5)$$

Постоянная интегрирования C определяется из условия равенства нулю скорости u у стенок трубы при $r = r_0$

$$C = \frac{\rho g I}{4\mu} r_0^2. \quad (5.6)$$

Окончательно, подставив значение C в уравнение (5.6) получим уравнение, выражающее закон распределения скоростей при ламинарном режиме

$$u = \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) = \frac{g I (r_0^2 - r^2)}{4\nu}, \quad (5.7)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости.

Уравнение (5.7), известное как формула Стокса¹, представляет уравнение параболы, имеющей максимум при $r = 0$, то есть по оси трубы

$$u_{\max} = \frac{\rho g I}{4\mu} r_0^2 = \frac{\rho g I}{16\mu} d^2 = \frac{g I d^2}{16\nu}. \quad (5.8)$$

Зная закон распределения скорости по живому сечению трубы, получим зависимость для определения расхода

$$\begin{aligned} Q &= \int_{\omega} u d\omega = \int_{\omega} \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) d\omega = \\ &= \int_{\omega} \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) 2\pi r dr = \frac{\pi \rho g I}{8\mu} r_0^4. \end{aligned} \quad (5.9)$$

Зависимость (5.9), определяющая расход носит название формулы Пуазейля².

Так как $v = \frac{Q}{\omega}$, получаем

$$v = \frac{\pi \rho g I r_0^4}{8\mu \pi r_0^2} = \frac{\rho g I r_0^2}{8\mu} = \frac{u_{\max}}{2}, \quad (5.10)$$

то есть средняя скорость в трубе при ламинарном режиме равна половине максимальной скорости, наблюдаемой на оси. Преобразуем зависимость (5.10)

$$v = \frac{\rho g I r_0^2}{8\mu} = \frac{\rho g I d^2}{32\rho\nu} = \frac{g I d^2}{32\nu} = \frac{g h_l d^2}{32\nu L}, \quad (5.11)$$

откуда

$$h_l = \frac{32\nu\nu L}{g d^2}, \quad (5.12)$$

где h_l – потери напора по длине.

¹ Стокс Джордж Габриель (1819-1903) – английский математик и физик ирландского происхождения. Работая в Кембриджском университете внес значительный вклад в гидро- и газо- динамику (уравнение Навье – Стокса), оптику и математику (теорема Стокса).

² Пуазель Жан Луи Мари (1799 – 1869) – французский врач, исследовавший в конце 30^{-х} годов XIX столетия гидравлические сопротивления капиллярных трубок при изучении кровообращения.

Зависимость (5.12) определяющая величину потерь напора при ламинарном режиме движения, показывает, что *потери напора при ламинарном режиме пропорциональны первой степени средней скорости, зависят от рода жидкости, обратно пропорциональны площади сечения трубы и не зависят от шероховатости стенок трубы.*

Преобразуем зависимость (5.12), умножив числитель и знаменатель на 2ν и перегруппировав сомножители

$$h_l = \frac{32\nu}{d} \frac{L}{d} \frac{\nu}{g} \frac{2\nu}{2\nu} = \frac{64\nu}{\nu d} \frac{L}{d} \frac{\nu^2}{2g}.$$

Учитывая, что $\frac{\nu d}{\nu} = \text{Re}$ и обозначив $\frac{64}{\text{Re}} = \lambda$, окончательно получим

$$h_l = \lambda \frac{L}{d} \frac{\nu^2}{2g}, \quad (5.13)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения.

Зависимость (5.13) называется формулой Дарси¹–Вейсбаха². Коэффициент λ при ламинарном режиме является функцией только числа Re и с увеличением Re коэффициент λ уменьшается. Если в логарифмических координатах по вертикальной оси откладывать коэффициент гидравлического трения λ , а по горизонтальной оси – числа Re , то зависимость $\lambda = f(\text{Re})$ выразится в виде прямой ниспадающей линии.

5.4 Потери напора по длине при турбулентном режиме движения воды

Для турбулентного режима характерно не только продольное перемещение частиц жидкости в направлении основного течения, но и поперечное движение в направлении, нормальном основному течению. Поэтому в турбулентном по-

¹ Дарси Анри Филибер Гаспар (1803-1858) — французский инженер-гидравлик, обосновавший закон Дарси (1856), связывающий скорость фильтрации жидкости в пористой среде с градиентом давления: «По-видимому, для песка одного качества, пропускаемый им расход прямо пропорционален напору и обратно пропорционален толщине фильтрующего слоя (грунта)».

² Вейсбах Юлиус Людвиг (1806—1871) — саксонский математик и механик-гидравлик. Результаты своих гидравлических исследований опубликовал в следующих сочинениях: «Versuche über den Austritt des Wassers durch Schieber, Hähne, Klappen und Ventile» (Лейпц., 1842); «Versuche über die unvollkommene Kontraktion des Wassers beim Ausfluss desselben aus Röhren und Gelassen» (Лейпц., 1843); «Experimental hydraulik» (Фрейб., 1856).

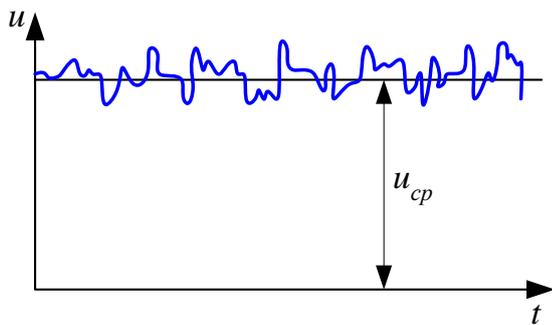


Рис. 5.2. Пульсация скорости

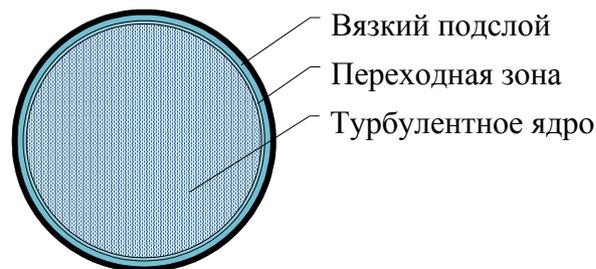


Рис. 5.3 Поперечное сечение турбулентного потока в трубопроводе

токе имеет место непрерывный процесс перемешивания. Скорость течения в отдельных точках

изменяется при этом как по величине, так и по направлению, сохраняя за достаточно долгий промежуток времени постоянную величину и направление. Это явление называется пульсацией скорости. Если в фиксированной точке потока измерить и записать пульсации скорости во времени, то можно увидеть, что скорость хаотично колеблется около некоторого осредненного по времени значения.

Разность между фактической мгновенной скоростью u и осредненной скоростью u_{cp} в данной точке $u' = u - u_{cp}$ называется пульсацией скорости, величина которой изменяется во времени от максимального отрицательного значения до максимального положительного (рис. 5.2).

Процесс непрерывного перемешивания в турбулентном потоке вызывает дополнительное трение между отдельными частицами, которое оказывается во много раз больше, чем трение при ламинарном режиме движения жидкости.

При исследовании турбулентного режима было установлено:

- скорости на поверхности стенки равны нулю вследствие прилипания частиц к стенке;
- на весьма малом расстоянии от поверхности стенки (в пределах пограничного слоя) наблюдается резкое увеличение скорости;
- по мере приближения к оси трубопровода скорость нарастает медленнее, подчиняясь различным законам распределения в зависимости от турбулентности потока.

На основании результатов экспериментальных исследований и теоретических предположений Прандтля¹, Кармана², Никурадзе³ было установлено, что

¹ Прандтль Людвиг (1875–1953) - немецкий механик и физик. Создал теорию турбулентности и предложил теорию пограничного слоя.

² Карман, Теодор фон (1881-1963) - американский инженер и физик венгерского происхождения, специалист в области воздухоплавания.

³ Никурадзе Иван Ильич (1894-1979) окончил Тбилисский университет и в составе группы российских студентов был направлен в 1919 г. в Геттингенский университет. В 1933 г. провёл в лаборатории Л.Прандтля блестящее экспериментальное исследование гидравлических потерь на трение по длине труб, получившее всемирную известность и признание как «опыты и графики Никурадзе».

при турбулентном режиме большая часть потока занята “турбулентным ядром”, а у стенок трубы имеется тонкий, так называемый, “пограничный” слой.

В части этого слоя непосредственно у стенки, называемым вязким подслоем, имеет место режим движения близкий к ламинарному. Между вязким подслоем и турбулентным ядром располагается тонкий слой жидкости, который называется переходная зона (рис. 5.3).

В пограничном слое возникают вихри, которые проникают в турбулентное ядро, увеличивая интенсивность перемешивания отдельных частиц жидкости, вызывая поперечные токи (см. рис. 5.4). Гашение энергии, заключенной в вихрях, вызывает образование дополнительных потерь напора. При турбулентном режиме движения в отличие от ламинарного кроме напряжения сил трения, обусловленных физическими свойствами жидкости, возникают еще дополнительные напряжения, обуславливаемые турбулентностью потока. Однако следует отметить, что для турбулентного режима не существует достаточно строгой и точной теории ввиду сложности турбулентного течения и трудностей его аналитического исследования.

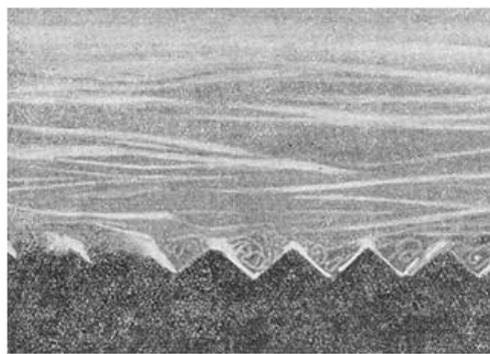


Рис. 5.4 Образование вихрей

Согласно теории Прандтля суммарное напряжение трения в турбулентном потоке определяется по формуле

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \mu \frac{du}{dh} + \rho l^2 \left(\frac{du}{dh} \right)^2, \quad (5.14)$$

где $\tau_2 = \rho l^2 \left(\frac{du}{dh} \right)^2$ – турбулентные касательные напряжения; l – длина пути перемешивания.

