

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**

**НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФГАОУ ВО
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Д.Л. Карелин, А.В. Болдырев

ГИДРАВЛИКА

Учебно-методическое пособие
по дисциплине «Механика жидкости и газа» для студентов по направлению
подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», по
дисциплине «Гидравлика» для студентов по направлению подготовки
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Набережные Челны, 2017

Учебно-методическое пособие по дисциплине «Механика жидкости и газа» для студентов по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», по дисциплине «Гидравлика» для студентов по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» / Д.Л. Карелин, А.В. Болдырев. – Набережные Челны: Изд-во Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», 2017. – 80 с.

Настоящий лабораторный практикум предназначен для студентов по направлениям подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» при выполнении ими лабораторных работ по дисциплинам «Механика жидкости и газа» и «Гидравлика» соответственно. Цель практикума – закрепить и расширить знания студентов по таким вопросам как: определение формы свободной поверхности, режимы движения жидкости, исследование потока жидкости в канале переменного сечения, тарировка сужающихся расходомеров, истечение жидкости из отверстий и насадков, определение коэффициента гидравлического трения, определение коэффициентов потерь в местных гидравлических сопротивлениях, гидравлический удар в трубопроводе, силовое взаимодействие потока жидкости и твердой преграды.

Ил. 32. Табл. 12. Библиогр.: 4 назв.

Рецензент: доцент кафедры «Физика» Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»: к. ф.-м. н., доцент Ч.С. Страшинский.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФОРМЫ СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЖИДКОСТИ В РАВНОМЕРНО ВРАЩАЮЩЕМСЯ ВОКРУГ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ СОСУДЕ

Цель работы:

- 1) Определение формы свободной поверхности жидкости в цилиндрическом сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью.
- 2) Сопоставление результатов измерений с теоретическими расчетами.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Массовые (объемные) силы – это силы, действующие по всему объему жидкости, для однородной жидкости они пропорциональны ее объему, а для неоднородной массе объема жидкости. К ним относятся сила тяжести и сила инерции переносного движения, действующая на жидкость при относительном ее покое в ускоренно движущихся сосудах или при относительном движении жидкости в руслах, перемещающихся с ускорением.

Поверхностные силы – это силы непрерывно действующие по всей поверхности объема жидкости и при равномерном их распределении пропорциональны площади поверхности.

Единичная массовая сила – это массовая сила, отнесенная к единице массы и численно равная соответствующему ускорению.

Единичная поверхностная сила – это поверхностная сила, отнесенная к единице массы и называется **напряжением поверхностной силы**, его можно разложить на **нормальную** составляющую (p) и составляющую направленную по **касательной** (τ) (см. рис. 1.1).

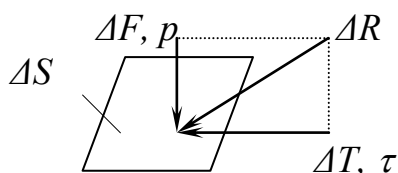


Рисунок 1.1 – Разложение единичной поверхностной силы

Давление или **гидромеханическое давление** (в случае покоя – **гидростатическое давление**) – это **нормальное напряжение** (p), равное пределу (1), к которому стремится отношение силы давления ΔF к площади

ΔS , на которую она действует, при уменьшении ΔS до нуля, т.е. при стягивании ее в точку.

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S} \quad (1.1)$$

Касательное напряжение (τ) - равно пределу, к которому стремится отношение силы трения ΔT к площади ΔS , на которую она действует, при уменьшении ΔS до нуля, т.е. при стягивании ее в точку.

$$\tau = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta S} \quad (1.2)$$

Поверхность равного давления или **поверхность уровня** – это геометрическое место точек, где гидростатическое давление имеет одно и то же численное значение.

Свободная поверхность жидкости – это поверхность раздела между жидкостью и газом (в частном случае может совпадать с поверхностью равного давления).

Внешняя поверхность жидкости – это не только поверхность раздела жидкости с твердыми и газообразными телами, но и поверхность объема жидкости, мысленно выделяемого из общего объема жидкости.

Сила трения в движущейся жидкости определяется согласно гипотезе Ньютона:

$$\Delta T = \mu \cdot \Delta S \cdot \frac{d\vartheta}{dh} , \quad (1.3)$$

где μ – это динамический коэффициент вязкости жидкости, Па · с;

ΔS – это площадь трения, м²;

$d\vartheta$ – приращение скорости, м/с;

dh – приращение расстояния между слоями трения, м;

$\frac{d\vartheta}{dh}$ – градиент скорости движения жидкости в направлении, перпендикулярном движению жидкости.

При вращении сосуда с жидкостью с постоянной угловой скоростью вокруг вертикальной оси, в сосуде устанавливается состояние относительного равновесия (покоя) жидкости, т.е. такое состояние, при котором частицы жидкости не перемещаются относительно друг друга и самого сосуда, то есть жидкость и сосуд движутся как одно целое.

Законы относительного равновесия жидкости находят широкое применение в различных областях техники – в металлургии (центробежное литье), в измерительной технике (жидкостные тахометры) и др.

При исследовании относительного равновесия жидкости наряду с установлением закона распределения давления в ней практический интерес

представляет определение формы *свободной поверхности* и *поверхности равного давления*.

Дифференциальное уравнение поверхности равного давления (уравнение Эйлера) имеет вид:

$$(Xdx + Ydy + Zdz) \cdot \rho = dp, \quad (1.4)$$

при $p = \text{const}$, приращение гидростатического давления $dp = 0$ отсюда следует:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0, \quad (1.5)$$

где X, Y, Z – проекции ускорений массовых сил на соответствующие координатные оси;

dx, dy, dz – проекции приращения (изменение) координат точек.

В случае относительного равновесия жидкости в цилиндрическом сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью, на каждую частицу жидкости действуют две массовые силы: **сила тяжести** и **центробежная сила** инерции (см. рис. 1.2).

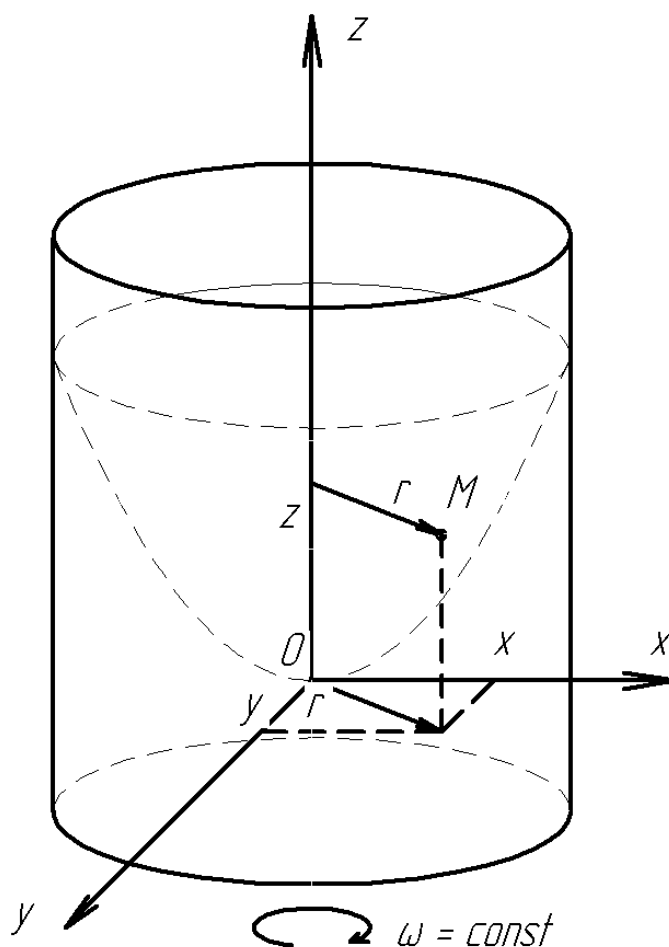


Рисунок 1.2 – Равномерно вращающийся сосуд с жидкостью

Рассмотрим в качестве поверхности равного давления свободную поверхность жидкости, в любой точке которой давление равно атмосферному. Проведем систему координат, вращающуюся вместе с сосудом, через вершину свободной поверхности жидкости.

При таком расположении осей проекции ускорений массовых сил, действующих, например, на частицу жидкости М, равны:

$$X = \omega^2 \cdot x; \quad Y = \omega^2 \cdot y \quad Z = -g, \quad (1.6)$$

где X, Y – проекции радиуса вращения точки М на координатные оси; ω – угловая скорость вращения, с^{-1} .

Подставив найденные проекции ускорений массовых сил (1.6) в уравнение (1.5) и проинтегрировав его, получим:

$$z = \frac{\omega^2}{2g} \cdot (x^2 + y^2) = \frac{\omega^2 \cdot r^2}{2g} \quad (1.7)$$

Выражение (1.7) есть уравнение параболоида вращения, форма которого не зависит от рода налитой в сосуд жидкости, ни от формы сосуда.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Установка для изучения относительного покоя жидкости во вращающемся сосуде типа ГВ2 (см. рис. 1.3) содержит сосуд 1 с жидкостью, червячный редуктор 2, электродвигатель 3 и устройства измерения ординаты кривой свободной поверхности жидкости, состоящего из измерительной иглы 4, кареток 5 и 6 ее вертикального и горизонтального перемещения.

Цилиндрический сосуд заполнен на 0,6 своей высоты трансформаторным маслом и приводится во вращение электродвигателем 3 через червячный редуктор 4 (передаточное число редуктора $i=14$). При равномерном вращении сосуда вокруг вертикальной оси свободная поверхность жидкости в сосуде принимает форму параболоида вращения.

Работа на установке заключается в экспериментальном измерении координат точек на свободной поверхности жидкости в диаметральной плоскости сосуда с последующим сопоставлением их с величинами, найденными из уравнения (1.7).

Отсчет перемещений регистрируется по шкалам. При вращении рукоятки 6 каретка с измерительной иглой перемещается в горизонтальном направлении. Вертикальное перемещение измерительной иглы осуществляется при вращении рукоятки 7. На поверхности измерительной иглы нанесена шкала, по которой регистрируют вертикальные координаты свободной поверхности жидкости. Точность отсчета вертикальных перемещений должна быть не менее 0,5 мм.

Для расширения методических возможностей конструкция установки предусматривает регулирование частоты вращения сосуда с жидкостью в пределах 10...15 рад/с и, как следствие, получение семейства параболических кривых свободной поверхности жидкости.

Измерение частоты вращения производится при помощи электронного тахометра.

На передней панели установки расположены:

- тумблер, осуществляющий включение-выключение электропривода установки;
- регулятор для изменения частоты вращения сосуда с жидкостью.

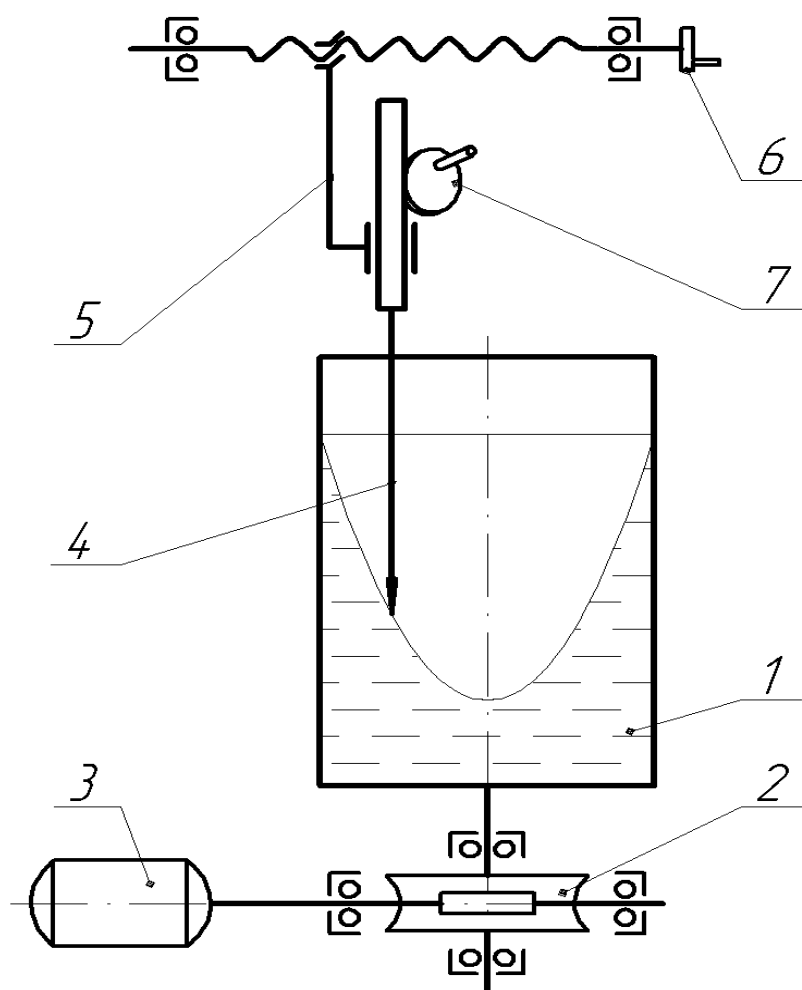


Рисунок 1.3 – Экспериментальная установка

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1) Включением электродвигателя в сеть сосуд с жидкостью приводится во вращение.