При турбулентном режиме τ_2 оказывается много больше τ_1 , поэтому преимущественное значение имеют потери напора, возникающие в результате перемешивания.

Прандтль предположил, что длина пути перемешивания пропорциональна расстоянию от стенки, то есть $l = \beta h$. Тогда касательное пульсационное напряжение τ_2 принимает вид:

$$\tau = \rho \beta^2 r_0^2 \left(\frac{du}{dh} \right)^2, \quad (5.15)$$

Из уравнения (5.15) выразим

$$du = \frac{1}{\beta} \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} \frac{dh}{h}. \quad (5.16)$$

Для области потока около стенки переменное касательное напряжение τ можно заменить постоянным напряжением трения на стенке τ . Величина $\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$, имеющая размерность скорости, называется **динамической скоростью** и обозначается u_* . С учетом вышесказанного уравнение (5.16) примет вид

$$du = \frac{u_*}{\beta} \frac{dh}{h}. \quad (5.17)$$

После интегрирования уравнения (5.17) и определения постоянной интегрирования из условия, что при $h = r$ $u = u_{\max}$ имеем

$$u = u_{\max} - \frac{u_*}{\beta} \ln \frac{r}{h}. \quad (5.18)$$

Приняв $\beta = 0,4$ и перейдя к десятичным логарифмам

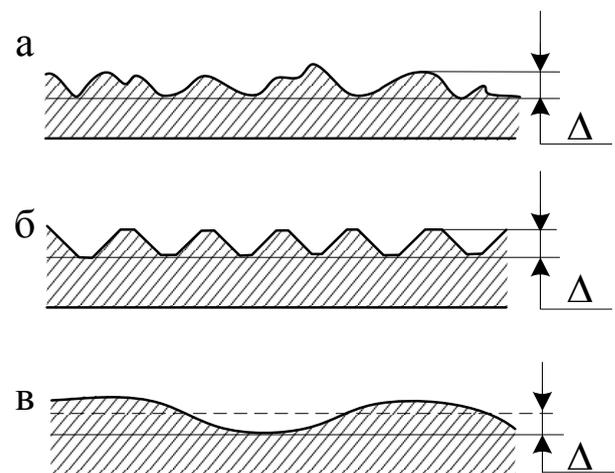
$$u = u_{\max} - 5,75 u_* \lg \frac{r}{h}. \quad (5.19)$$

Основной расчетной формулой для потерь напора по длине при турбулентном режиме является формула Дарси–Вейсбаха.

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.20)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения при турбулентном режиме, установление значения которого, составляет одну из сложнейших проблем механики жидкости, не имеющую до настоящего времени полного теоретического решения.

Согласно закону гидродинамического подобия, коэффициент гидравлического трения при турбулентном режиме, так же как и при ламинарном является функцией основного критерия подобия напорных потоков – числа Рейнольдса. Но, как показали, экспериментальные исследования на потери напора существенное влияние оказывает шероховатость поверхно-



сти, которая оценивается высотой выступов и называется абсолютной шероховатостью Δ (см. рис. 5.5).

Однако дальнейшие исследования показали, что на величину сопротивления существенно влияет характер расположения выступов и их форма. Поэтому ввели понятие о гидравлически эквивалентной шероховатости $\Delta_{\text{э}}$

$$\Delta_{\text{э}} = \varphi \Delta, \quad (5.21)$$

где φ – коэффициент, зависящий от характера расположения выступов и их формы.

В дальнейшем стали использовать понятие относительной шероховатости $\frac{\Delta_{\text{э}}}{d}$.

Когда шероховатость трубы не влияет на ее сопротивление, то есть когда толщина вязкого подслоя у стенки больше абсолютной шероховатости, трубу называют *гидравлически гладкой* и λ является функцией лишь числа Рейнольдса $\lambda = f(\text{Re})$. Относительная шероховатость сказывается лишь на размерах области, в пределах которой труба считается гидравлически гладкой.

Существует ряд эмпирических и полуэмпирических формул, выражающих эту функцию для турбулентного режима в области гидравлически гладких труб.

Это формула Конакова
$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg \text{Re} - 1,5)^2}. \quad (5.22)$$

Формула Прандтля
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (5.23)$$

Формула Блазиуса
$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (5.24)$$

С увеличением числа Re вязкий подслой становится тоньше, неровности начинают «обнажаться», труба становится *гидравлически шероховатой*. В этом случае λ является функцией не только числа Re , но и относительной шероховатости $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta_{\text{э}}}{d}\right)$.

Для шероховатых труб коэффициент гидравлического сопротивления определяется:

по формуле Альтшуля
$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}; \quad (5.25)$$

формуле Кольбрука $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{\text{Re}} \frac{1}{\sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta_{\text{э}}}{3,7 d} \right)$. (5.26)

И, наконец, при больших числах Re , толщина ламинарной пленки очень мала, выступы шероховатости обтекаются турбулентным потоком с вихреобразованием за каждым выступом. Коэффициент гидравлического трения в этом случае не зависит от числа Рейнольдса, а определяется только относительной эквивалентной шероховатостью. Потери напора пропорциональны скорости во второй степени.

Для этих условий коэффициент гидравлического трения определяется:

по формуле Никурадзе $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{r}{\Delta_{\text{э}}} + 1,74$; (5.27)

формуле Шифринсона¹ $\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}$ (5.28)

и другим.

Наиболее полные исследования по определению зависимости коэффициента λ от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости были выполнены Никурадзе.

Никурадзе испытал ряд труб с искусственно созданной шероховатостью на их внутренней поверхности. Шероховатость была получена путем приклейки песчинок определенного размера, полученного просеиванием через сита. Тем самым была получена равномерно распределенная зернистая шероховатость. Испытания были проведены при широком диапазоне относительных шероховатостей $\left(\frac{\Delta_{\text{э}}}{d} = \frac{1}{500} \div \frac{1}{15} \right)$, а также чисел Рейнольдса $\text{Re} = 500 - 10^6$.

¹ Шифринсон Борис Львович (1902 –1949), специалист в области теплофикации и теплоснабжения. Д-р техн. наук. После окончания в 1925 МВТУ возглавлял теплосеть Мосэнерго. В 1930 организовал и возглавил кафедру теплофикации в МЭИ. Осн. науч. тр. связаны с созданием теории и методов расчета теплофикационных систем.

Данные опытов Никурадзе изобразил на графике, где по оси абсцисс откладывались логарифмы величин Re , а по оси ординат – логарифмы 100λ при различных значениях относительных шероховатостей (рис. 5.6).

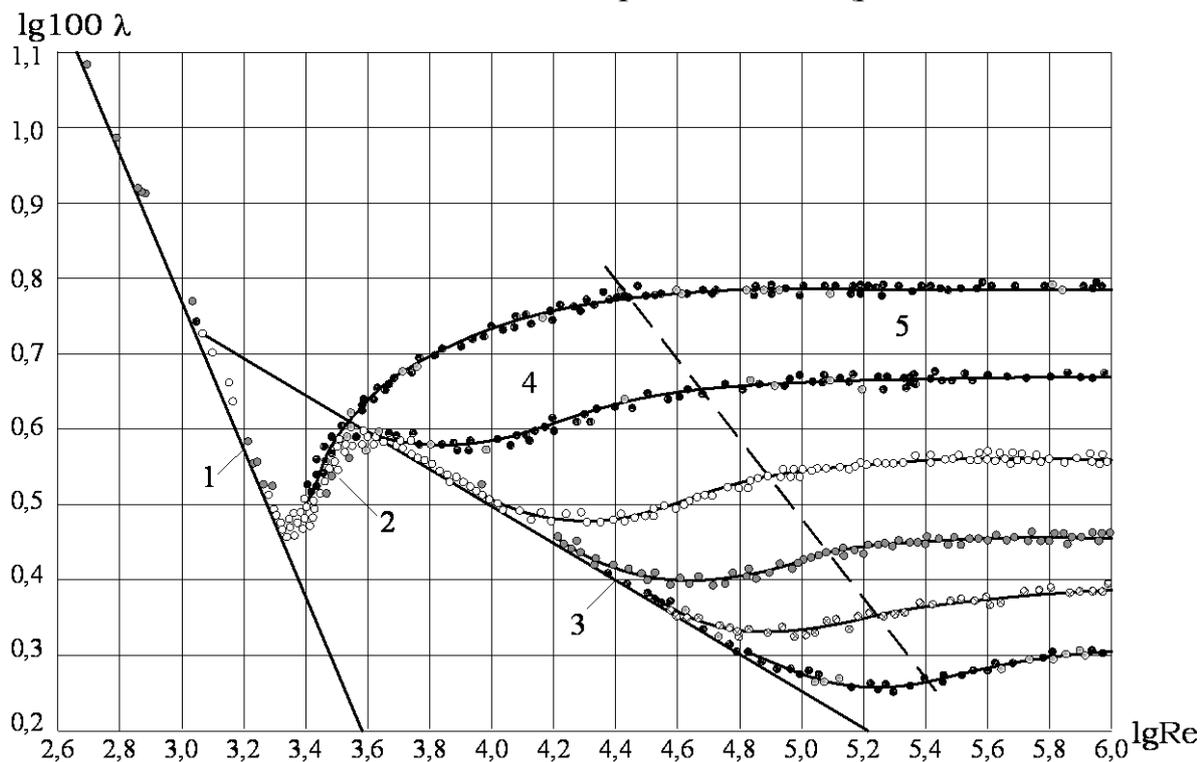


Рис. 5.6 График Никурадзе

При $Re < 2320$ ($lg Re < 3,37$) прямая 1, имеет место ламинарный режим и λ зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от шероховатости стенок.

При $Re \geq 2320 \div 4000$ ($lg Re = 3,37 \div 3,6$) участок 2, наблюдается переход от ламинарного режима к турбулентному. Далее начинается прямая 3, характеризующая зависимость λ от числа Рейнольдса для гидравлически «гладких» труб, у которых величина выступов шероховатостей меньше толщины вязкого подслоя. Далее кривые зависимости λ от Re расходятся. Участки кривых 4 характеризуют собой переход от гидравлически «гладких» труб к гидравлически «шероховатым» трубам 5, то есть в зоне 4–5 коэффициент гидравлического трения λ зависит как от шероховатости, так и от Re .