2) Ожидаем некоторое время, пока жидкость в сосуде не придет в состояние относительного равновесия, о чем свидетельствует стабилизация формы свободной поверхности.

3) По стрелочному индикатору с помощью тарировочного графика определяем частоту вращения сосуда n , об/с.

4) Наконечник измерительной иглы фиксируем на свободной поверхности в центре оси вращения и производим первый замер ∇_0 . Последующие замеры уровня свободной поверхности ∇_n производим в нескольких точках (5-7 точек) равными шагами по радиусу вращения r_i .

5) Все данные и результаты изменений необходимо занести в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Результаты замеров и расчета

Номер точки	r , м	∇_n , м	$z_{\text{э}}$, м	$z_{\text{т}}$, м	σ , %
1					
2					
...					
n					

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

1) По определенной в п. 3 частоте вращения рассчитываем его угловую скорость, рад/с:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (1.8)$$

2) По формуле (1.7) рассчитываем теоретические ординаты кривой свободной поверхности жидкости в сосуде:

$$z_{\text{т}} = \frac{\omega^2 \cdot r^2}{2g},$$

где r – радиус вращения соответствующей точки на свободной поверхности.

3) По разности отметок точек на свободной поверхности жидкости и вершины параболоида, принятой за нулевую точку системы координат, определяем экспериментальные значения ординат свободной поверхности в сосуде:

$$z_{\text{э}} = \nabla_0 - \nabla_n \quad (1.9)$$

4) Вычисляем процент отклонения экспериментальных значений ординат свободной поверхности от теоретических:

$$\sigma = \left(\frac{z_{\text{т}} - z_{\text{э}}}{z_{\text{т}}} \right) \cdot 100\% \quad (1.10)$$

5) По данным измерений и вычислений вычерчиваются экспериментальная и теоретическая кривые свободной поверхности жидкости в меридиональном сечении сосуда.

6) По результатам работы записываем выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1) Зависит ли форма свободной поверхности от формы вращающегося сосуда?

2) Зависит ли форма свободной поверхности от рода жидкости?

3) Как расположена свободная поверхность по отношению к равнодействующему вектору массовых сил?

4) Какие силы относятся к объемным и к массовым силам?

5) Какие силы относятся к поверхностным силам?

6) Какие силы называют единичными?

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТРУБЕ

Цель работы:

- 1) Установление опытным путем наличия двух режимов движения жидкости.
- 2) Определение по опытным данным значений чисел Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения.
- 3) Определение момента смены режимов движения и подсчет значения критического числа Рейнольдса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

В природе возможны два режима движения жидкости, различающиеся по характеру поведения составляющих ее отдельных частиц.

В одном случае режим движение характеризуется ярко выраженной упорядоченностью, слоистостью без перемешивания частиц жидкости, движущихся параллельно потоку по прямым или плавно изменяющимся траекториям. Такой слоистый режим движения называется ламинарным (см. рис. 2.1а).

В другом случае движение отдельных частиц происходит по сложным траекториям, имеющим пространственную форму, что приводит к интенсивному перемешиванию жидкости и хаотическому, неупорядоченному ее течению. Режим движения жидкости с перемешиванием частиц называется турбулентным. При турбулентном режиме происходят пульсации скорости и давления в данной точке потока жидкости (см. рис. 2.1б).

Между ламинарным и турбулентным режимом находится область переходного режима (см. рис. 2.1в). В этой области движение неустойчиво и может принимать как ламинарный, так и турбулентный характер.

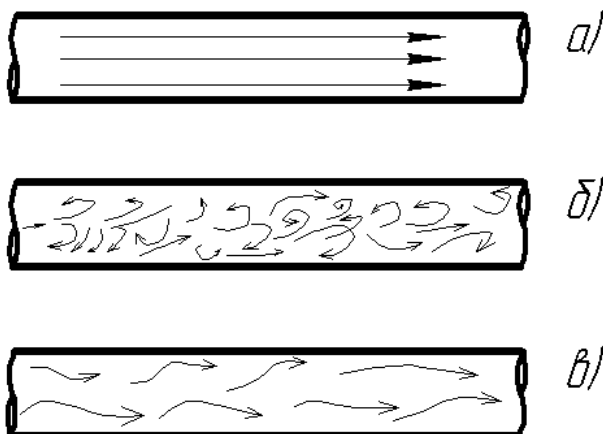


Рисунок 2.1 – Режимы течения

Ламинарный режим имеет место при движении по трубам жидкостей повышенной вязкости (нефть, смазочные масла и др.), в слое смазки в подшипниках или при движении воды с небольшими скоростями в трубах малых диаметров (капиллярах), в порах грунта и т.д.

Турбулентный режим наблюдается в водопроводе, а также при движении по трубам бензина, керосина и других маловязких жидкостей; воды в естественных руслах и каналах и т.д.

Различный характер движения жидкостей при ламинарном и турбулентном режимах приводит и к разным законам сопротивления движению и, следовательно, к неодинаковым потерям энергии (напора). При турбулентном режиме, вследствие перемешивания и соударения частиц, эти потери больше, чем при ламинарном. Так, если потери напора в ламинарном потоке пропорциональны первой степени средней скорости, то в турбулентном потоке эти потери могут быть пропорциональны квадрату скорости. В связи с существенным различием величины потерь напора установление характера движения жидкости является важной задачей при проведении гидравлических расчетов.

Многочисленными экспериментами ряда исследователей с разными жидкостями при различных скоростях и размерах потока установлено, что на режим движения жидкости оказывает влияние ее вязкость, определяемая динамическим коэффициентом μ , плотность ρ , характерный линейный размер потока l и средняя скорость ϑ . Исходя из теории подобия, эти факторы объединяются в безразмерный комплекс Re , названный числом Рейнольдса, который для цилиндрической трубы диаметром d имеет вид:

$$Re = \frac{\rho \cdot \vartheta \cdot d}{\mu}, \quad (2.1)$$

или с учетом

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (2.2)$$

окончательно получаем

$$Re = \frac{\vartheta \cdot d}{\nu}, \quad (2.3)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости.

Для потоков некруглого сечения (нецилиндрические трубы, открытые русла и др.) число Рейнольдса рассчитывается через *гидравлический радиус*:

$$Re = \frac{4 \cdot R_{г} \cdot \vartheta}{\nu} \quad (2.4)$$

где $R_{\Gamma} = S/\Pi$ – гидравлический радиус;

S – площадь живого сечения потока;

Π – смоченный периметр.

С физической точки зрения число (критерий) Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции потока к силам трения при его движении.

Так как сила инерции:

$$J = \rho \cdot V \cdot \frac{d\vartheta}{dt}, \quad (2.5)$$

а сила трения:

$$F = \mu \cdot S \cdot \frac{d\vartheta}{dh}, \quad (2.6)$$

то, разделив J на F , получим:

$$Re = \frac{J}{F} = \frac{\rho \cdot V \cdot \frac{d\vartheta}{dt}}{\mu \cdot S \cdot \frac{d\vartheta}{dh}} = \frac{\frac{dh}{dt} \cdot V}{\nu \cdot S} = \frac{V \cdot l}{\nu}, \quad (2.7)$$

где V – объем занимаемый жидкостью;

S – площадь соприкосновения слоев;

l – характерный линейный размер.

Для круглых труб, например, характерным размером является диаметр трубы d , а для некруглых труб и открытых русел – гидравлический радиус R_{Γ} , как и записано в формулах (2.3) и (2.4).

В зависимости от указанного соотношения (7) устанавливается или ламинарный, или турбулентный режимы движения.

Число Рейнольдса, соответствующее моменту смены режимов движения, называется критическим числом Рейнольдса и обозначается $Re_{кр}$.

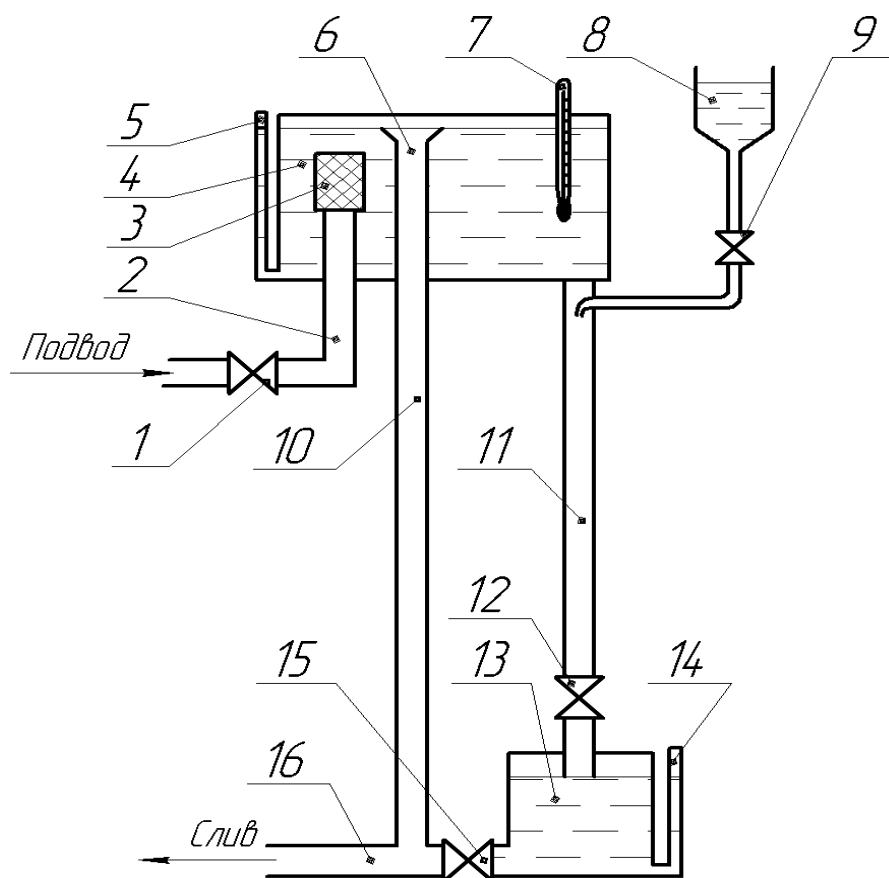
Как показывают опыты, значение $Re_{кр}$ не зависит от рода жидкости и для напорного движения в цилиндрической трубе любого диаметра с обычной шероховатостью стенок $Re_{кр}=2320$.

В практике режим движения жидкости определяется путем сравнения величины числа Рейнольдса, подсчитанного по формуле (2.3) или (2.4), с соответствующим значением критического числа Рейнольдса. Если $Re < Re_{кр}$, то режим движения считается ламинарным, если $Re > Re_{кр}$ – турбулентным.

Необходимо отметить, что в лаборатории, искусственно уменьшая возмущенность потока, особенно на входе трубы, можно получить ламинарный режим при числах Рейнольдса, значительно превышающих $Re_{кр}$, например, для цилиндрических труб – до $Re=5000$ и даже больше.

При $Re=2000...4000$ характер движения жидкости становится неустойчивым, но обычно в практике это не учитывается.

Наблюдение ламинарного и турбулентного режимов движения производится на экспериментальной установке, схема которой изображена на рисунке 2.2.



Вода из водопровода через вентиль 1 по трубе 2 с успокоительной сеткой 3 подается в расходный бак 4, уровень воды в котором контролируется водомерной трубой 5. Во время эксперимента уровень воды

в баке поддерживается постоянным. Это достигается при помощи перепускного трубопровода 6, через который сливаются излишки воды. Температура воды в баке 4 определяется по термометру 7. Из расходного бака вода поступает в стеклянную трубку 11 диаметром 24,5 мм, расположенную вертикально. На выходе из стеклянного трубопровода имеется вентиль 12, регулирующий скорость течения жидкости. На входе трубопровода из бачка 8 тонкой струйкой подается подкрашенная жидкость, расход которой регулируется краном 9. Жидкость из стеклянного трубопровода поступает в мерный бак 13, имеющий мерную шкалу 14. Через кран 15 вода из мерного бачка сливается в сливной трубопровод 16.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1) Опыты проводятся при открытом вентиле 1 на трубе 2 и постоянном уровне воды в резервуаре 4, то есть при сливе воды по трубе 6.

2) Частичным открытием крана 12 в стеклянной трубе 11 устанавливается наибольшая средняя скорость воды, поступающей из напорного резервуара.

3) Из сосуда 8, регулируя расход краника 9, подкрашенная вода подается в трубу 11. Движение вводимой в поток краски в виде тонкой нити свидетельствует о наличии ламинарного режима в трубе.

4) Для определения расхода измеряется объем воды V за время t , для этого кран 15 перекрывается. Для сокращения времени эксперимента измеряемый объем жидкости удобно брать равным: при малых расходах (малых скоростях) $V=0,001 \dots 0,002 \text{ м}^3$, при больших – $0,005 \text{ м}^3$. После замера времени t кран 15 отрывают.

5) По термометру 7 определяется температура T воды.