Последняя область 5 представлена линиями параллельными оси абсцисс, что свидетельствует о том, что здесь коэффициент гидравлического трения зависит только от шероховатости. Эту область обычно называют областью квадратичного сопротивления, так как потери напора по длине пропорциональны квадрату скорости.

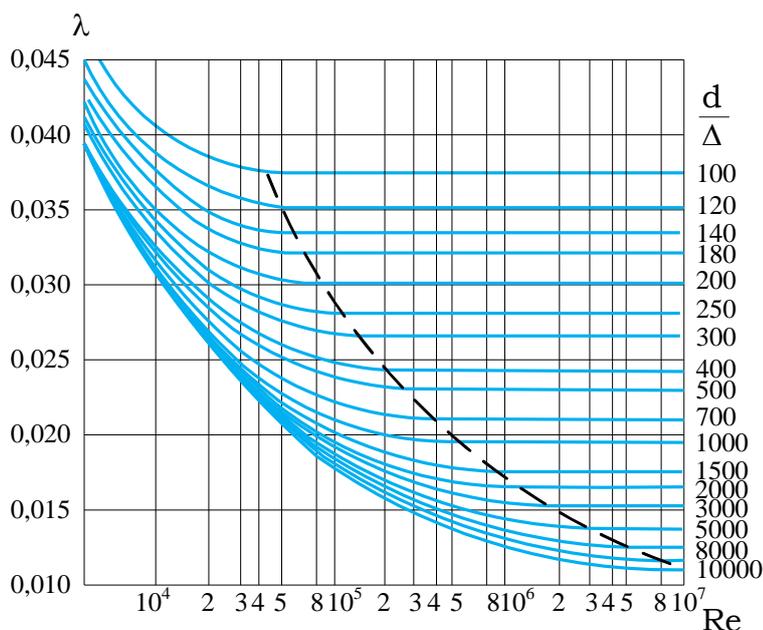


Рис. 5.7. График Мурина

Для труб с естественной шероховатостью закон изменения λ от Re получается несколько иным, без подъема кривых после отклонения их от линии гладких труб. Различие объясняется тем, что в трубах с естественной шероховатостью выступы шероховатости имеют различную высоту и при увеличении числа Рейнольдса начинают выступать за пределы вязкого слоя не одновременно, а при разных Re . Поэтому переход от линии «гладких» труб, к горизонтальным пря-

мым, соответствующим квадратичному закону, происходит более плавно, без провала кривых, что наглядно представлено на графике Г. А. Мурина (рис. 5.7).

5.5 Лабораторная установка

Описание лабораторной установки приведено в подразд. 3.3.

5.6 Порядок выполнения работы

Методика выполнения лабораторной работы приведена в подразд. 3.4.

5.7 Обработка результатов

1. По измеренной температуре воды определить коэффициент кинематической вязкости (cm^2/c)

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2}. \quad (5.29)$$

2. Определить расход воды в трубе (cm^3/c)

$$Q = 1000W/T. \quad (5.30)$$

3. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785d^2$ определить среднюю скорость (cm/c)

$$v = \frac{Q}{0,785 d^2}. \quad (5.31)$$

4. Определить потери напора по длине (см)

$$h_l = \Pi_1 - \Pi_2. \quad (5.32)$$

5. Определить экспериментальное значение коэффициента гидравлического трения

$$\lambda_{\text{э}} = \frac{h_l d 2g}{lv^2}. \quad (5.33)$$

6. Определить число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}. \quad (5.34)$$

7. Ориентируясь на значение числа Рейнольдса вычислить теоретические значения коэффициента гидравлического трения

$$\text{Re} \leq 2300 \quad \lambda_T = \frac{64}{\text{Re}}; \quad (5.35)$$

$$2300 \leq \text{Re} \leq 4000 \quad \lambda_T = 1,47 \cdot 10^{-5} \text{Re}; \quad (5.36)$$

$$\text{Re} > 4000 \quad \lambda_T = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}. \quad (5.37)$$

8. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов занести в табл. 5.1.

Таблица 5.1.

Экспериментальные данные и результаты обработки

№	Π_1 , см	Π_2 , см	h , см	T , с	W , л	Q , см ³ /с	v , см/с
1	2	3	4	5	6	7	8
1							
:							
10							

Окончание табл. 5.1.

h_l , см	Re	lgRe	$\lambda_{\text{э}}$	lg(100 $\lambda_{\text{э}}$)	λ_T	lg(100 λ_T)
------------	----	------	----------------------	-------------------------------	-------------	----------------------

9	10	11	12	13	14	15

9. Построить графики $\lg(100\lambda_{\text{Э}}) = f(\lg \text{Re})$ и $\lg(100\lambda_{\text{T}}) = f(\lg \text{Re})$

5.8 Контрольные вопросы

1. Оказывает ли влияние режим движения жидкости на потери напора по длине?
2. По какому закону изменяются скорости в сечении при ламинарном режиме движения в трубе круглого сечения?
3. По какому закону изменяются касательные напряжения в трубе круглого сечения?
4. Как связаны средняя и максимальная скорости в поперечном сечении круглой трубы при ламинарном режиме движения?
5. Как изменится коэффициент гидравлического трения при увеличении температуры транспортируемой с постоянным расходом жидкости при ламинарном режиме движения?
6. Как изменится коэффициент λ в квадратичной области сопротивления при увеличении температуры?
7. Как сказывается влияние относительной шероховатости в области гидравлически «гладких» труб?
8. Как изменится коэффициент λ с увеличением скорости в переходной области?
9. Во сколько раз изменятся потери напора при ламинарном режиме, если расход увеличится в 2 раза?
10. Во сколько раз изменятся потери напора в области квадратичного сопротивления, если расход уменьшить в два раза?
11. Во сколько раз изменится коэффициент λ в квадратичной области сопротивления при увеличении расхода в два раза?
12. Что такое эквивалентная шероховатость?
13. Почему значение λ , полученное в опытах Мурина, отличается от значений λ в опытах Никурадзе?
14. Как изменится коэффициент λ при увеличении абсолютной шероховатости Δ , если режим движения ламинарный?
15. Как изменится коэффициент λ в области гидравлически «шероховатых» труб при увеличении относительной шероховатости?

6 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6. ИССЛЕДОВАНИЯ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ НАПОРА

6.1 Цель работы

Экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений.

6.2 Теоретические сведения

Местные потери напора – это потери, обусловленные местными гидравлическими сопротивлениями, то есть такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения поперечных размеров или конфигурации происходит деформация потока.

Всякая перестройка структуры потока связана с появлением дополнительных касательных напряжений, причиной которых являются возникающие в потоке дополнительные вихреобразования.

Местные потери энергии имеют ту же физическую природу, что и потери по длине – это результат преобразования части механической энергии в тепловую за счет преодоления касательных напряжений трения.

Основные виды местных потерь напора можно условно подразделить на ряд групп, соответствующих определенным видам местных сопротивлений:

- потери, связанные с изменением поперечного сечения потока (внезапное или плавное расширение и сужение);
- потери, вызванные изменением направления потока (колена, угольники, отводы);
- потери, связанные с протеканием жидкости через арматуру различного типа (краны, вентили, задвижки, заслонки, приемные и обратные клапаны, сетки, фильтры);
- потери, связанные с разделением и слиянием потоков (тройники, крестовины).

Общим для всех видов местных сопротивлений является:

- искривление линий тока;
- изменение площади живого сечения;
- отрыв основной струи от стенок с образованием водоворотных зон;
- повышение пульсации скорости и давления.

Местные потери напора определяются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (6.1)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент местного сопротивления зависит в основном от формы местного сопротивления и его геометрических размеров.

Теоретически достаточно точно коэффициент местного сопротивления при турбулентном режиме движения можно определить для внезапного расширения, когда труба диаметром d_1 переходит в трубу с большим диаметром d_2 ($d_2 > d_1$). Струя, выходящая из первой трубы, на некоторой длине расширяется и в сечении 2–2 заполняет все поперечное сечение второй трубы (рис. 6.1).

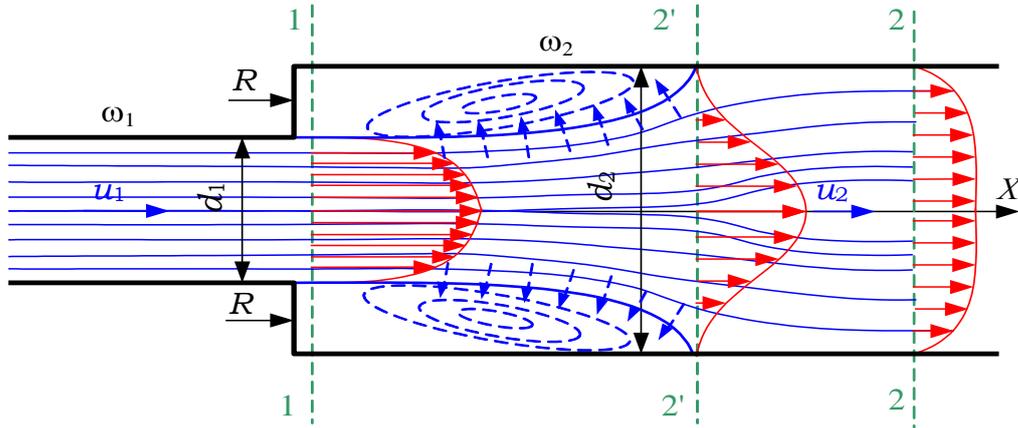


Рис. 6.1. Внезапное расширение потока

Расширение струи сопровождается отрывом ее от стенок и образованием водоворотной зоны, имеющей кольцевую форму. В водоворотной зоне образуются вихри, происходит непрерывный обмен частицами жидкости, между основным потоком и завихренной его частью. Основным вихрь порождает другие, более мелкие вихри, что и является причиной потерь энергии, то есть местных потерь напора $h_{в.р.}$. Обозначим давление, скорость и площадь потока в сечении 1–1 через p_1 , v_1 , ω_1 , а в сечении 2–2 – через p_2 , v_2 , ω_2 (рис. 6.1). Будем считать, что распределение скоростей в сечениях 1–1 и 2–2 равномерное, то есть $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, касательное напряжение на стенке трубы между сечениями равно нулю, давление p_1 в сечении 1–1 действует по всей площади ω_2 .