6) Регулируя (увеличивая или уменьшая) краном 12 расход воды в трубе 11, проводят 3 – 5 опытов при ламинарном режиме движения.

7) При некотором открытии крана 12 и соответствующей скорости движения воды в трубе 11 фиксируется переходное состояние потока от ламинарного режима к турбулентному. При этом окрашенная струйка приобретает волнистый характер с местными разрывами, появляются заметные вихреобразования.

8) Дальнейшее открытие крана 12 приводит к установлению турбулентного режима движения с интенсивным перемешиванием краски с водой, поток в трубе 11 становится равномерно окрашенным. При этом режиме проводят 3 – 5 опытов со все увеличивающимся открытием крана 12; измеряя объем воды V , время t , и температуру T .

9) Все экспериментальные данные необходимо занести в таблицу 2.1.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Все расчеты в данной работе производить в системе СИ.

1) Определяем объемный расход жидкости, м³/с:

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (2.8)$$

где V – заполняемый объем в мерном баке, м³;

t – время заполнения объема, с.

2) Определяем скорость течения жидкости в трубе:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (2.9)$$

где d – диаметр трубопровода, м (для данной установки $d=0,0245$ м).

3) Для определения числа Рейнольдса по зависимости (2.3) рассчитываем кинематический коэффициент вязкости, м²/с:

$$\nu = \frac{0,0178}{1+0,0337 \cdot T + 0,000221 \cdot T^2} \cdot 10^{-4} \quad (2.10)$$

где T – температура воды в градусах Цельсия.

4) Все результаты вычислений заносятся в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты замеров и расчета

Номер опыта	$T, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$V, \text{м}^3$	$t, \text{с}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$v, \text{м}/\text{с}$	Re -	Характер течения
1								
2								
...								
n								
Примечания: Диаметр трубы $d = 0,0245$ м. Площадь поперечного сечения $S = 4,71 \cdot 10^{-4}$ м ² .								

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) От каких характеристик потока зависит движение жидкости?
- 2) В чем состоит отличие турбулентного течения от ламинарного?
- 3) В чем состоит физический смысл и практическое значение критерия Рейнольдса?

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В КАНАЛЕ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

Цель работы:

- 1) Экспериментальная проверка уравнения Бернулли для потока несжимаемой жидкости.
- 2) Освоение методов измерения параметров потока:
 - а) статического и полного напоров;
 - б) скорости в данной точке сечения;
 - в) средней скорости.
- 3) Построение графиков изменения геометрического, пьезометрического и полного напоров по длине канала.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Движение жидкости, в общем случае, обусловлено действием массовых сил.

Массовые силы непрерывно распределены по объему (массе) жидкости. К ним относятся сила тяжести и силы инерции переносного движения. Сила инерции переносного движения действует при ускоренном движении сосудов и каналов, содержащих жидкость. При этом относительно стенок сосудов или каналов жидкость может находиться в покое или двигаться с некоторой скоростью. Величина массовой силы пропорциональна массе жидкости или, для однородной жидкости, ее объему.

Поверхностные силы непрерывно распределены по поверхности жидкости и пропорциональны площади этой поверхности. Эти силы обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на рассматриваемый объем или же воздействием других тел (твердых или газообразных), соприкасающихся с рассматриваемым объектом. Поверхностные силы разделяют на силы давления и силы трения. Силы давления направлены по нормали поверхности жидкости, силы трения – по касательной к этой поверхности.

Установившееся (стационарное) движение жидкости, на которую действует только одна массовая сила тяжести, описывается уравнением Бернулли. Для элементарной струйки идеальной жидкости уравнение Бернулли может быть получено на основе второго закона Ньютона, записанного для произвольного элементарного объема жидкости, и имеет вид:

$$g \cdot z + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{const}, \quad (3.1)$$

где каждое слагаемое этого уравнения представляет собой удельную

энергию, отнесенную к единице массы жидкости:

$g \cdot z$ – удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{p}{\rho}$ – удельная потенциальная энергия давления;

$\frac{v^2}{2}$ – удельная кинетическая энергия.

Если все члены уравнения (3.1) поделить на ускорение силы тяжести g , то получится другая формула записи уравнения Бернулли:

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} = H_{\Pi} = \text{const.} \quad (3.2)$$

Члены уравнения (3.2) так же представляют различные виды механической энергии жидкости, отнесенные к ее единице веса. Все слагаемые этого уравнения имеют размерность длины и носят название «высота» или «напор»:

$\frac{p}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор (высота);

$\frac{v^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор (высота);

$z + \frac{p}{\rho \cdot g}$ – потенциальный или гидростатический напор (высота);

$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g}$ – полный гидродинамический напор (высота).

Если все члены уравнения (3.1) умножить на плотность жидкости ρ , уравнение Бернулли принимает вид:

$$\rho \cdot g \cdot z + p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \text{const.} \quad (3.3)$$

Члены этого уравнения имеют размерность давления (Па) и носят названия:

$\rho \cdot g \cdot z$ – весовое давление;

p – гидростатическое давление;

$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$ – гидродинамическое давление.

Слагаемые уравнения (3.3) представляют различные виды механической энергии жидкости, отнесенные к единице ее объема. Таким образом, уравнение Бернулли в форме (3.1), (3.2), (3.3) описывает движение жидкости в поле силы тяжести и выражает закон сохранения полной удельной (т.е. отнесенной к единице массы, объема или веса) механической энергии жидкости, которая остается постоянной вдоль всего потока идеальной жидкости.

Движение реальной (вязкой) жидкости сопровождается потерями энергии (напора) на трение и вихреобразование. Основываясь на законе сохранения энергии, для двух сечений потока реальной жидкости можно

записать:

$$H_{П1} = H_{П2} + \sum h_{П}, \quad (3.4)$$

где $\sum h_{П}$ – суммарные потери полного напора на участке между рассматриваемыми сечениями 1-1 и 2-2 (см. рис. 3.1)

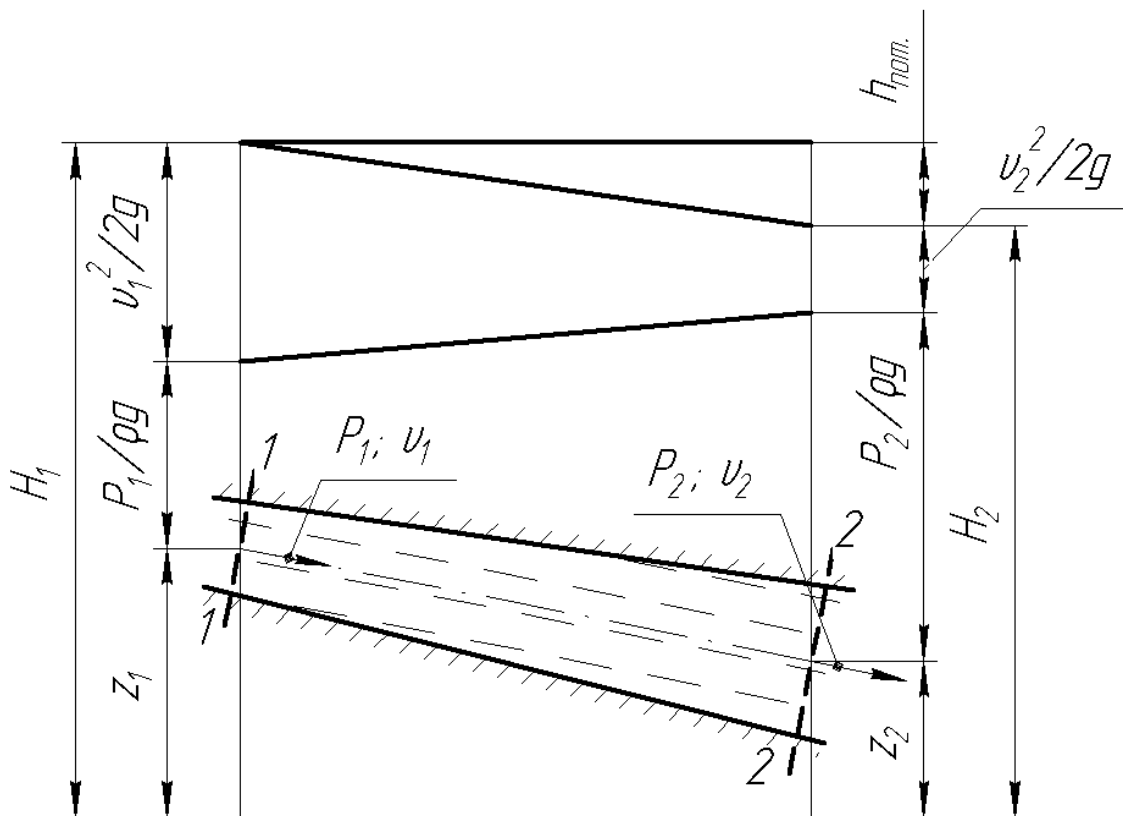


Рисунок 3.1 – Графическое изображение уравнения Бернулли

При движении реальной (вязкой) жидкости в поперечном сечении потока формируется неравномерный профиль скоростей. Наибольшего значения скорость достигает в центральной части потока, а по мере приближения к стенке она уменьшается до нуля.

Учет этих особенностей течения реальной жидкости приводит к следующему виду уравнения Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{П}, \quad (3.5)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса, учитывающие неравномерность распределения скоростей по сечению потока. При ламинарном режиме движения $\alpha = 2$, при турбулентном режиме приблизительно принимают $\alpha = 1 \dots 1,04$;

v_1 и v_2 – средние по сечению скорости потока.

Уравнение (3.5) называется уравнением Бернулли для потока реальной

(вязкой) жидкости. В графическом виде оно представлено на рисунке 3.1.

Для экспериментальной проверки уравнения Бернулли необходимо провести измерение параметров потока жидкости в различных сечениях канала. Гидростатическое давление измеряется при помощи пьезометра (трубка А, рисунок 3.2), присоединенного к трубопроводу. Срез приемного отверстия пьезометра располагается параллельно линиям тока в сечении, где производится измерение (см. рис. 3.2).

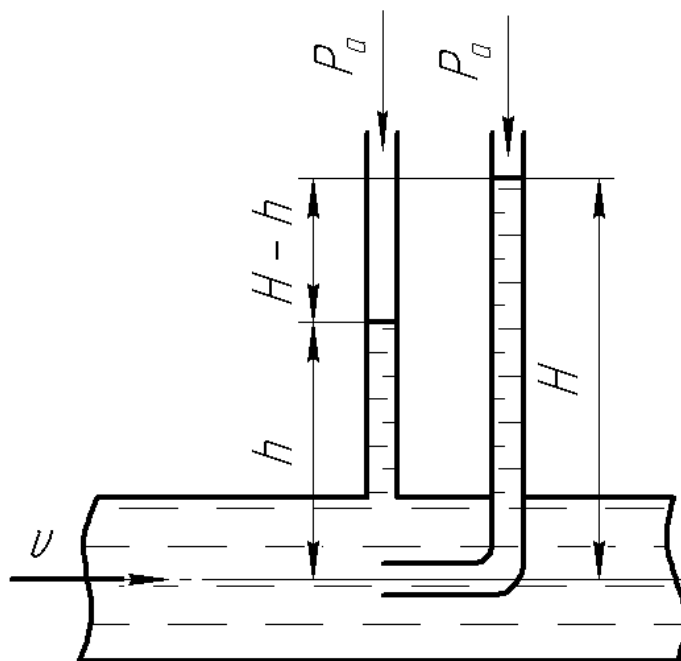


Рисунок 3.2 – Пьезометрический расходомер

На пьезометре выберем два сечения, первое совпадающее с плоскостью среза приемного отверстия. В качестве второго сечения выберем поверхность, совпадающую с поверхностью уровня в пьезометре.

Для выбранных сечений запишем уравнение Бернулли с учетом того, что жидкость в пьезометре неподвижна:

$$\frac{p}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} + h, \quad (3.6)$$

где h – высота подъема жидкости в пьезометре, м;

p_0 – атмосферное давление, Па;

p – абсолютное давление жидкости на уровне присоединения пьезометра.

Домножив правую и левую части уравнения (3.6) на ρg окончательно получим:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h, \quad (3.7)$$

Последнее уравнение называется основным уравнением гидростатики. Это уравнение описывает равновесие жидкости в поле тяжести и является

частным случаем уравнения Бернулли.

Рассмотрим трубку полного напора (трубка Б, рисунок 3.2), изогнутую под углом 90° отверстием навстречу потоку. Жидкость в этой трубке поднимается на большую высоту ($H > h$).

Запишем уравнение Бернулли для сечения, взятого на некотором расстоянии от приемного отверстия (где скорость потока равна местной скорости U) и сечения, плоскость которого совпадает с плоскостью приемного отверстия:

$$\frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{U^2}{2g} = \frac{p^*}{\rho \cdot g}, \quad (3.8)$$

где p^* – давление в плоскости приемного отверстия трубки полного напора, которое называется давлением заторможенного потока или полным давлением.

Домножив правую и левую части уравнения (3.8) на ρg получим:

$$p^* = p + \frac{\rho \cdot U^2}{2}, \quad (3.8)$$

Таким образом, полное давление p^* больше гидростатического на величину гидродинамического давления $\frac{\rho \cdot U^2}{2}$.

Учитывая, что полное давление уравнивается высотой столба жидкости H :

$$p^* = p_0 + \rho \cdot g \cdot H, \quad (3.9)$$

из (3.8) получаем, что скорость потока в точке замера полного давления:

$$U = \sqrt{\frac{2 \cdot (p^* - p)}{\rho}} = \sqrt{2 \cdot g \cdot (H - h)}. \quad (3.10)$$

Прибор, конструкция которого схематично показана на рисунке 3.2, носит название трубки полного напора (давления) или трубки Пито и применяется для измерения скорости движения жидкости.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Схема экспериментальной установки приведена на рисунке 3.3. В бак 1 подается вода из водопровода 3. Уровень воды в баке поддерживается постоянным. Это осуществляется с помощью перепускной трубы постоянного уровня 2, имеющей на конце воронку. Из бака вода подается в нижний канал переменного сечения 6. Боковые стенки канала прозрачны

(выполнены из плексигласа).

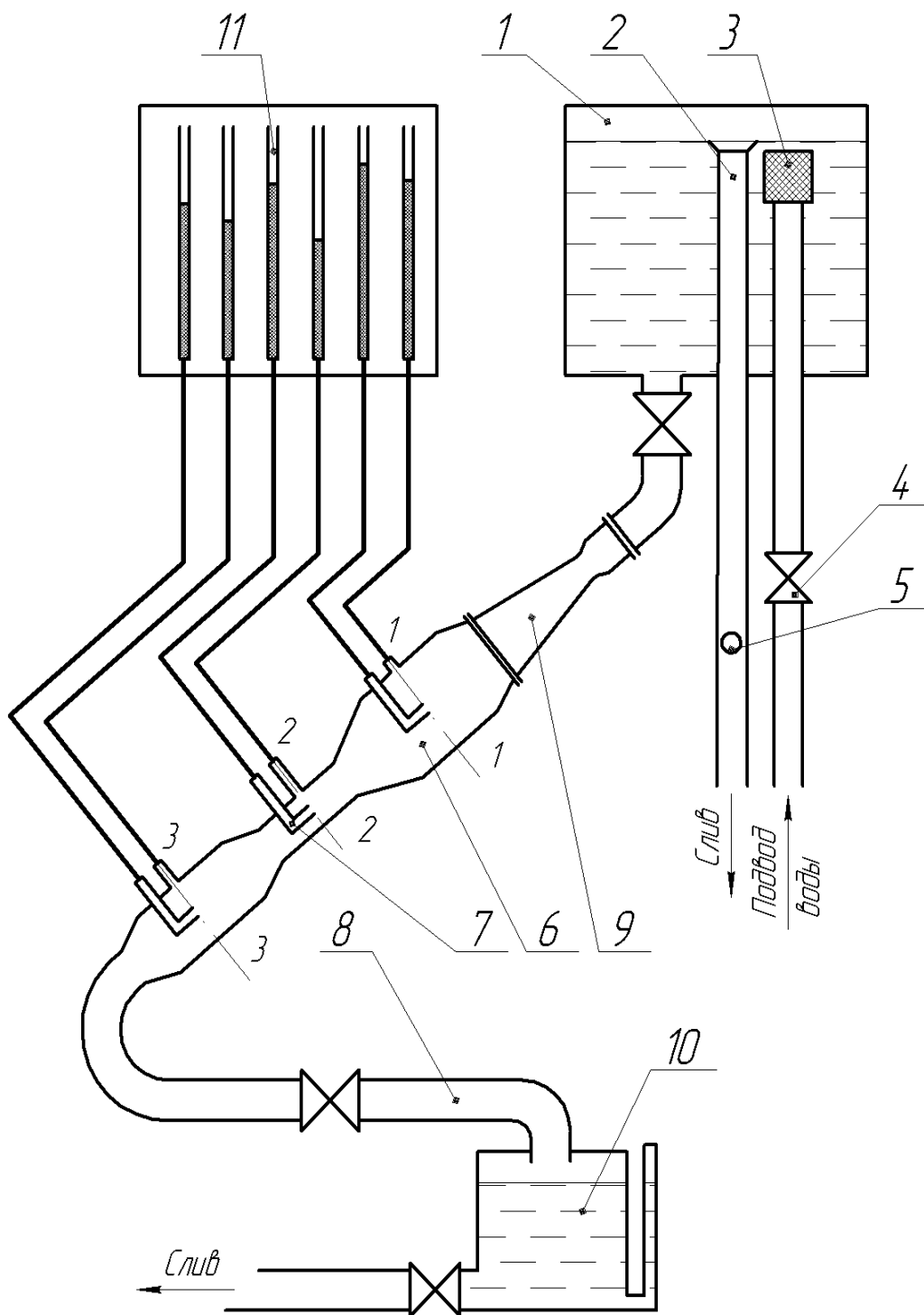


Рисунок 3.3 – Схем экспериментальной установки

Измерения параметров потока производится в трех сечениях (1-1, 2-2, 3-3). В каждом сечении установлены приемники для измерения статического и полного напоров. К приемникам подключены пьезометры 11. В качестве приемников полного напора в сечениях применены трубки Пито 7.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1) Заполняем бак 1 (рис. 3.3) до уровня перепускной трубки 2 так, чтобы в прозрачном участке ее наблюдался небольшой слив воды.
- 2) Вентилем 8 устанавливаем некоторый расход воды через экспериментальный участок 6.
- 3) Закрываем кран из мерного бака 10 и секундомером измеряем время заполнения определенного объема V .
- 4) Замеряем значение полного и пьезометрического напоров в исследуемых сечениях.
- 5) Данные измерения заносим в таблицу 3.1.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

- 1) По разности показаний пьезометров $\Delta H = H - h$ по формуле (3.10) определяем скорость в исследуемой точке по оси канала:

$$U = \sqrt{2 \cdot g \cdot (H - h)};$$

- 2) Далее определяем объемный расход жидкости:

$$Q = \frac{V}{t}; \quad (3.11)$$

- 3) Средняя скорость в сечениях:

$$v_{\text{ср}} = \frac{Q}{S}, \quad (3.12)$$

где S – площадь поперечного сечения канала.

- 4) Определяем статические давления в рассматриваемых сечениях потока:

$$p_1 = p_0 + \rho \cdot g \cdot (l_m + h_1);$$

$$p_2 = p_0 + \rho \cdot g \cdot (l_m + h_2 + z_1 - z_2);$$

$$p_3 = p_0 + \rho \cdot g \cdot (l_m + h_3 + z_1 - z_3).$$

В приведенных выше формулах:

l_m – высота расположения пьезометров над точкой измерения давления в первом сечении (см. рис. 3.3);

p_0 – атмосферное давление по барометру;

h_1, h_2, h_3 – уровень жидкости в пьезометрах;

z_1, z_2, z_3 – высота расположения центров тяжести рассматриваемых сечений

относительно плоскости сравнения.

5) Рассчитываем по формуле (3.2) полный напор в рассматриваемых сечениях с учетом коэффициента Кориолиса для соответствующего режима:

$$H_{\Pi} = z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \alpha \frac{v^2}{2 \cdot g}.$$

6) Определяем потери полного напора на участках между рассматриваемыми сечениями:

$$h_{1-2} = H_{\Pi 1} - H_{\Pi 2};$$

$$h_{2-3} = H_{\Pi 1} - H_{\Pi 2}.$$

7) Все результаты вычислений заносим в таблицу 3.1

Таблица 3.1 – Результаты замеров и расчета

Параметр	h , м	H , м	ΔH , м	U , м/с	V , м ³	t , с	Q , м ³ /с	v , м/с	$\frac{v^2}{2 \cdot g}$, м	p , Па	$\frac{p}{\rho \cdot g}$, м	H_{Π} , м
1-1												
2-2												
3-3												
Примечания: $S_1 = 0,00128 \text{ м}^2$ $S_2 = 0,0005 \text{ м}^2$ $S_3 = 0,0011 \text{ м}^2$ $l_{1-2} = 0,205 \text{ м}$ $l_{2-3} = 0,155 \text{ м}$												

По результатам измерений и вычислений строится график изменения по длине канала геометрического, пьезометрического, скоростного и полного напоров, как показано на рисунке 3.1.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Какие причины вызывают изменение скорости, давления и полного напора при движении жидкости по каналу?
- 2) Какой из видов энергии тратиться на преодоления гидравлических сопротивлений при установившемся режиме течения?
- 3) Куда уходит энергия, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений?

ТАРИРОВКА СУЖАЮЩИХСЯ РАСХОДОМЕРОВ

Цель работы:

- 1) Экспериментальное определение коэффициента расхода μ сужающегося устройства при различных расходах жидкости.
- 2) Построение графической зависимости коэффициента расхода μ от числа Рейнольдса Re .
- 3) Определение по графику $\mu = f(Re)$ нижнего граничного значения чисел Рейнольдса $Re_{гр}$ при $\mu = \text{const}$.
- 4) Построение по экспериментальным данным графика зависимости расходов Q от перепадов потенциальных напоров Δh .

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Одним из наиболее распространенных и удобных способов измерения расхода Q жидкости и газов в напорных трубопроводах является измерение расхода по перепаду потенциальных напоров в сужающем (дроссельном) устройстве. В качестве таких устройств наиболее часто применяются диафрагмы (см. рис. 4.1, а), сопла (см. рис. 4.1, б) и трубы (сопла) Вентури (см. рис. 4.1, в).

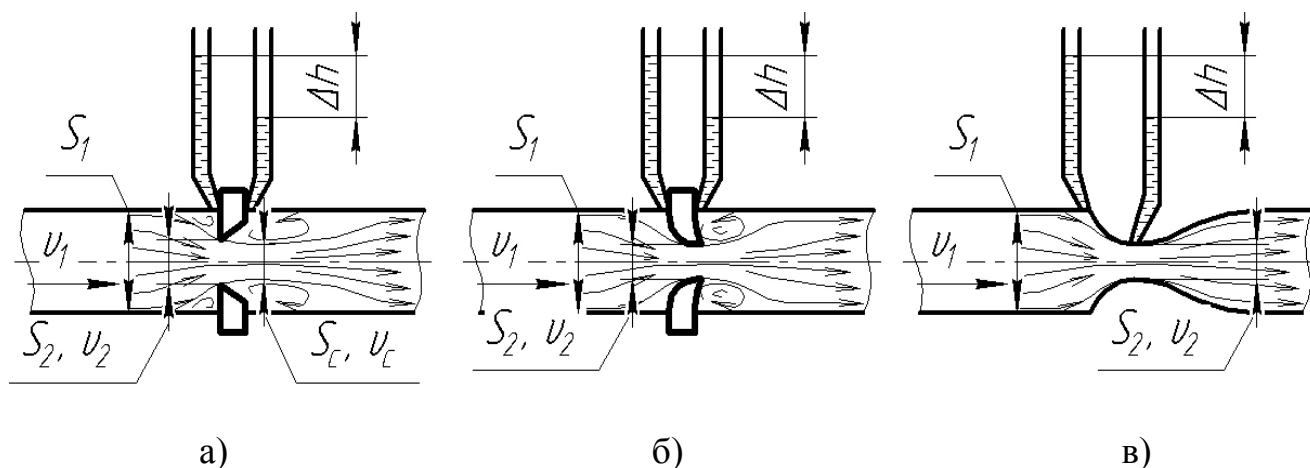


Рисунок 4.1 – Дроссельные расходомеры: а - диафрагма; б - сопло; в - труба Вентури

Во всех этих устройствах скорость потока, а, следовательно, и кинетическая энергия увеличиваются в узком сечении. Это приводит к уменьшению в этом сечении удельной потенциальной энергии, представляющей собой сумму удельной потенциальной энергии положения Z и удельной потенциальной энергии давления $p/\rho g$. В результате появляется перепад потенциальных напоров:

$$\Delta h = \left(Z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} \right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} \right), \quad (4.1)$$

который в свою очередь находится в прямой зависимости от расхода потока жидкости, а, следовательно, и его скорости (см. рис. 4.2).

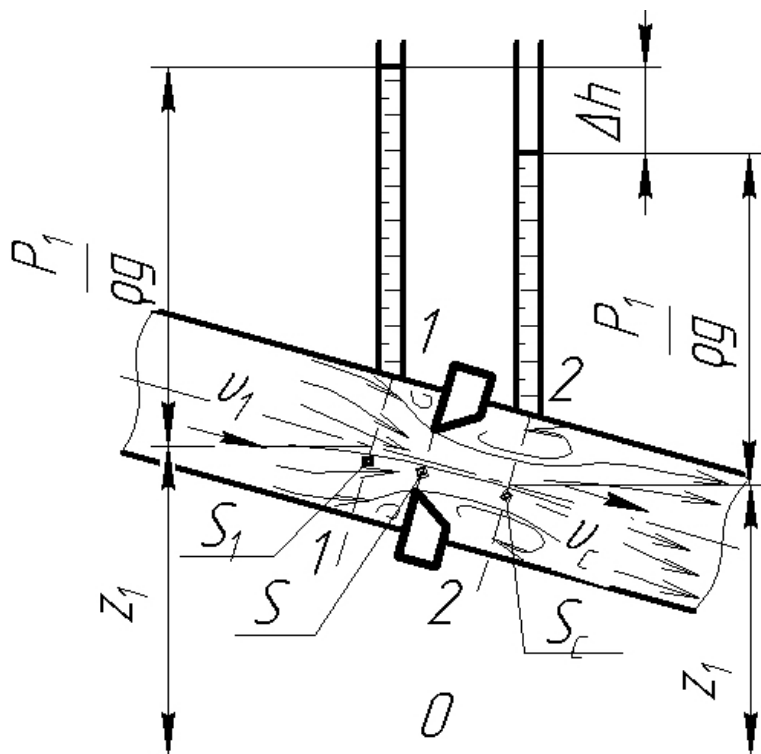


Рисунок 4.2 – Дроссельный расходомер (диафрагма)

В основном уравнения для всех типов дроссельных устройств одинаковы, и различаются лишь некоторыми опытными коэффициентами, входящими в эти уравнения.