Запишем для данных сечений уравнение Бернулли, с учетом, что $z_1 = z_2 = 0$

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{в.р.} \quad (6.2)$$

Тогда

$$h_{в.р.} = \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right) + \left(\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \right). \quad (6.3)$$

Согласно закону, изменение количества движения отсека жидкости между

сечениями 1–1 и 2–2 равно импульсу сил действующих на этот отсек. Проекция на ось X изменения количества движения определяется по формуле

$$\Delta(KD)_x = \rho Q(v_2 - v_1) dt. \quad (6.4)$$

Исходя из ранее принятого допущения, на рассматриваемый отсек жидкости действуют только силы гидродинамического давления, проектируемые на ось X

$$(ИС)_x = (\omega_2 p_1 - \omega_2 p_2) dt. \quad (6.5)$$

Приравнивая выражения (6.4) и (6.5) получаем

$$(p_1 - p_2) \omega_2 = \rho Q(v_2 - v_1). \quad (6.6)$$

Разделим левую и правую часть уравнения (6.6) на $\rho g \omega_2$ и учитывая, что $Q/\omega_2 = v_2$, преобразуем его

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{v_2(v_2 - v_1)}{g}. \quad (6.7)$$

Умножив и разделив правую часть уравнения (6.7) на 2, подставим ее в уравнение (6.3)

$$h_{\text{в.р.}} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{2v_2(v_2 - v_1)}{2g}. \quad (6.8)$$

После преобразования окончательно имеем

$$h_{\text{в.р.}} = \frac{(v_2 - v_1)^2}{2g}. \quad (6.9)$$

Формула (6.9) называется формулой Борда¹. Согласно ей потери напора при внезапном расширении равны скоростному напору потерянной скорости, так как разность $(v_2 - v_1)$ называют потерянной скоростью.

Выражение (6.9) можно привести к другому виду. Выразим первую скорость через вторую, используя уравнение расхода

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2; \quad v_1 = \frac{v_2 \omega_2}{\omega_1}. \quad (6.10)$$

¹ Борда Жан Шарль (1733 – 1799) – французский физик и геодезист. Член Парижской академии наук. Служил офицером в армии, затем на флоте. Предложил (1766) особую насадку, названую его именем, для увеличения расхода жидкости, вытекающей из сосуда, при заданном сечении выходного отверстия. Доказал носящую его имя теорему в гидравлике об ударе струи жидкости или газа.

Тогда

$$h_{\text{в.р.}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (6.11)$$

Обозначив

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 = \zeta_{\text{в.р.}}, \quad (6.12)$$

где $\zeta_{\text{в.р.}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления при внезапном расширении потока.

Окончательно получим

$$h_{\text{в.р.}} = \zeta_{\text{в.р.}} \frac{v_2^2}{2g}. \quad (6.13)$$

Формула (6.9) может быть преобразована в отличную от (6.11) зависимость, если выразить вторую скорость через первую

$$h_{\text{в.р.}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g}. \quad (6.14)$$

Обозначив

$$\left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \zeta'_{\text{в.р.}}, \quad (6.15)$$

Окончательно получим

$$h_{\text{в.р.}} = \zeta'_{\text{в.р.}} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (6.16)$$

Рассмотрим внезапное сужение, то есть переход трубы диаметром d_1 в трубу меньшего диаметра d_2 (см. рис. 6.2).

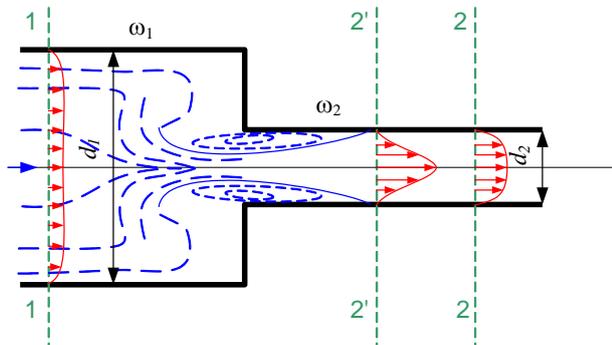


Рис. 6.2. Внезапное сжатие потока

При переходе из трубы большего диаметра происходит сжатие потока до $\omega_{\text{сж}}$, а затем наступает его расширение до ω_2 . Многочисленные исследования показали, потери напора на участке сжатия (от ω_1 до $\omega_{\text{сж}}$) пренебрежимо

малы по сравнению с потерями напора на участке расширения (от $\omega_{сж}$ до ω_2). Поэтому потери напора при входном сужении могут быть найдены по формуле Борда

$$h_{в.с.} = \frac{(v_{в.с.} - v_2)^2}{2g}. \quad (6.17)$$

Из уравнения неразрывности потока определим

$$v_{в.с.} = \frac{\omega_2}{\omega_{в.с.}} v_2. \quad (6.18)$$

Используя понятие коэффициента сжатия струи $\varepsilon = \omega_{в.с.}/\omega_2$, преобразуем выражение (6.17)

$$h_{в.с.} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (6.19)$$

Обозначив

$$\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 = \zeta_{в.с.} \quad (6.20)$$

Окончательно получим

$$h_{в.с.} = \zeta_{в.с.} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (6.21)$$

где $\zeta_{в.с.}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении потока.

Коэффициент сжатия струи ε зависит от степени сжатия потока $n = \omega_2/\omega_1$.

Значение ζ для различных видов местных сопротивлений находят экспериментально и выражают в виде эмпирических формул, графиков или в табличной форме. Причем эти значения приводятся, как правило, для скорости за местным сопротивлением.

Как показали экспериментальные исследования коэффициент местного сопротивления, зависит не только от вида самого местного сопротивления, но и от режима движения жидкости, то есть от числа Рейнольдса. Наибольшие изменения коэффициент ζ от числа Re претерпевает в области ламинарного режима. При малых значениях Re жидкость протекает через местное сопротивление без отрыва, потери напора обусловлены непосредственным действием сил

вязкого трения и пропорциональны скорости в первой степени. Коэффициент местного сопротивления определяется по зависимости

$$\zeta = \frac{A}{Re}, \quad (6.22)$$

где A – коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления и степени стеснения потока.

При турбулентном режиме зависимость ζ от Re настолько незначительна, что ей можно пренебречь и считать ζ зависимым только от характера и конструктивного оформления местного сопротивления.

Потери напора зависят от квадрата скорости, а коэффициент местного сопротивления принимает значение $\zeta_{e.c.}$ коэффициента соответствующего квадратичной области.

Для области между ламинарным режимом и турбулентным режимом, значения коэффициента местного сопротивления можно определять по формуле

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \zeta_{кв}. \quad (6.23)$$

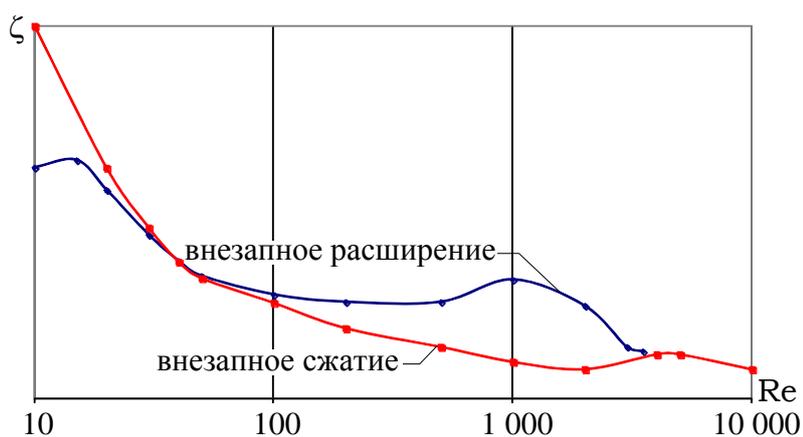


Рис. 6.3. Зависимости коэффициентов местного сопротивления от числа Рейнольдса

При близком расположении местных сопротивлений (менее $20 \div 40$ диаметров) их необходимо рассматривать как единое сложное сопротивление.

Зависимости коэффициентов местного сопротивления внезапного расширения и внезапного сжатия от числа Рейнольдса представлены на рис. 6.3.

6.3 Лабораторная установка

Описание лабораторной установки приведено в подразд. 3.3.

6.4 Порядок выполнения работы

Методика выполнения лабораторной работы приведена в подразд. 3.4.

6.5 Обработка результатов

1. По измеренной температуре воды определить коэффициент кинематической вязкости ($\text{см}^2/\text{с}$)

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2}. \quad (6.24)$$

3. Определить расход воды в трубе ($\text{см}^3/\text{с}$)

$$Q = 1000W/T. \quad (6.25)$$

4. По найденному расходу Q и площади сечения трубы $\omega = 0,785d^2$ определить среднюю скорость для первого ($d = 10$ мм) и второго ($d = 22,4$ мм) участков трубопровода ($\text{см}/\text{с}$)

$$v = \frac{Q}{0,785d^2}. \quad (6.26)$$

5. Определить число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}. \quad (6.27)$$

6. Определить местные потери на внезапное расширение, $g = 980$ $\text{см}/\text{с}^2$

$$h_{\text{в.р.}} = \left(\Pi_2 + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\Pi_3 + \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (6.28)$$

7. Определить коэффициент сопротивления для внезапного расширения

$$\zeta_{\text{в.р.}} = \frac{h_{\text{в.р.}} \cdot 2g}{v_1^2}. \quad (6.29)$$

8. Определить местные потери на внезапное сужение

$$h_{\text{в.с.}} = \left(\Pi_4 + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\Pi_5 + \frac{v_1^2}{2g} \right). \quad (6.30)$$

9. Определить коэффициент сопротивления для внезапного сужения

$$\zeta_{\text{в.с.}} = \frac{h_{\text{в.с.}} \cdot 2g}{v_2^2}. \quad (6.31)$$

10. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов заносятся в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Экспериментальные данные и результаты обработки опытов

№	П ₂ , см	П ₃ , см	П ₄ , см	П ₅ , см	h, см	T, с	W, л
1	2	3	4	5	6	7	8
1							
:							
10							

Окончание табл. 6.1.

Q, см ³ /с	v ₁ , см/с	v ₂ , см/с	Re ₁	lgRe ₁	h _{в.р.} , см	ζ _{в.р.}	Re ₂	lgRe ₂	h _{в.с.} , см	ζ _{в.с.}
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

11. Построить графики $\zeta_{в.р.} = f(\lg Re_1)$; $\zeta_{в.с.} = f(\lg Re_2)$.

6.6 Контрольные вопросы

1. Что называется местным сопротивлением?
2. Перечислите основные виды местных потерь напора.
3. Какова физическая природа местных потерь энергии?
4. Как зависят местные потери напора от скорости при ламинарном режиме?
5. Как зависят местные потери напора от скорости при турбулентном режиме в квадратичной области сопротивления?
6. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ для малых чисел Re при увеличении скорости?
7. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ в квадратичной области сопротивления при увеличении скорости?
8. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ для малых чисел Re при уменьшении скорости?
9. Как изменяется коэффициент местного сопротивления ζ в квадратичной области сопротивления при уменьшении скорости?
10. От чего зависит коэффициент местного сопротивления ζ при ламинарном режиме?
11. От чего зависит коэффициент местного сопротивления ζ в квадратичной области сопротивления?
12. Оказывает ли влияние местное сопротивление на режим движения?

13. Как определить коэффициент местного сопротивления двух колен расположенных на расстоянии $5d$ одно от другого?

7 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ МАЛЫХ ОТВЕРСТИЙ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ И ВНЕШНИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ НАСАДКОВ

7.1 Цель работы

Экспериментальное определение коэффициентов скорости и расхода.

7.2 Теоретические сведения

7.2.1 Истечение жидкости через малое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре.

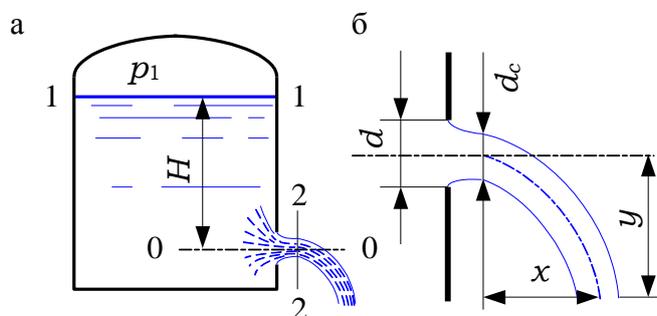


Рис. 7.1. Истечение из малого отверстия в тонкой стенке

Отверстие называется малым, если его вертикальный размер не превышает 0,1 глубины погружения отверстия под уровень сосуда, из которого происходит истечение жидкости.

Стенка считается тонкой, если вытекающая струя соприкасается лишь с внутренней кромкой стенки и не касается боковой поверхности отверстия.

Если в боковой стенке сосуда с жидкостью, на глубине H , под уровнем имеется круглое отверстие диаметром d и площадью ω , то вытекающая струя претерпевает сжатие (рис. 7.1 а, б).

Движение струи в сжатом сечении близко к параллельно-струйному. На некотором расстоянии от отверстия, близком к $d/2$ вытекающая струя получает сжатие поперечного сечения, характеризуемое уменьшением диаметра и сечения струи до величины $\omega_{сж} \approx \varepsilon \omega$, где $\omega_{сж}$ - площадь сечения струи в сжатом сечении (рис. 7.1 б).

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

$$\varepsilon = \frac{\omega_{сж}}{\omega}. \quad (7.1)$$

Значение коэффициента сжатия зависит от характера деформации потока. Если струя имеет равное сжатие по всему периметру, то сжатие называется

полным, в противном случае сжатие называется неполным. Сжатие также может быть совершенным и несовершенным. **Совершенным сжатием называется, такое, при котором ни свободная поверхность, ни близлежащие стенки не влияют на сжатие струи.** Это будет в том случае, если размер отверстия в 3 раза меньше расстояния до ближайшей стенки резервуара или свободной поверхности.

Для определения скорости истечения и расхода вытекающей через отверстие жидкости выберем два сечения (рис. 7.1 а): 1–1 – на уровне свободной поверхности в сосуде и 2–2 – в сжатом сечении струи, где движение вновь становится плавно изменяющимся, и применим к ним уравнение Д. Бернулли для потока, проведя ось сравнения через центр отверстия 0–0.

$$\frac{p_1}{\rho g} + H + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g}, \quad (7.2)$$

где $\zeta \frac{v_2^2}{2g}$ – потеря напора при истечении из отверстия; ζ – коэффициент сопротивления отверстия; p_1 – давление на свободной поверхности; p_2 – давление среды, в которую вытекает струя; v_1, v_2 – скорости движения воды в сечениях 1–1 и 2–2 соответственно.

Обозначим величину $H + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ через H_0 . Эта величина называется напором истечения. Скорость жидкости в поверхностном слое очень мала, поэтому членом $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ можно пренебречь и тогда можно принять

$$H_0 = H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}.$$

Окончательно из уравнения Д. Бернулли получим:

$$H_0 = \frac{v_2^2}{2g} (\alpha + \zeta), \quad (7.3)$$

откуда v_2 , то есть скорость истечения

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} \sqrt{2gH_0}. \quad (7.4)$$

Величина $\frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} = \varphi$, называется коэффициентом скорости:

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (7.5)$$

Для малого круглого отверстия для воды коэффициент скорости составляет $\varphi = 0,97 - 0,98$.

Для определения расхода, вытекающего через отверстие, умножим скорость истечения на площадь сжатого сечения:

$$Q = v \omega_{сж} = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH_0}. \quad (7.6)$$

Обозначив $\varepsilon \cdot \varphi$ через μ , где μ – коэффициент расхода, окончательно получим:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}. \quad (7.7)$$

Значение коэффициента расхода μ зависит от степени сжатия струи. При всестороннем совершенном сжатии $\varepsilon \approx 0,64$, $\mu \approx 0,62$

Увеличение размеров отверстия и напора, при котором происходит истечение, приводит к уменьшению коэффициента расхода μ . Изменение температуры мало влияет на коэффициент расхода для воды.

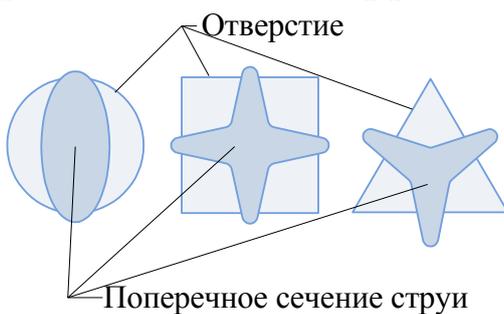


Рис. 7.2. Инверсия струи

В зависимости от формы отверстия, через которое происходит истечение, форма поперечного сечения струи имеет разнообразный вид (рис. 7.2).

Так, например, поперечное сечение струи, вытекающей через квадратное отверстие, имеет вид креста с четырьмя тонкими ребрами, через круглое – эллиптическую форму. Это явление называется инверсией струи.

Форма вытекающей струи в вертикальной плоскости (рис. 7.1 б) определяется уравнениями

$$x = vt; \quad y = \frac{gt^2}{2}, \quad (7.8)$$

где t – время; v – скорость истечения (7.5).

Исключив t , получим уравнение оси струи $x^2 = 4\varphi^2 H_0 y$, то есть уравнение параболы.

7.2.2 Истечение жидкости через насадки

Насадком называется короткая труба, присоединенная к отверстию в тонкой стенке.

Насадки делятся на три основных вида: цилиндрические, конические и коноидальные (рис. 7.3). Цилиндрические насадки – это цилиндрические патрубки

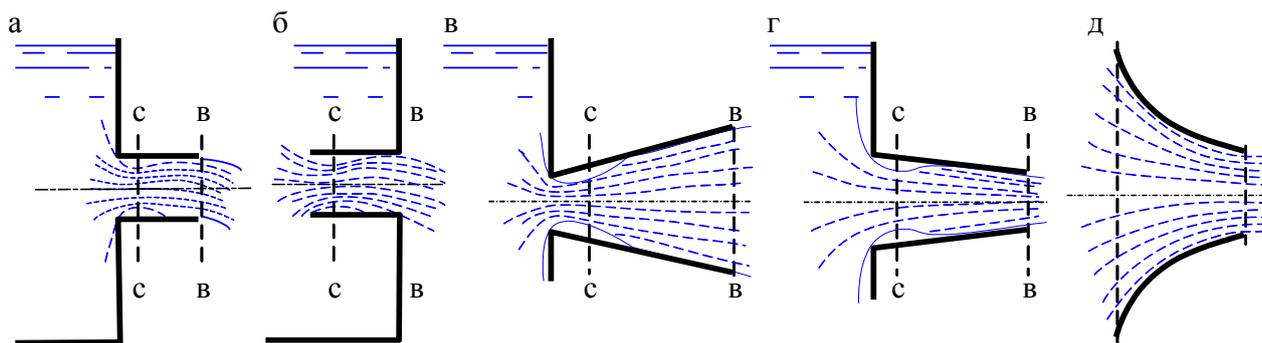


Рис. 7.3. Виды насадков: а – внешний цилиндрический; б – внутренний цилиндрический (Борда); в – конический расходящийся; г – конический сходящийся; д - коноидальный

ки, длиной более трех – четырех диаметров. Они делятся на внешние и внутренние. Конические разделяются на расходящиеся в которых вдоль струи увеличиваются размеры поперечного сечения – диффузоры и сходящиеся, где вдоль струи размеры поперечного сечения уменьшаются – конфузоры.

В насадке поток состоит из двух самостоятельных частей: центральной струи, где частицы жидкости перемещаются только поступательно, и окружающей ее водоворотной зоны, где частицы жидкости совершают вращательное движение (рис. 7.4).

В водоворотной зоне находится жидкость и выделившиеся из нее пары и растворенные газы. Водоворотная зона образуется в результате изгиба линий токов, вызванного условиями входа жидкости в отверстие. Струя заполняет все сечение насадка не сразу, а лишь на некотором расстоянии от входного отверстия. Зажатый в водоворотной зоне воздух довольно быстро увлекается потоком и во входном участке насадка образуется вакуум, величина которого зависит от скорости движения жидкости или по существу от напора. Вследствие разрежения (вакуума) жидкость подсасывается из резервуара: скорость протекания жидкости возрастает в виду увеличения полного напора, слагающегося из напора над центром тяжести входного отверстия и величины вакуума в сжатом сечении. Вакуум в свою очередь несколько расширяет сжатое сечение. Увеличение скорости протекания жидкости через входное отверстие и увеличение площади сжатого сечения вызывает увеличение расхода через насадок по сравнению с истечением через отверстие.