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1 и 2 (см. рис.4.2):

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот } 1-2} \quad (4.2)$$

и уравнение неразрывности, учитывая, что жидкость несжимаема ($\rho = \text{const}$):

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2, \quad (4.3)$$

где Z (уравнении (4.2)) – геометрический напор (высота положения сечения), м;

$\frac{p}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор, м;

p – давление, Па;

ρ – плотность, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

α – поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скорости по сечению (коэффициент Кориолиса);

$h_{\text{пот } 1-2}$ – потери полного напора между сечениями 1 и 2;

S, S_1, S_2 – соответственно площадь наименьшего сечения сужающего устройства, площадь сечения трубопровода и площадь наиболее сжатого сечения за сужающим устройством.

Индексы 1 и 2 указывают номера сечений.

Потери полного напора между сечениями 1 и 2 являются местными и определяются формулой Вейсбаха:

$$h_{\text{пот } 1-2} = \xi \cdot \frac{v_c^2}{2g}, \quad (4.4)$$

Подставим выражение (4.4) в соотношение (4.2) и получим:

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g}\right) = \frac{1}{2g} [\alpha_c \cdot v_c^2 + \xi \cdot v_c^2 - \alpha_1 \cdot v_1^2], \quad (4.5)$$

из уравнения (4.3) следует:

$$\frac{v_1}{v_c} = \frac{S_c}{S_1}, \quad (4.6)$$

Решая совместно уравнения (4.5) и (4.6), а также учитывая уравнение (4.1) получим:

$$\Delta h = \frac{1}{2g} \cdot v_c^2 \cdot \left(\alpha_c - \alpha_1 \cdot \left(\frac{S_c}{S_1}\right)^2 + \xi\right) \quad (4.6)$$

Введем обозначение $\frac{S}{S_1} = m$, где величина m называется **относительной площадью сужающего устройства (модуль сужающего устройства)**.

Площадь узкого сечения струи S_c оказывается меньше площади наименьшего сечения сужающего устройства S .

Их отношение $\frac{S_c}{S} = \varepsilon$ называется коэффициентом сжатия струи.

С учетом этого:

$$\frac{S_c}{S_1} = \frac{S_c}{S} = \frac{S}{S_1} = \varepsilon \cdot m. \quad (4.7)$$

Из уравнения (4.6) выразим среднюю скорость потока в узком сечении:

$$\vartheta_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c - \alpha_1 \cdot \varepsilon^2 \cdot m^2 + \xi}} \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h}. \quad (4.8)$$

Зная ϑ_c , определяем расход Q :

$$Q = S_c \cdot \vartheta_c = \varepsilon \cdot S \cdot \vartheta_c. \quad (4.9)$$

или с учетом выражения (4.8) получим:

$$Q = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_c - \alpha_1 \cdot \varepsilon^2 \cdot m^2 + \xi}} \cdot S \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h}, \quad (4.10)$$

Первый множитель представляет собой коэффициент расхода сужающего устройства и обозначается как:

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_c - \alpha_1 \cdot \varepsilon^2 \cdot m^2 + \xi}}, \quad (4.11)$$

В результате подстановки окончательно получаем выражение для определения объемного расхода:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h}, \quad (4.12)$$

Как видно из соотношения (4.11), коэффициент расхода μ зависит от коэффициента сопротивления ξ (который, в свою очередь, может зависеть от числа Рейнольдса), от коэффициентов неравномерности скоростей α_1 и α_2 и от коэффициента сужения струи ε . Вид зависимости $\mu(Re)$ показан на рисунке 4.3.

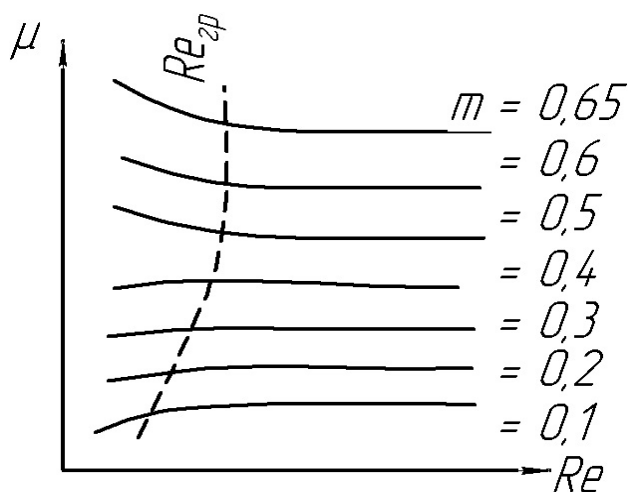


Рисунок 4.3 – График зависимости коэффициента расхода μ от числа Рейнольдса Re

Значение числа Рейнольдса, начиная от которого коэффициент расхода μ перестает зависеть от числа Re , называется граничным и обозначается $Re_{гр}$. число Рейнольдса Re рассчитывается по диаметру трубы перед сужающим устройством:

$$Re = \frac{v_1 \cdot D}{\nu}. \quad (4.13)$$

Чтобы на коэффициент расхода не влияли местные сопротивления (поворот, арматура и т.д.), расположенные перед или после расходомера, расходомер должен устанавливаться в цилиндрической части трубопровода на достаточном удалении от возмущений по обе стороны от расходомера.

Значение коэффициента расхода может быть определено только тарировкой, т.е. путем сравнения результатов замера расхода сужающим расходомером с результатами, полученными с помощью других расходомеров с известными характеристиками. Часто для тарировки используется объемный расходомер, время заполнения которого измеряется секундомером. Если объем мерного устройства V , а время его заполнения t , то объемный расход определяется как:

$$Q = \frac{V}{t}. \quad (4.13)$$

Тарировочные данные обычно представляются в виде графика зависимости расхода Q от перепада потенциальных напоров h : $Q = f(\Delta h)$. В квадратичной области ($\mu = \text{const}$) эта зависимость на графике в логарифмических координатах изображается прямой линией. Пользуясь таким графиком, можно по перепаду потенциальных напоров Δh непосредственно находить расход Q , не прибегая к формуле (4.12).

Из рассмотренных сужающих устройств диафрагма, хотя и отличается простотой конструкции, имеет наибольшие гидравлические сопротивления; кроме того, в процессе эксплуатации, вследствие износа острой кромки отверстия, коэффициент расхода ее с течением времени меняется. Указанные недостатки несвойственны трубе Вентури, поэтому она нашла наибольшее распространение в практике.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Сужающее устройство 1 или 2 (см. рис.4.4) подсоединено к напорному баку 3, в который из водопровода через кран 4 непрерывно подается вода. Излишки воды из бака сливаются через переливной трубопровод 5. Поэтому в баке во время эксперимента поддерживается постоянный уровень жидкости. Расход воды через сужающие устройства регулируется кранами 6 или 7, установленными на выходе из них. Вода, прошедшая через дроссельный расходомер, сливается в мерный бак 8. На выходе из мерного

бака имеется кран 9, который при измерении расхода закрывается. Установка снабжается пьезометрическим щитом 10, на котором установлены пьезометры для измерения разности потенциальных напоров Δh .

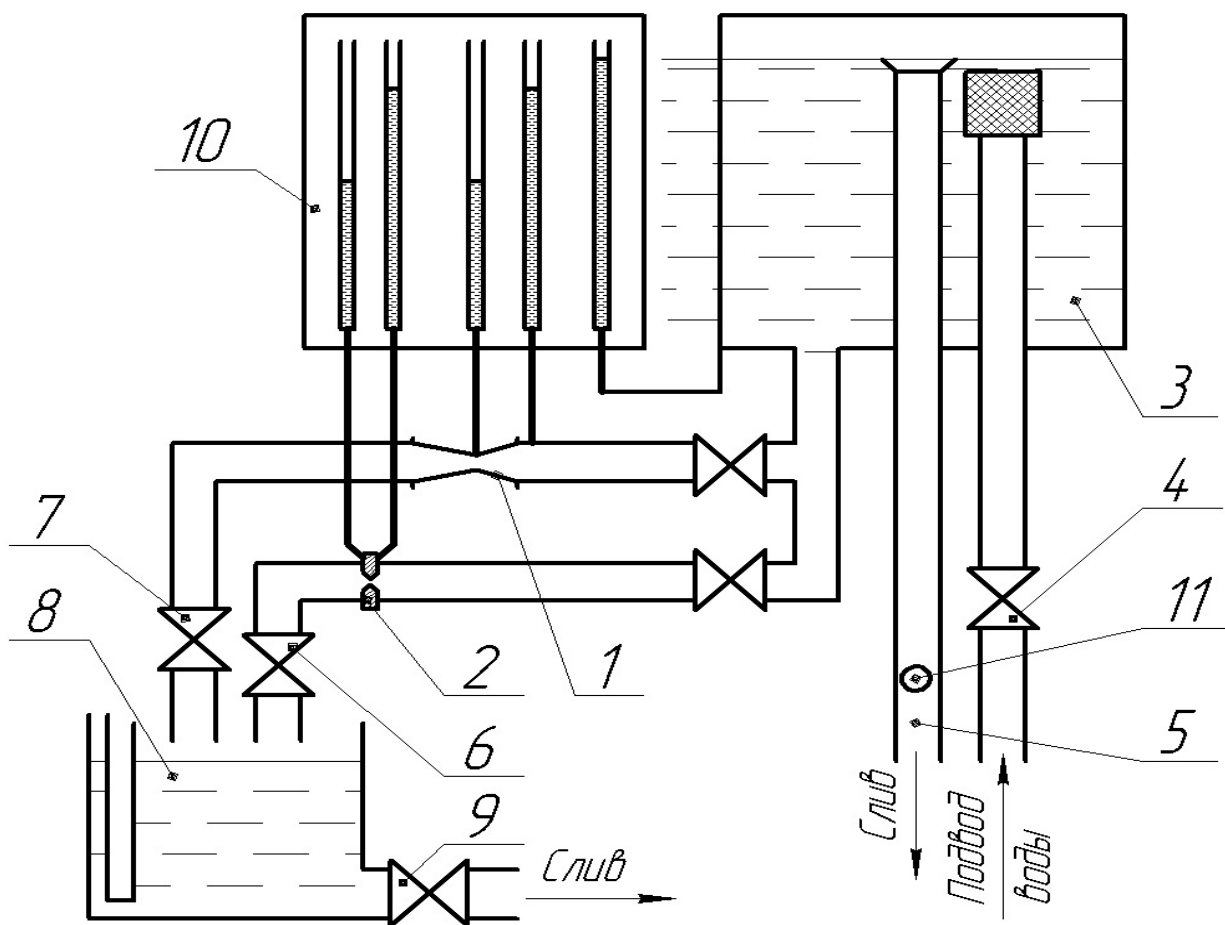


Рисунок 4.4 – Схем экспериментальной установки

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1) Заполняем бак 3 (см. рис.4.4) водой до уровня перепускной горловины.
- 2) Краном 6 или 7 последовательно устанавливаем 7-10 различных расходов воды через сужающее устройство. При этом кран 4 устанавливаем в такое положение, чтобы через перепускную трубу 5 сливалось небольшое количество лишней жидкости. Наблюдение за сливающейся жидкостью ведется через прозрачное окно в трубе 11.
- 3) Закрываем кран 9 на выходе из мерного бака и измеряем время его заполнения по секундомеру.
- 4) Замеряем уровень жидкости в пьезометрах, подсоединенных к сужающему расходомеру на каждом режиме течения жидкости.
- 5) Измеряем температуру воды в баке.
- 6) Результаты измерений заносим в таблицу 4.1.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

- 1) По разности показаний пьезометров определяем перепад потенциальных напоров Δh .
- 2) По формуле (4.13) определяем расход воды.
- 3) По формуле (4.11) рассчитываем коэффициент расхода μ .
- 4) Рассчитываем среднюю скорость потока в трубопроводе:

$$\vartheta_1 = \frac{q}{s_1}. \quad (4.14)$$

- 5) Определяем число Рейнольдса по формуле (4.13). Кинематический коэффициент вязкости ν находим по формуле (2.10) с учетом измеренной температуры воды. Результаты расчета заносим в таблицу.
- 6) Построим график $\mu = f(\text{Re})$, по которому определяем граничное число Рейнольдса.
- 7) Строим тарировочный график сужающего расходомера $\lg Q = f(\ln \Delta h)$.

Таблица 4.1 – Результаты замеров и расчета

Параметр	$t, \text{с}$	$h_1, \text{м}$	$h_2, \text{м}$	$\Delta h, \text{м}$	$V, \text{м}^3$	$\tau, \text{с}$	$\frac{Q}{\text{м}^3/\text{с}}$	$\frac{v_1}{\text{м}/\text{с}}$	μ	$\frac{\nu}{\text{м}^2/\text{с}}$	Re
1											
2											
...											
8											

Примечания:

- диаметр трубопровода $D = 40 \text{ мм}$ – трубка Вентури
 $D = 25 \text{ мм}$ – диафрагма
- диаметр сужающего устройства $d = 24 \text{ мм}$ – трубка Вентури
 $d = 15 \text{ мм}$ – диафрагма

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Какие расходомеры применяют для измерения расхода?
- 2) На чем основан принцип действия дроссельных расходомеров?
- 3) Что такое «тарировка прибора»?
- 4) Что такое «граничное число Рейнольдса»?
- 5) От каких параметров зависит коэффициент расхода дроссельного расходомера?
- 6) Какие величины необходимо измерить для определения коэффициента расхода дроссельного расходомера?
- 7) Как измерить расход с помощью дроссельного расходомера?

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

Цель работы:

- 1) Экспериментальное определение коэффициентов расхода μ , скорости ϕ , сжатия ε и сопротивления ξ при истечении жидкости из малого круглого отверстия в тонкой стенке и через насадки.
- 2) Объяснение по полученным коэффициентам особенности работы исследуемых насадков по сравнению с работой малого отверстия в тонкой стенке.
- 3) Сравнение полученных экспериментальных значений коэффициентов со справочными значениями.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Распространённая в инженерной практике задача расчёта истечения жидкости из резервуара через отверстия и насадки состоит в установлении связи между напором в резервуаре и расходом или скоростью струи, вытекающей через отверстия или насадки, присоединённые к отверстию в стенке или в днище резервуара.

При истечении через малое отверстие в тонкой стенке (см. рис.5.1) струя жидкости отрывается от стенки у кромки отверстия и затем несколько сжимается.

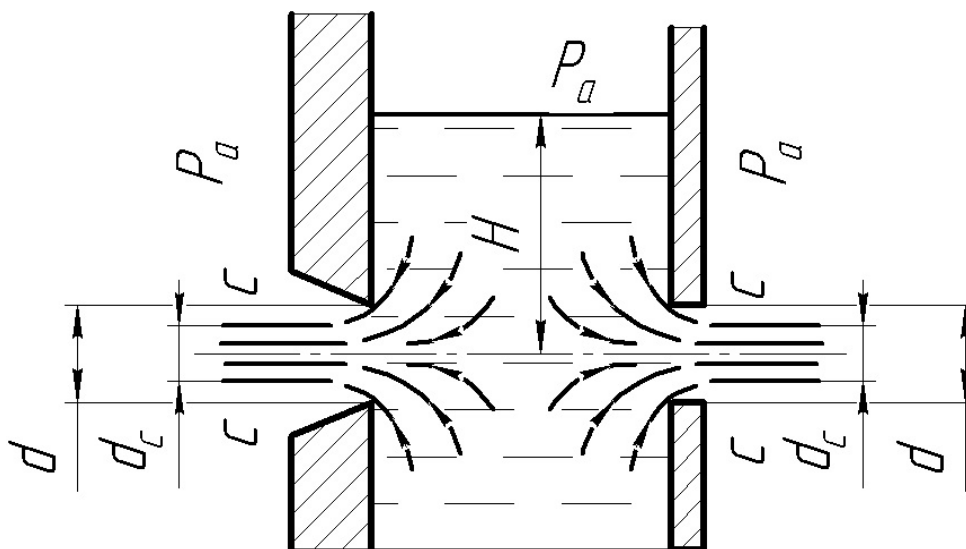


Рисунок 5.1 – Истечение жидкости через отверстия в толстой и тонкой стенке

Узкое сечение C-C, в котором течение носит параллельнострейный характер и кривизна линий тока незначительна, находится на расстоянии

$(0,5...1)d$ от плоскости отверстия.

Сжатие струи обусловлено необходимостью плавного перехода от различных направлений движения жидкости, в том числе от радиального движения по стенке к осевому движению в струе. Степень сжатия струи характеризуется коэффициентом сжатия ε , представляющим собой отношение площади сжатого поперечного сечения струи S_c к площади S :

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S} = \frac{d_c^2}{d^2}. \quad (5.1)$$

Истечение жидкости через отверстие может происходить при постоянном или переменном напоре. Если истечение жидкости через отверстие происходит в атмосферу или другую газовую среду, то такое отверстие называется незатопленным. Если истечение жидкости через отверстие происходит под уровень жидкости, то такое отверстие называется затопленным.

Запишем уравнение Бернулли для сечения свободной поверхности жидкости А-А в резервуаре (см. рис.5.1), где давление равно P_a , а скорость можно считать равной нулю, и для сжатого сечения струи С-С, где она уже приняла цилиндрическую форму, и давление в ней сделалось равным давлению окружающей среды P_a :

$$z_0 + \frac{P_a}{\rho \cdot g} + \alpha_0 \frac{v_0^2}{2g} = z_c + \frac{P_a}{\rho \cdot g} + \alpha_c \frac{v_c^2}{2g} + \xi \frac{v_c^2}{2g}. \quad (5.2)$$

Так как $z_0 = H_0$, $v_0 = 0$, $z_c = 0$, то уравнение (5.2) примет вид:

$$H - \alpha_c \frac{v_c^2}{2g} + \xi \frac{v_c^2}{2g}. \quad (5.3)$$

Отсюда скорость истечения:

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \xi}} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad (5.4)$$

или

$$v_c = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \quad (5.5)$$

$$\text{где: } \varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \xi}} - \text{безразмерный коэффициент скорости.} \quad (5.6)$$

В случае идеальной жидкости $\xi=0$, $\alpha_c=1$, следовательно, $\varphi=1$ и скорость истечения идеальной жидкости (теоретическая скорость):

$$v_{ид} = \sqrt{2g \cdot H}. \quad (5.7)$$

Тогда из формулы (5.5) можно заключить, что коэффициент скорости φ есть отношение действительной скорости истечения и скорости истечения идеальной жидкости (теоретической скорости):

$$\varphi = \frac{v}{\sqrt{2g \cdot H}} = \frac{v}{v_{ид}}. \quad (5.8)$$

Действительная скорость истечения v всегда несколько меньше идеальной из-за наличия сопротивления, следовательно, коэффициент скорости φ всегда меньше единицы.

$$Q = v_c \cdot S_c = \varepsilon \cdot \varphi \cdot S \cdot \sqrt{2g \cdot H}. \quad (5.9)$$

Обозначим $\varepsilon \cdot \varphi = \mu$, тогда:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \quad (5.10)$$

где $\mu = \varepsilon \cdot \varphi$ коэффициент расхода. (5.10a)

Из формулы (5.10) следует, что:

$$\mu = \frac{Q}{\sqrt{2g \cdot H}} = \frac{Q}{S \cdot v_{ид}} = \frac{Q}{Q_T}, \quad (5.11)$$

где $Q_T = S \cdot \sqrt{2g \cdot H}$. (5.11a)

Это значит, что коэффициент расхода есть отношение действительного расхода к теоретическому расходу Q_T , который имел бы место при отсутствии сжатия струи и сопротивления. Величина Q_T не является расходом при истечении идеальной жидкости, так как сжатие струи будет иметь место и при отсутствии гидравлических потерь.

Действительный расход всегда меньше теоретического и, следовательно, коэффициент расхода всегда меньше единицы.

Коэффициент сопротивления определяется по формуле (5.6) (при $\alpha_c=0$):

$$\xi = \frac{1}{\varphi^2} - 1. \quad (5.12)$$

Как показали результаты экспериментальных исследований, при истечении через малые круглые отверстия в тонкой стенке при совершенном сжатии и турбулентном режиме маловязких жидкостей (воды, бензола, керосина и др.) коэффициенты истечения мало изменяются и при расчётах

можно принимать следующие их значения:

$$\varepsilon = 0,64; \varphi = 0,97; \mu = 0,62; \xi = 0,065 \quad (5.13)$$

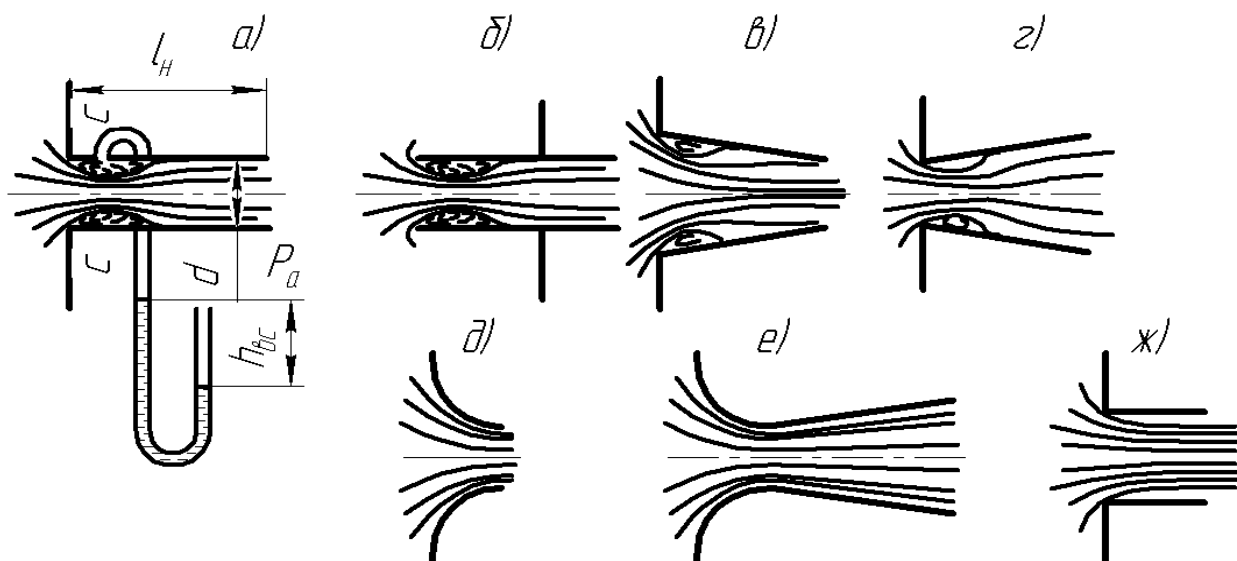


Рисунок 5.2 – Виды насадков

Насадком называют короткую трубку длиной $(3-4)d$, прикреплённую к отверстию. Существуют следующие виды насадков:

- цилиндрические - внешний (см. рис.5.2а) и внутренний (см. рис.5.2б);
- конические - сходящиеся (см. рис.5.2в) и расходящиеся (рис.5.2г);
- коноидальные (см. рис.5.2д), диффузорные или комбинированные (см. рис.5.2е).

Цилиндрический внешний насадок, называемый ещё насадком Вентури, широко применяется на практике, например, в гидротехнических сооружениях. На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняется сверление в толстой стенке и не обрабатывается входная кромка. Истечение через такой насадок показано на рисунке 5.2а. При входе жидкости в отверстие насадка вследствие изгиба линий тока происходит сжатие струи и на некотором расстоянии от входа в насадке образуется замкнутая отрывная зона. Затем струя постепенно расширяется до размеров отверстия и из насадка выходит полным сечением. Если струя истекает в среду с атмосферным давлением, то в зоне сжатия струи устанавливается (согласно уравнению Бернулли) абсолютное давление меньше атмосферного, то есть вакуум, так как скорость истечения из насадка меньше скорости в сжатом сечении С-С. Вакуум можно измерить жидкостным вакуумметром, подключённым к сжатой зоне струи (см. рис.5.2а), причём:

$$h_{\text{вак}} \approx 0,74H. \quad (5.14)$$

При заданном напоре H за счёт вакуума в зоне сжатия скорость истечения получается больше, чем при истечении из отверстия в тонкой стенке. Вместе с тем, присоединение насадка к отверстию даёт

дополнительные потери по сравнению с истечением жидкости через отверстие без насадка, вызываемые внезапным расширением жидкости внутри насадка и трением потока о его внутреннюю поверхность. Обычно длина насадка Вентури $l_n = (3 \dots 4)d$. При меньших l_n зона отрыва может стать незамкнутой (см. рис.5.2ж) и истечение будет происходить как через малое отверстие в тонкой стенке.

Результаты экспериментальных исследований в зоне турбулентного течения показали, что для насадка Вентури:

$$\varepsilon = 1; \mu = \varphi = 0,82; \xi = 0,5 \quad (5.15)$$

Таким образом, коэффициент расхода насадка Вентури примерно на 30% больше, чем для отверстия в тонкой стенке, соответственно больше будет и расход жидкости при прочих равных условиях.