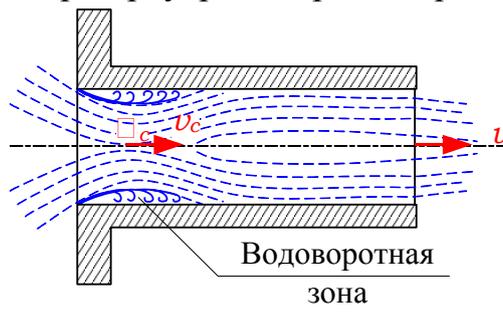


Рис. 7.4. Схема движения потока

При насадках длиной больше $40 - 50 d$ эффект подсосывания не компенсирует возрастающие гидравлические потери по длине насадки и расход жидкости через такой насадок оказывается равным или меньше расхода через отверстие.

Основными параметрами при истечении жидкости через насадки являются скорость и расход и определяются по тем же формулам, что и для отверстий в

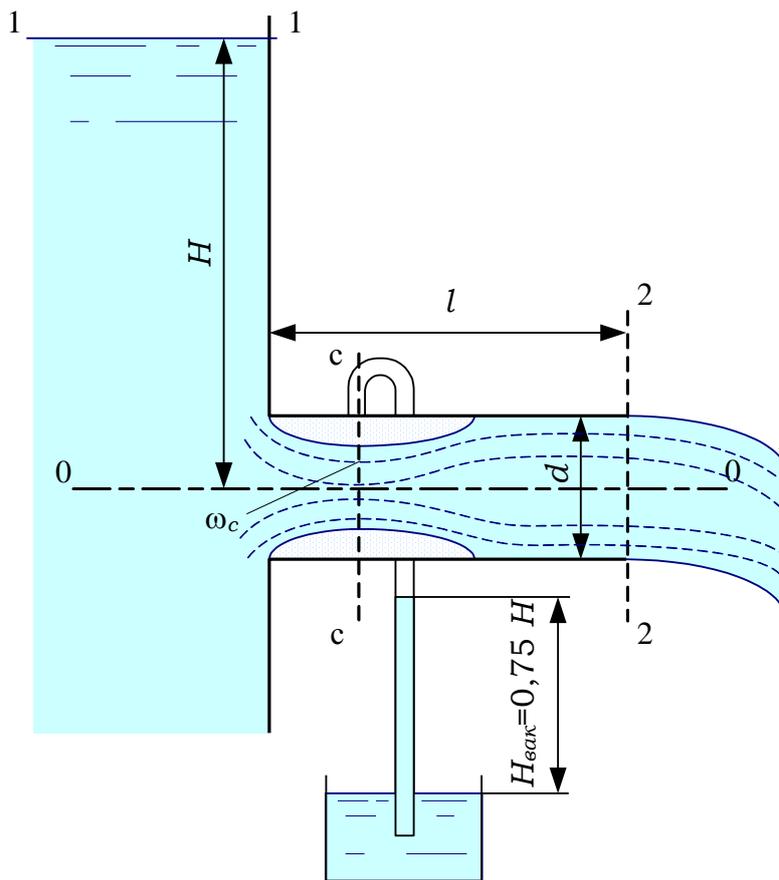


Рис. 7.5. Внешний цилиндрический насадок

тонкой стенке, но со своими величинами коэффициентов скорости φ и расхода μ для каждого типа насадка.

Внешние цилиндрические насадки

На основании уравнения Д. Бернулли для двух сечений (см. рис. 7.5): 1–1 по свободной поверхности в резервуаре и 2–2 по выходному сечению насадка относительно плоскости сравнения 0–0 проходящей через ось насадка получим:

$$H_0 = \frac{v^2}{2g} (\alpha + \sum \zeta), \quad (7.9)$$

где $\sum \zeta$ – сумма всех коэффициентов сопротивления, характеризующих потери напора при протекании жидкости через насадок.

Эти потери складываются из потерь напора на сужение струи до ее сжатого сечения, потерь на расширение струи за сжатым сечением и на трение по длине насадка. Поэтому суммарный коэффициент сопротивления

$$\sum \zeta = \zeta_{bx} + \lambda \frac{l}{d} = 0,5 + \lambda \frac{l}{d}. \quad (7.10)$$

Подставив в уравнение значение, $\sum \zeta$ найдем скорость истечения

$$v = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{l}{d}}} \sqrt{2gH_0} = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (7.11)$$

где φ – коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{l}{d}}}. \quad (7.12)$$

Так как на выходе насадок работает полным сечением, коэффициент сжатия струи ε будет равен единице, а коэффициент расхода $\mu = \varepsilon \varphi = \varphi$.

Расход определяется по формуле

$$Q = v \omega = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH_0} = \mu \omega \sqrt{2gH_0} \quad (7.13)$$

Наибольшими значениями коэффициентов расхода и скорости внешний цилиндрический насадок обладает при длине (3–4) d . В данном случае эти величины равны 0,82. Внешний цилиндрический насадок такой длины называется насадком Вентури. Вакуум в насадке достигает наибольшего значения в сжатом сечении, что можно установить опытом и теоретически. Если к зоне сжатия струи присоединить жидкостный вакуумметр, то жидкость в трубке поднимется на высоту $h_{\text{вак}} \approx 0,75H$ (рис. 7.5).

Для теоретического определения величины вакуума составим уравнение Д. Бернулли для сжатого сечения с–с и выходного 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0 по оси насадка:

$$\frac{p_c}{\rho g} + \frac{v_c^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v_2^2}{2g}. \quad (7.14)$$

После всех преобразований получим:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{p_v}{\rho g} = h_{\text{вак}} = 2\varphi^2 H_0 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \approx 0,75H_0, \quad (7.15)$$

где H_0 – полный напор при истечении.

Однако, как показывают опытные данные, при вакууме более 8,0 м. вод. ст. Начинается засасывание воздуха в насадок через выходное сечение; происходит срыв вакуума за счет частичного или полного отрыва струи жидкости от внутренней стенки насадка. Действующий напор понижается, уменьшается коэффициент расхода μ , а следовательно, и пропускаемый расход. Насадок начинает работать как простое отверстие. Цилиндрические насадки широко применяются на практике. Как насадки такого типа работают выпуски воды в плотинах, трубы под насыпями и т.д.

Конические расходящиеся насадки

В конических расходящихся насадках, в области сжатого сечения создается вакуум большей величины, но величина вакуума зависит от угла конусности. При большом угле конусности возможен отрыв струи от стенок насадка, и следовательно, срыв вакуума. Опытами установлено, что оптимальный угол ко-

нустности составляет $5-7^{\circ}$, коэффициент расхода μ и скорости φ равны $\mu = \varphi = 0,5$.

Конически расходящиеся насадки за счет расширения потока отличаются от всех других видов насадков значительно большими потерями напора, малыми скоростями выхода. Следовательно, отличительными особенностями их являются: значительный вакуум, большая пропускная способность (большой расход Q) при относительно малых выходных скоростях. Используют эти насадки в водоструйных и пароструйных насосах (эжектор и инжектор), гидроэлеваторах огнетушителях и т.п.

Конические сходящиеся насадки

Конические сходящиеся насадки имеют форму конуса сходящегося по направлению к выходному сечению. Для этих насадков коэффициенты μ и φ не равны между собой и зависят от угла конусности насадка. Наибольшее значение коэффициента расхода $\mu = 0,946$ соответствует углу конусности $\theta = 13^{\circ}24'$.

Коэффициент скорости φ по мере возрастания угла конусности непрерывно возрастает от 0,829 до 0,984. При угле конусности $13-14^{\circ}$ потери напора на расширение исчезают, так как сжатое сечение приближается по величине к выходному. Вакуума нет, так как скорость струи в сжатом сечении не больше выходной скорости. Основное назначение этих насадков – увеличивать скорость выхода жидкости, то есть создавать струю, обладающую большой удельной кинетической энергией. Струя, выходящая из насадка, отличается компактностью и способностью на длительном расстоянии сохранять свою форму, не распадаясь. Поэтому их применяют в качестве сопел гидромониторов, наконечников пожарных брандспойтов и т.п.

Коноидальные насадки

Коноидальный насадок очерчивается по форме вытекающей струи. Его входной участок выполняется по сложной поверхности двойкой кривизны, а выходной – имеет цилиндрическую форму. Коэффициенты расхода μ и скорости φ равны между собой и находятся в зависимости от напора и качества обработки внутренней поверхности насадка в интервале 0,97–0,99.

7.3 Лабораторная установка

Экспериментальная установка, показанная на рис. 7.6, состоит из напорного бака 1 и мерного резервуара 2. В боковой стенке напорного бака имеется малое отверстие 3. Напор истечения измеряется по пьезометру 4. Количество воды, поступающей в бак, определяется по водомерной трубке 5. Координаты оси струи 6 измеряются: по горизонтали – с помощью шкалы 7; по вертикали – с помощью шкалы 8. Время фиксируется секундомером 9. Температура воды определяется с помощью ртутного термометра 10.