Цилиндрический внутренний насадок (рис.5.2б) имеет большее гидравлическое сопротивление, что приводит к уменьшению коэффициентов скорости и расхода:

$$\varepsilon = 1; \mu = \varphi = 0,71; \xi = 1 \quad (5.16)$$

Конические сходящиеся насадки (см. рис. 5.2) применяются в случаях, когда нужно за счет уменьшения скорости значительно увеличить давление, например, в реактивных гидротурбинах, центробежных насосах и др. Оптимальное значение угла конусности $5^\circ - 7^\circ$. В коническом расходящемся насадке сжатие струи вакуум больше, чем у цилиндрического внешнего. Потери энергии на внезапное расширение в нем значительно больше потерь в других насадках, что ведёт к уменьшению коэффициентов скорости и расхода (коэффициент расхода определяется относительно площади выходного отверстия насадка).

Коноидальный насадок (см. рис.5.2д) имеет входную часть, выполненную по форме струи, что снижает потери и увеличивает коэффициенты скорости и расхода, Коноидальный насадок ещё называется соплом. Диффузорный насадок (см. рис.5.2е) представляет собой комбинацию коноидального насадка (сопла) и диффузора. Приставка диффузора к соплу влечёт за собой снижение давления в узком месте насадка, следовательно, увеличение скорости и расхода жидкости через него (увеличение расхода до 2,5 раза по сравнению с соплом).

Основные характеристики насадков при турбулентных режимах течения ($Re \geq 10^5$) приведены в таблице 5.1.

Постоянно увеличивать расход жидкости через насадки нельзя, так как с ростом расхода увеличивается скорость в сжатое сечении и, как следствие этого, уменьшается давление. Если абсолютное давление при этом достигает значения, равного упругости насыщенных паров протекающей жидкости при данной температуре, то в данном сечении наступает кавитация.

Вода из напорного бака 1 подается через вентиль 2 в горизонтально расположенный трубопровод 3 со сменным насадком. В напорный бак вода непрерывно подается из водопровода через вентиль 4 успокоительную сетку 5. Постоянство уровня жидкости в напорном баке осуществляется с помощью переливной трубы 6 со смотровым окном 7 и вентиля 8. Для определения напора H служит пьезометрическая трубка 9 со шкалой, имеющая нулевое деление на уровне центра отверстия.

Для измерения координат точек вытекающей струи жидкости используется щит 10 из оргстекла с нанесенной на нем шкалой. Жидкость стекает в мерный бак 11, а из него в систему слива.

Для контроля температуры воды в напорном баке имеется термометр 12.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1) Заполнить напорный бак (см. рис.5.3) до уровня переливной трубы.
- 2) Установить сменный насадок на трубопровод 3.
- 3) Открыть вентиль 2.
- 4) С помощью вентиля 4 и 8 добиться того, чтобы уровень в баке был постоянным, при этом в окне 7 будет наблюдаться небольшой расход воды.
- 5) Измерить и записать напор H , координаты (x ; y) какой-либо точки траектории струи.
- 6) Зафиксировать время . заполнения определённого объёма мерного бака.
- 7) Закрыть вентиль 2.
- 8) Сменить насадок.
- 9) Повторить пункты 3-7.
- 10) Все данные измерений занести в соответствующие поля таблицы 5.2.

Таблица 5.2 – Результаты замеров и расчета

№№	Тип насадка	H , м	V , м ³	t , с	T , °C	x	y	$v_{ид}$, м/с	φ	Q_T , м ³ /с	Q , м ³ /с	μ	ε	ξ	$Re_{ид}$
1															
2															
3															
Примечания: $d=0.01$ м. - значение вязкости жидкости рассчитывается по формуле (2.10)															

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В настоящей работе определение действительной скорости истечения производится с помощью измерения координат свободной струи, истекающей из отверстия или насадка. Суть этого способа заключается в следующем.

Если пренебречь сопротивлением, которое оказывает воздух движущейся свободной струе, вытекающей горизонтально, то можно считать, что траектории частиц жидкости представляют собой параболы и выражаются уравнением:

$$y = \frac{g}{2 \cdot \vartheta^2} \cdot x^2, \quad (5.17)$$

откуда действительная скорость истечения ϑ определяется как:

$$\vartheta = x \sqrt{\frac{g}{2y}}, \quad (5.18)$$

Таким образом, если за начало отчёта взять точку, лежащую в центре сечения среза насадка, то для определения скорости достаточно измерить координаты x , y одной произвольно взятой точки оси струи.

Это измерение производится с помощью щита 10.

Напор H определяется с помощью пьезометра 9.

По формулам (5.7) и (5.8) находятся теоретическая, действительная скорость истечения и скоростной коэффициент φ .

По формуле (5.10) подсчитывается теоретический расход воды Q_T . Действительный расход рассчитывается по известным значениям объёма мерного бака V_6 и времени наполнения t по формуле:

$$Q = \frac{V_6}{t}. \quad (5.19)$$

По формулам (5.10а) и (5.11) находятся коэффициент расхода μ и коэффициент сжатия струи ε .

Результаты обработки опытных данных заносятся в сводную таблицу 5.2.

Оформление работы нужно закончить выводами, в которых необходимо отразить, какие типы насадков являются лучшими по скорости истечения и по расходу жидкости, а также отметить расхождение полученных экспериментальных данных со справочными из таблицы 5.1.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Какой из коэффициентов зависит от величины потерь при истечении и какой определяется преимущественно сжатием струи?
- 2) Как меняются коэффициенты ε , φ , μ и ξ при истечении жидкости через различные насадки?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ (КОЭФФИЦИЕНТА ДАРСИ)

Цель работы:

- 1) Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси) λ при различных скоростях движения в трубопроводе реальной капельной жидкости.
- 2) Вычисление значений λ по теоретическим или эмпирическим формулам, применяемым для соответствующей области сопротивления, и сравнение с экспериментальными данными.
- 3) Графическое изображение зависимости опытных и теоретических значений коэффициента λ от числа Рейнольдса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Движение жидкости по тракту сопровождается потерей напора. В уравнении Бернулли, записанном для двух сечений потока вязкой жидкости,

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот } 1-2}, \quad (6.1)$$

член $h_{\text{пот } 1-2}$ представляет собой суммарную величину потерь напора:

$$h_{1-2} = h_\ell + h_m, \quad (6.2)$$

где h_ℓ – потери напора по длине расчетного участка трубопровода, вызванные трением жидкости о стенки, называются *путевыми потерями*, м; h_m – потери напора на коротких участках трубопровода, обусловленные изменением формы или размеров (иногда и того, и другого одновременно), называемые *потерями в местных сопротивлениях*, или *местными потерями напора*.

В данной работе рассматриваются *путевые потери*. Согласно уравнению неразрывности для потока вязкой несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$):

$$v_1 S_1 = v_2 S_2, \quad (6.3)$$

При течении жидкости в горизонтально расположенном трубопроводе ($z_1 = z_2$) постоянного сечения ($S_1 = S_2$) скорости в начале и конце расчетного участка будут одинаковыми ($v_1 = v_2$) и уравнение Бернулли примет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_\ell. \quad (6.4)$$

Путевые потери определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_\ell = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (6.5)$$

где λ – безразмерный коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);

ℓ – длина расчетного участка трубопровода, м;

d – диаметр трубопровода, м;

v – среднерасходная скорость течений, м/с.

Экспериментально установлено, что коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от режима течения, характеризуемого числом Рейнольдса (Re), и состоянием внутренней поверхности трубопровода, характеризуемым относительной шероховатостью (ε). Влияние этих факторов на величину λ при ламинарном и турбулентном режимах течения проявляется по-разному.

При ламинарном режиме, т.е. $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \leq 2300$ (ν – кинематический коэффициент вязкости) состояние поверхности стенки не влияет на сопротивление движению жидкости и $\lambda = f(Re)$. Значение коэффициента λ в этом случае определяется по теоретической формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (6.6)$$

Подставляя это выражение в (6.5), получим формулу для определения путевых потерь при ламинарном течении в виде:

$$h_1 = \frac{64\nu}{v \cdot d} \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = k \cdot v, \quad (6.7)$$

где $k = \frac{32\nu \cdot \ell}{d^2 \cdot g}$.

Из (6.7) следует, что в ламинарном потоке потери напора по длине трубопровода (путевые потери) прямо пропорциональны средней скорости течения жидкости.

Турбулентный режим течения характеризуется интенсивным перемешиванием жидкости как в поперечном (по сечению потока), так и в продольном (по длине потока) направлениях. Однако в диапазоне чисел Рейнольдса $2300 \leq Re \leq 10^5$ непосредственно вблизи стенок трубопровода существует слой движущейся жидкости, течение в котором сохраняется

ламинарным. Этот слой называется ламинарным подслоем или ламинарной пленкой. Толщина ламинарной пленки ($\delta_{\text{л}}$) зависит от режима течения $\delta_{\text{л}} = f(Re)$ и с увеличением числа Рейнольдса $\delta_{\text{л}}$ уменьшается.

Стенки любого тракта имеют естественную шероховатость поверхности, первоначально обусловленную материалом и технологией изготовления трубопровода и меняющуюся при его эксплуатации вследствие взаимодействия материала трубопровода с рабочей жидкостью. Средняя высота выступов шероховатости (Δ) называется абсолютной шероховатостью. В зависимости от соотношения между $\delta_{\text{л}}$ и Δ (см. рис. 6.1) трубы или стенки рассматривают как гидравлически гладкие (а) или гидравлически шероховатые (б).

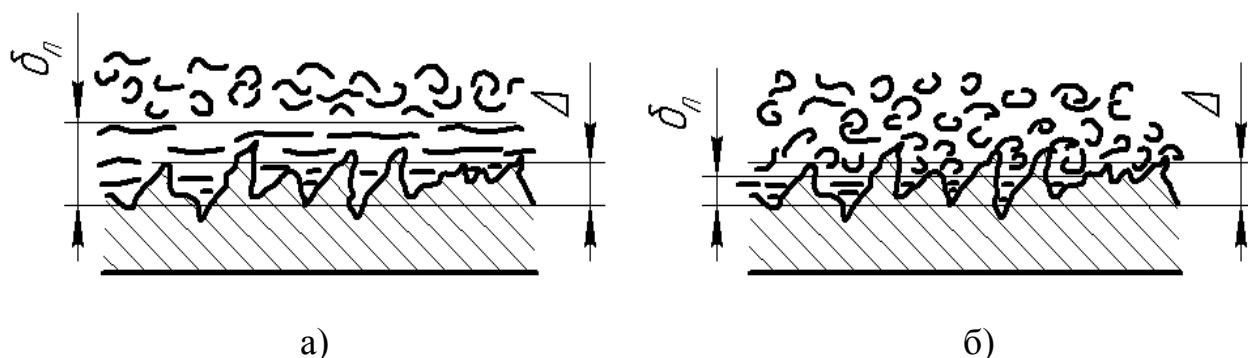


Рисунок 6.1 – Распределение ламинарного подслоя: а) гидравлически гладкие трубы; б) гидравлически шероховатые трубы.

Если $\delta_{\text{л}} > \Delta$ ламинарный подслой как бы сглаживает шероховатость стенки, при этом поток не получает дополнительной турбулизации от шероховатости, поскольку образующиеся на вершинах выступов шероховатости вихри подавляются ламинарной пленкой. Труба, в которой выступы шероховатости находятся в пределах толщины ламинарного подслоя, называется гидравлически гладкой.

Если $\delta_{\text{л}} < \Delta$, выступы шероховатости, оказавшись в турбулентном ядре потока, вносят дополнительное возмущение в обтекающую их жидкость, что приводит к увеличению сопротивления, следовательно, потерь напора. Такая труба является гидравлически шероховатой.

В зависимости от режима течения, одна и та же труба может быть как гидравлически гладкой, так и гидравлически шероховатой, поскольку с ростом числа Рейнольдса толщина ламинарного подслоя уменьшается, и, наоборот, с уменьшением Re , $\delta_{\text{л}}$ возрастает.

Естественная шероховатость всегда неравномерна, так как выступы имеют различные формы, размеры и расположение. Поэтому вводится понятие эквивалентной (или равномерно-зернистой) абсолютной шероховатости $\Delta_{\text{э}}$. Эта искусственно создаваемая шероховатость, например, путем наклеивания на стенки трубы песчинок одного размера (одной, фракции) и на одинаковых расстояниях друг от друга, обеспечивает создание

сопротивления трубопровода, равного сопротивлению при естественной шероховатости.

Значения, абсолютной (Δ) и эквивалентной ($\Delta_э$) шероховатости для труб из некоторых материалов приведены в таблице (6.1).

Таблица 6.1 – Абсолютная и эквивалентная шероховатости для различных труб.

№№	Материал и состояние труб	Δ , мм	$\Delta_э$, мм
1	Трубы из стекла, латуни или медные новые	0,0015-0,01	0,001-0,01
2	Трубы стальные, бесшовные (цельнотянутые), новые чистые	0,02-0,1	0,02-0,05
3	Трубы стальные, сварные, новые, чистые	0,03-0,12	0,03-0,1
4	Трубы стальные, бывшие в употреблении	0,2-1,2	0,2-1,25
5	Трубы чугунные, новые	0,25-1,0	0,2-0,5
6	Трубы чугунные, бывшие в употреблении	0,5-1,4	0,5-1,5

При определении λ учитывается не абсолютная шероховатость, а ее отношение к диаметру (или радиусу) трубы, т.е. относительная шероховатость:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d} ; \quad \varepsilon_э = \frac{\Delta_э}{d}, \quad (6.8)$$

Это обусловлено тем, что одна и та же абсолютная шероховатость оказывает большее влияние на сопротивление движения в трубопроводе меньшего диаметра.