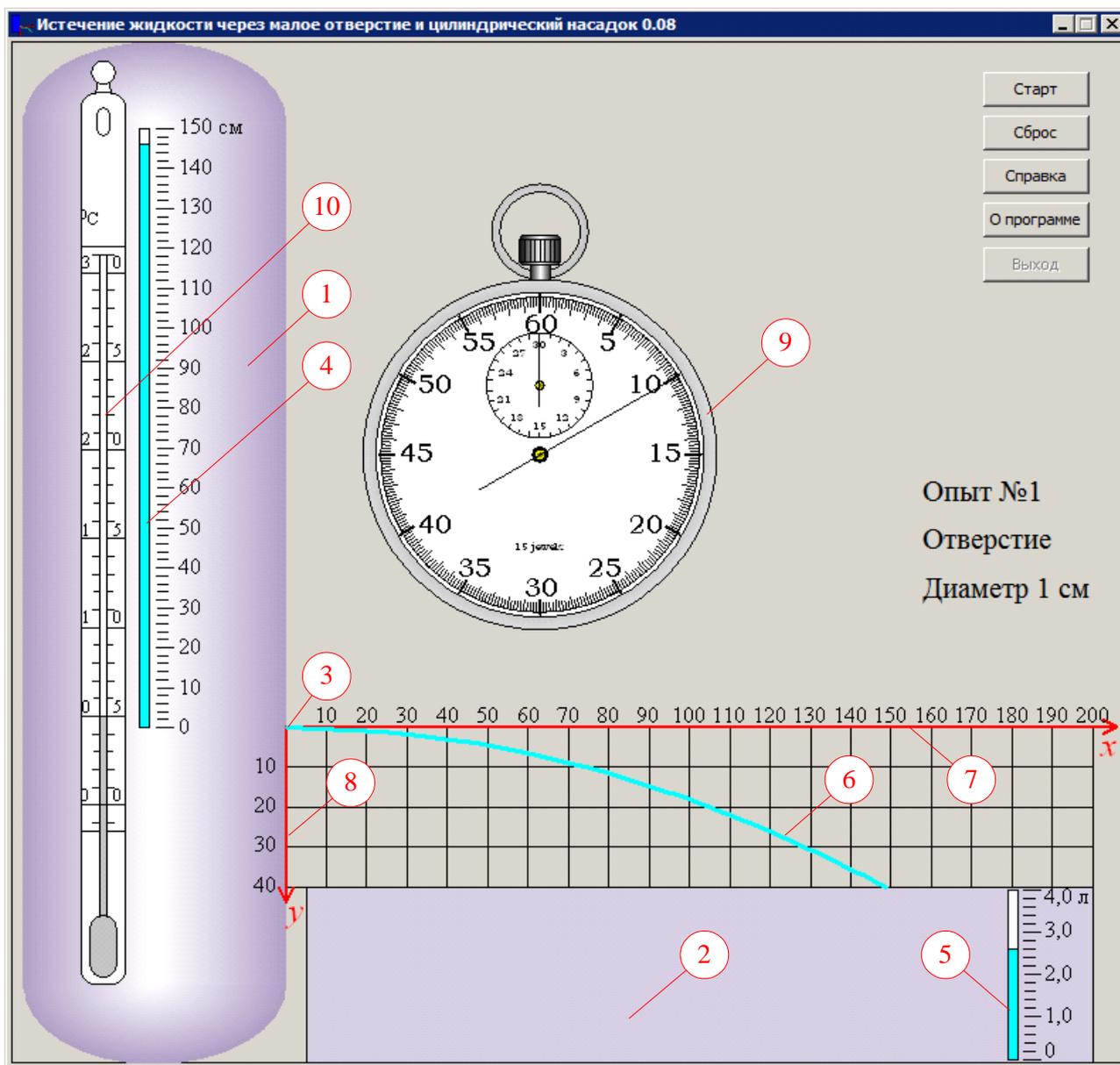


Рис. 7.6. Компьютерная модель лабораторной установки

7.4 Порядок выполнения работы

1. С помощью проводника или любого другого файлового менеджера запускается на выполнение файл outflow.exe.
2. В появившемся окне (рис. 7.6) нажать кнопку «Старт».
3. Программа устанавливает случайную величину напора перед отверстием. Появляется струя 6, координаты которой зависят от напора перед отверстием. Начинает наполняться мерный бак 2 (увеличивается уровень воды в водомерной трубке бака 5). С нажатием кнопки «Старт» запускается секундомер 9.
4. Измерить температуру воды t ($^{\circ}\text{C}$).
5. Записать показания пьезометра 4, H (см).
6. Произвести измерение координат оси струи.

7. По прошествии 10 секунд записать значение объема мерного бака 5 и показание секундомера 9.

8. Провести 5 опытов для малого круглого отверстия (повторить п.п. 2–7).

9. Провести 5 опытов для внешнего цилиндрического насадка (повторить п.п. 2–7).

7.5 Обработка результатов

1. Определить расход истечения жидкости, $\text{см}^3/\text{с}$

$$Q = \frac{1000 W}{T}, \quad (7.16)$$

где W – объем воды в мерном резервуаре, л; T – время проведения опыта, с.

2. Вычислить коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{H}y}, \quad (7.17)$$

где x, y – координаты оси струи, см; H – напор истечения, см.

3. Найти площадь отверстия, см^2

$$\omega = 0,785 d^2, \quad (7.18)$$

где d – диаметр малого отверстия или внешнего цилиндрического насадка, см.

4. Определить значение коэффициента расхода

$$\mu = \frac{Q}{\omega\sqrt{2gH}}, \quad (7.19)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 980 \text{ см}/\text{с}^2$.

5. Найти значение коэффициента сжатия

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\varphi}. \quad (7.20)$$

6. По измеренной температуре воды t определить величину коэффициента кинематической вязкости ($\text{см}^2/\text{с}$)

$$\nu = \frac{0,01775}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2}. \quad (7.21)$$

7. Определить значение скорости

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (7.22)$$

8. Вычислить число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}. \quad (7.23)$$

9. Экспериментальные данные и результаты обработки опытов занести в табл. 7.1.

10. Построить графики зависимости коэффициентов скорости, расхода и сжатия от десятичного логарифма числа Рейнольдса для малого отверстия в тонкой стенке и внешнего цилиндрического насадка.

Таблица 7.1

Экспериментальные данные и результаты обработки опытов

№	H, см	W, л	T, с	x, см	y, см	Q, см ³ /с	φ	μ	ε	v, см/с	Re	lgRe
Малое отверстие												
1												
:												
5												
Внешний цилиндрический насадок												
1												
:												
5												

7.6 Контрольные вопросы

1. Что называется малым отверстием?
2. Как изменяется коэффициент расхода при увеличении числа Рейнольдса?
3. Как зависит коэффициент скорости от числа Рейнольдса?
4. Как изменяется скорость истечения при увеличении температуры воды?
5. В чем состоит отличие полного сжатия от неполного?
6. Что такое совершенное и несовершенное сжатие?
7. Почему при истечении из отверстия происходит сжатие струи?
8. В каком случае расход истечения больше при совершенном сжатии или несовершенном и почему?
9. Что такое инверсия струи? Причина возникновения явления.
10. Как изменяется коэффициент расхода в квадратичной области при увеличении напора истечения?
11. Как изменяется коэффициент расхода в квадратичной области при увеличении температуры воды?
12. Чему равно произведение коэффициента скорости на коэффициент сжатия струи?

13. Что называется насадком? Классификация насадков.
14. Почему происходит увеличение пропускной способности цилиндрического насадка по сравнению с отверстием такого же диаметра?
15. За счет чего пропускная способность конического расходящегося насадка больше цилиндрического?
16. Почему минимальная длина насадка ограничена 3,5 диаметра?
17. Как определить предельную величину вакуума в сжатом сечении?
18. Почему ограничивается напор истечения через насадки?
19. Как определить предельную длину насадка?

8 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ ИЗ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ РЕЗЕРВУАРОВ

8.1 Цель работы

Экспериментальное определение времени опорожнения бака при переменном напоре и заданном коэффициенте расхода.

8.2 Теоретические сведения

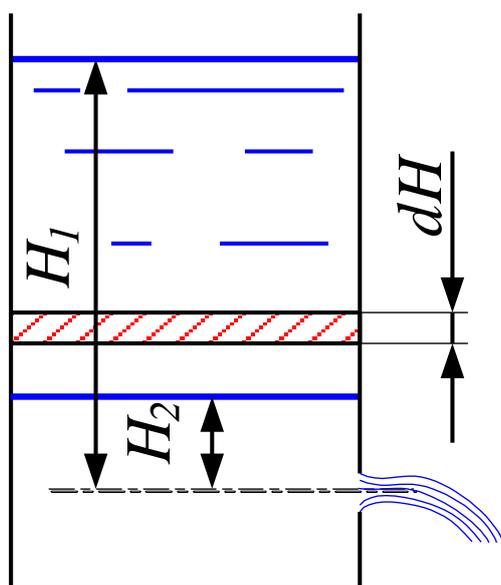


Рис. 8.1. Истечение жидкости с переменным напором

Объем жидкости вытекший из резервуара за время dt равен

$$dW = Q dt. \quad (8.1)$$

В случае если площадь поперечного сечения резервуара Ω постоянна и приток жидкости в резервуар отсутствует (см. рис. 8.1), уменьшение объема жидкости определяется по формуле

$$dW = \Omega dH. \quad (8.2)$$

Приравнивая правые части выражений (8.1) и (8.2) и подставляя вместо Q выражение для определения расхода, вытекающего из отверстия, получаем

$$-\Omega dH = \omega \mu \sqrt{2gH} dt. \quad (8.3)$$

Знак минус в данном выражении указывает на то, что напор уменьшается. Выражение (8.3) можно записать в виде

$$dt = -\frac{\Omega}{\omega \mu \sqrt{2g}} \frac{dH}{\sqrt{H}}. \quad (8.4)$$

Коэффициент расхода μ зависит от числа Рейнольдса. Поэтому при изменении напора истечения его величина в общем случае должна изменяться. Однако экспериментально доказано, что величину коэффициента расхода можно считать постоянной на всем протяжении истечения. Следовательно

$$t = -\frac{2\Omega}{\omega\mu\sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{\sqrt{H}}. \quad (8.5)$$

Проинтегрировав (8.5) находим время опорожнения резервуара при понижении уровня от H_1 до H_2 :

$$t = \frac{2\Omega}{\omega\mu\sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \quad (8.6)$$

В случае полного опорожнения резервуара ($H_2=0$)

$$t = \frac{2\Omega\sqrt{H}}{\omega\mu\sqrt{2g}} = \frac{2\Omega\sqrt{H}\sqrt{H}}{\omega\mu\sqrt{2g}H} = \frac{2W}{Q}. \quad (8.7)$$

Время полного опорожнения резервуара в два раза больше, времени, которое необходимо для истечения жидкости в объеме W при постоянном напоре H .

8.3 Лабораторная установка

Экспериментальная установка, показанная на рис. 8.2, состоит из напорного бака 1. В боковой стенке напорного бака имеется малое отверстие 2, из которого происходит истечение струи 3. Напор истечения измеряется по пьезометру 4. Время фиксируется секундомером 5.

8.4 Порядок выполнения работы

1. С помощью проводника или любого другого файлового менеджера запускается на выполнение файл **outflow2.exe**.
2. Записать показания пьезометра 4, H_1 (см), диаметр отверстия d (см) и площадь горизонтального сечения бака Ω (см²).
3. Нажать кнопку «Старт». Появляется струя 3, координаты которой изменяются по мере истечения. С нажатием кнопки «Старт» запускается секундомер 5.
4. По прошествии примерно 30 секунд нажать кнопку «Стоп». Записать показания пьезометра 4, H_2 (см) и время по секундомеру 5, t (с).

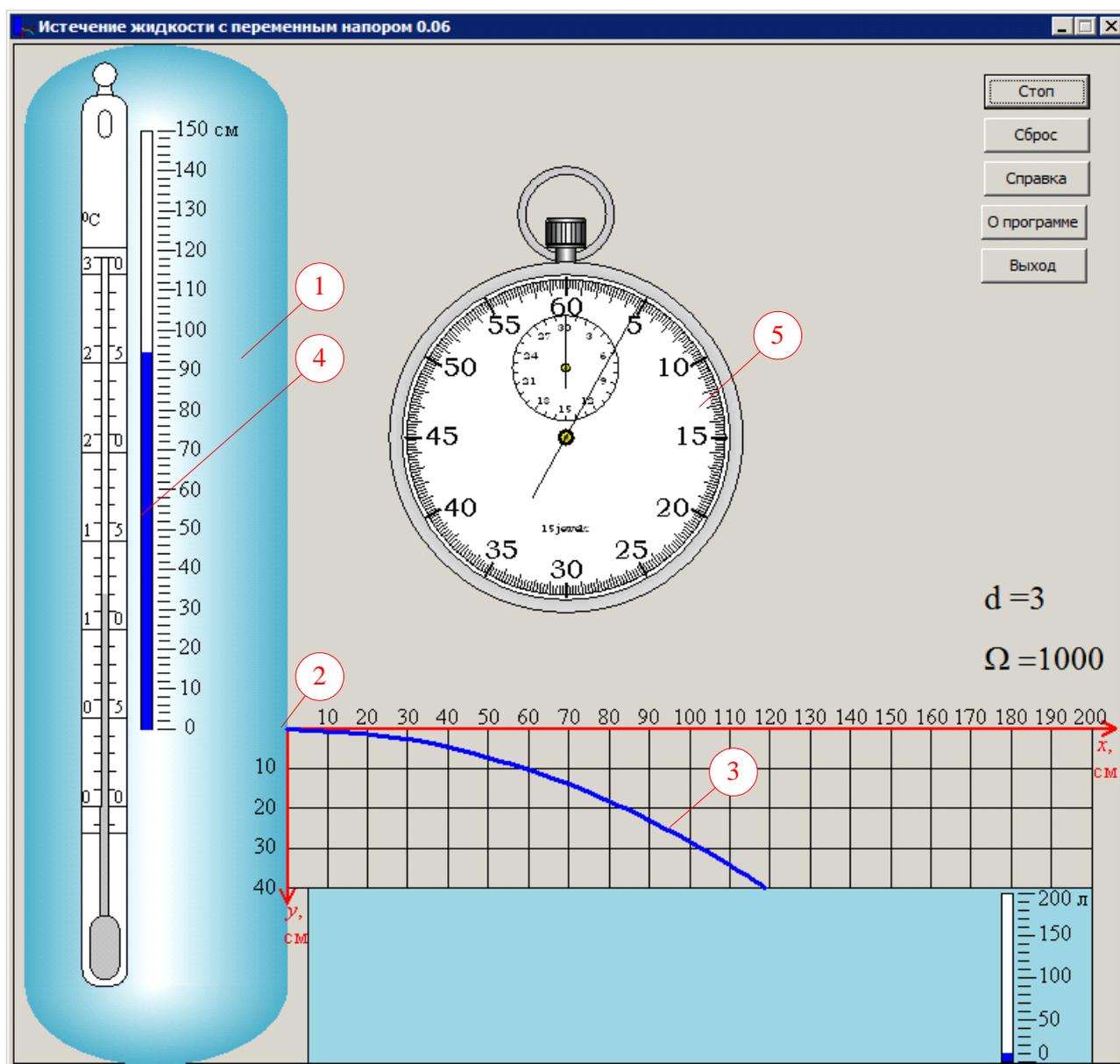


Рис. 8.2. Компьютерная модель лабораторной установки

8.5 Обработка результатов

1. Вычислить по формуле (8.5) время опорожнения бака при понижении уровня от H_1 до H_2 .
2. Сравнить рассчитанное значение времени с временем измеренным по секундомеру.
3. Сделать вывод.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Соотношения единиц давления

Един. изм.	бар	Па	кгс/см ²	атм.	мм рт.ст.	м вод.ст.
1 бар	1	100000	1,019716	0,986923	750,062	10,19716
1 Па	0,00001	1	0,000010197	0,000009869	0,00750062	0,001019716
1 кПа	0,01	1000	0,01019716	0,00986923	7,50062	0,1019716
1 МПа	10	1000000	10,19716	9,86923	7500,62	101,9716
1 кгс/см ²	0,980665	98066,5	1	0,967841	735,559	10
1 атм.	1,01325	101325	1,033227	1	760	10,33227
1 мм рт.ст.	0,001333224	133,3224	0,00135951	0,001315789	1	0,01360
1 м вод.ст.	0,0980665	9806,65	0,1	0,0967841	73,556	1

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Метрологические классы счетчиков (по классификации ИСО)

Класс	Характеристика	Номинальный расход, м ³ /ч	
		менее 15	более 15
А	$Q_{\text{мин}}/Q_{\text{ном}}$	0,040	0,080
	$Q_{\text{п}}/Q_{\text{ном}}$	0,100	0,300
В	$Q_{\text{мин}}/Q_{\text{ном}}$	0,020	0,030
	$Q_{\text{п}}/Q_{\text{ном}}$	0,080	0,200
С	$Q_{\text{мин}}/Q_{\text{ном}}$	0,010	0,005
	$Q_{\text{п}}/Q_{\text{ном}}$	0,015	0,015

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Технические характеристики скоростного счетчика

Номинальный расход, Q_n , м ³ /ч	1,5	
Максимальный расход, Q_{max} , м ³ /ч	3	
Переходный расход, Q_{trenn} , м ³ /ч	0,12	
Минимальный расход, Q_{min} , м ³ /ч	0,03	
Допустимая погрешность в диапазоне $Q_{\text{min}} - Q_{\text{trenn}}$	±5 %	
Допустимая погрешность в диапазоне $Q_{\text{trenn}} - Q_{\text{max}}$	±2 %	
Порог чувствительности, л/ч	в горизонтальном положении	10-11
	в вертикальном положении	20-22

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов. 5-е изд., репринтное. – М.: ООО «БАСТЕТ», 2008. – 672 с.: ил.
2. Лапшев Н.Н. Основы гидравлики и теплотехники : учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / Н. Н. Лапшев, Ю. Н. Леонтьева. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 400 с.
3. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. – М.: Колос, 2006, – 656 с. ил..
4. Угинчус А. А. Гидравлика / А.А. Угинчус, Е.А. Чугаева. – Л.: Стройиздат, 1971. – 350 с.
5. Лобачев П. В. Измерение расхода жидкостей и газов в системах водоснабжения и канализации / П. В. Лобачев, Ф. А. Шевелев. 2-е изд., перераб. и доп. – М: Стройиздат, 1985. – 424 с., ил

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1. ПОВЕРКА МАНОМЕТРА	4
1.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ	4
1.2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	4
1.2.1. Общие сведения.....	4
1.2.2 Классификация приборов для измерения давления	4
1.2.3 Жидкостные приборы для измерения давления	6
1.2.4 Механические приборы для измерения давления	7
1.2.5 Измерительные преобразователи давления.....	10
1.3 ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА	13
1.4 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОТЫ	14
1.5 ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	14
1.6 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	15
2 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2. РАСХОДОМЕРЫ.....	16
2.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ	16
2.2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	16
2.2.1 Общие сведения.....	16
2.2.2 Скоростные счетчики.....	17
2.2.3 Турбинные счетчики воды	20
2.2.4 Расходомеры переменного перепада давления	21
2.2.5 Расходомеры постоянного перепада давления	26
2.2.6 Электромагнитные расходомеры.....	29
2.2.7 Ультразвуковые расходомеры	30
2.3 ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА	33

2.4	ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОТЫ	33
2.5	ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	34
2.6	КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	35
3	ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ	37
3.1	ЦЕЛЬ РАБОТЫ	37
3.2	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	37
3.3	ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА	42
3.4	ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОТЫ	43
3.5	ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	43
3.6	КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	44
4	ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. ДВА РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ.....	45
4.1	ЦЕЛЬ РАБОТЫ	45
4.2	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	45
4.3	ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА.....	49
4.4	ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОТЫ	49
4.5	ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	49
4.6	КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	50
5	ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ.....	50
5.1	ЦЕЛЬ РАБОТЫ	50
5.2	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	50
5.3	ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ ПРИ ЛАМИНАРНОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ	51
5.4	ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ ВОДЫ	54
5.5	ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА.....	61
5.6	ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ	61
5.7	ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	61
5.8	КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	63
6	ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6. ИССЛЕДОВАНИЯ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ НАПОРА.....	64
6.1	ЦЕЛЬ РАБОТЫ	64
6.2	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	64
6.3	ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА.....	69
6.4	ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОТЫ	69
6.5	ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	70
6.6	КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	71
7	ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ МАЛЫХ ОТВЕРСТИЙ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ И ВНЕШНИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ НАСАДКОВ.....	72

7.1	ЦЕЛЬ РАБОТЫ	72
7.2	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	72
7.2.1	Истечение жидкости через малое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре.....	72
7.2.2	Истечение жидкости через насадки	74
7.3	ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА.....	78
7.4	ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ	79
7.5	ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	80
7.6	КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	81
8	ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ ИЗ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ РЕЗЕРВУАРОВ.....	82
8.1	ЦЕЛЬ РАБОТЫ	82
8.2	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	82
8.3	ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА.....	83
8.4	ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ	84
8.5	ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.....	85