Предложено большое количество эмпирических и полуэмпирических формул для определения коэффициента гидравлического трения λ , учитывающих особенности течения при турбулентном режиме. Эти особенности в конечном итоге сказываются на зависимости путевых потерь, от средней скорости течения.

Так, для гидравлически гладких труб потери напора по длине пропорциональны средней скорости в степени 1,75. В переходной области от гидравлически гладких к шероховатым трубам ($\Delta \approx \delta_\lambda$, $20 \frac{d}{\Delta_э} \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta_э}$) на величину λ оказывают влияние одновременно два фактора: число Рейнольдса и относительная шероховатость, т.е. в переходной области $\delta_\lambda = f(Re, \varepsilon)$. В этой области, называемой зоной доквадратичного сопротивления, потери напора по длине пропорциональны средней скорости в степени от 1,74 до 2.

Для гидравлически шероховатых труб, когда ламинарная пленка практически полностью разрушается, коэффициент λ уже не зависит от Re , а определяется лишь относительной шероховатостью, т.е. $\lambda = f(\varepsilon)$.

Эта область называется зоной квадратичного сопротивления или автомодельной областью, так как независимость λ от Re означает, что потери

напора по длине, определяются по формуле (6.5) пропорциональны квадрату средней скорости. Начало этой, области определяется условием $Re > 500 \frac{d}{\Delta_3}$.

Наиболее, часто применяемые формулы для вычисления значения коэффициента λ приведены в таблице 6.2.

Определение λ в инженерных расчетах можно облегчить за счет использования расчетных формул приведенных в таблице 6.2, а так же таблиц и номограмм, содержащихся в учебных и справочных пособиях.

При проведении данной работы рассматриваются режимы течения в гидравлически гладких трубах.

Таблица 6.2 – Формулы для определения λ при различных числах Рейнольдса.

Режим течения, зона сопротивления, режим	Граница зоны	Расчётные формулы
Ламинарный	$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$; Ф. Пуазейля
Зона гладкостенного сопротивления	$2320 \leq Re \leq 10^5$	$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$; Ф. Блазиуса
	$4000 \leq Re \leq 3 \cdot 10^6$	$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$; Ф. Конакова
Зона доквадратичного сопротивления	$20 \frac{d}{\Delta_3} \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta_3}$	$\lambda = \frac{1}{\left[2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \cdot \lambda^{0,5}} + \frac{\Delta_3}{3,7d} \right) \right]^2}$ Ф. Кольбрука - Уайта
		$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)$; Ф. Альтшуля
Зона квадратичного сопротивления	$Re \geq 500 \frac{d}{\Delta_3}$	$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{3,7d}{\Delta_3} \right)^2}$; Ф. Прандтля - Никурадзе
		$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}$; Ф. Шифринсона

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки для экспериментального исследования путевых потерь приведена на рисунке 6.2.

Насосом 1 рабочая жидкость из резервуара 2 через регулирующий подвод жидкости кран 3 подается по трубопроводу 4 в напорный бак 5, в котором расположено входное устройство горизонтального трубопровода постоянного сечения 6 и сливная труба 7, с помощью которой уровень жидкости (H) в напорном баке поддерживается постоянным. Потери по длине расчетного участка трубопровода определяются с помощью

пъезометров 8 и 9, подсоединенных к его начальному (1-1) и конечному (2-2) сечениям. Температура рабочей жидкости измеряется термометром 10.

Пройдя через расчетный участок, жидкость по трубопроводу II через дроссель расхода 12 сливается в мерный бачок 14. Уровень жидкости в мерном баке контролируется по шкале 13. Мерный бачок имеет перегородку 16, ограничивающую предельный уровень заполнения мерного бачка. Излишки жидкости по трубопроводу 17 сливаются в резервуар. По окончании измерения расхода запорный кран 15 открывается, и жидкость сливается в резервуар 2.

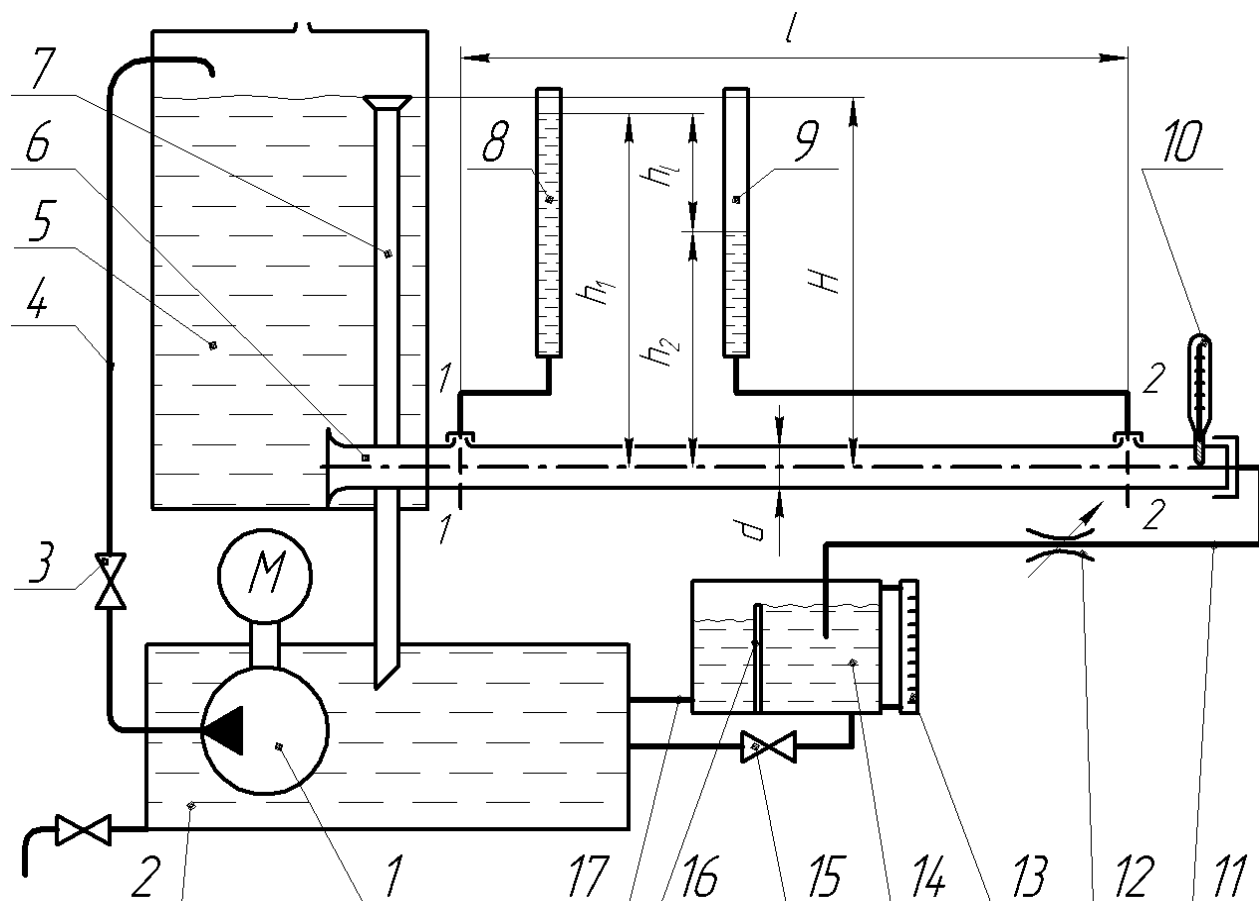


Рисунок 6.2 – Схем экспериментальной установки

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1) Маховичком 3 полностью открыть кран 3 напорной магистрали 4.
- 2) Маховичком 4 полностью перекрыть, дроссель расхода 12.
- 3) Маховичком 5 открыть кран 15 слива из мерного бачка.
- 4) Включением тумблера 2 подать питание на двигатель М, при этом загорится сигнальная лампочка I, насос I включается в работу и начинается заполнение напорного бачка 5.

5) При заполнении напорного бака до уровня переливной горловины сливной трубы 7 маховичком 4 установить некоторый расход рабочей

жидкости через экспериментальный участок. При этом маховичком 3 отрегулировать расход жидкости в напорной магистрали таким образом, чтобы через горловину сливной трубы сливалось небольшое количество жидкости. Контроль за наличием перелива осуществляется визуально через прозрачную переднюю стенку напорного бака.

6) Маховичком 5 закрыть кран слива из мерного бачка и секундомером замерить время заполнения t определенного объема жидкости V .

7) Измерить уровень жидкости h_1 и h_2 в пьезометрах 8 и 9.

8) Повторить 7 - 10 раз действия по пунктам 6 – 7, изменяя расход маховичком 4.

9) Термометром 10 измерить температуру рабочей жидкости, t °С,

10) Экспериментальные данные занести в соответствующие графы таблицы 1.3.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

1) В зависимости от измеренной температуры жидкости по формуле (2.10) определяем кинематический коэффициент вязкости ν .

2) Вычисляем среднерасходную скорость течения в трубопроводе:

$$v = \frac{Q}{S},$$

где $Q = \frac{V}{t}$ – объемный расход, м³/с;

$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения трубопровода.

3) Определяем потери напора h_1 на длине экспериментального участка трубопровода.

Из уравнения Бернулли, записанного для рассматриваемого случая течения (6.4), определяем путевые потери:

$$h_1 = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} = h_1 - h_2.$$

4) По формуле Дарси-Вейсбаха (6.5), вычисляем экспериментальные значения коэффициента гидравлического трения:

$$\lambda_{\text{э}} = 2g \frac{d}{\ell} \cdot \frac{h_{\ell}}{v^2}.$$

5) Вычисляем числа Рейнольдса $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ и по их значениям определяем режимы течения жидкости в трубопроводе.

6) В зависимости от режима течения по соответствующим формулам (см. табл. 6.2) вычисляем теоретические значения $\lambda_{\text{т}}$.

7) Вычисляется относительная погрешность

$$\sigma = \left(\frac{\lambda_{\text{э}}}{\lambda_{\text{т}}} - 1 \right) \cdot 100\%.$$

8) Все результаты вычислений заносим в таблицу 6.3.

9) По данным таблицы 6.3 строятся графики:

- $\lg 100\lambda_{\text{э}} = f(\lg Re)$ - экспериментальный,

- $\lg 100\lambda_{\text{т}} = f(\lg Re)$ - теоретический.

10) Работа заканчивается выводами о результатах сопоставления экспериментальных значений λ с расчетами и справочными значениями, а также анализом возможных причин их несовпадения.

Таблица 6.3 – Результаты замеров и расчета.

№	№	h_1 , м	h_2 , м	V , м ³	t , с	T , °C	ν , м ² /с	ϑ , м/с	h_{ℓ} , м	Re	$\lambda_{\text{э}}$	$\lambda_{\text{т}}$	σ , %
1													
2													
...													
10													
Примечания: - длина экспериментального участка $l=1$ м. - внутренний диаметр трубопровода $d=0.15$ м.													

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1) Что означает понятие гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые поверхности?

2) Может ли быть одна и та же труба гидравлически гладкой и гидравлически шероховатой?

3) Что такое абсолютная и эквивалентная шероховатость?

4) От каких факторов зависит коэффициент гидравлического трения при турбулентном режиме течения?

5) Какие зоны сопротивления преодолевает турбулентный поток - в зависимости от режима течения?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОТЕРЬ В МЕСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ

Цель работы:

- 1) Экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений.
- 2) Сопоставление полученных значений коэффициентов, с вычисленными или справочными значениями.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Местными гидравлическими сопротивлениями называются короткие участки трубопроводов или каналов, в которых происходит изменение скоростей по величине или направлению, или по величине и по направлению одновременно.

Потери напора (энергии) в местных гидравлических сопротивлениях называются местными потерями и обусловлены так же, как и потери по длине, работой сил трения. Местные сопротивления представляют собой участки трубопровода, где происходит резкое изменение движения жидкости, и силы трения распределяются в потоке, проходящем через местное сопротивление, весьма неравномерно. Поскольку протяженность местного сопротивления, как правило, весьма мала по сравнению с общей длиной трубопровода, потери напора на преодоление самих сил трения в местном сопротивлении невелики, однако обусловленные трением особенности структуры потока приводят к большим потерям напора в местных сопротивлениях. Протекая через местное сопротивление, поток деформируется, возникают пульсации скоростей и давлений образуются вихревые зоны с обратными токами вследствие отрыва потока от стенок трубопровода. На эти процессы смещения и вихреобразования тратится часть полной - энергии потока, которая превращается в тепло и рассеивается в окружающее пространство.

Уравнение Бернулли, записанное для двух сечений потока вязкой жидкости движущейся в трубопроводе с местными сопротивления, в общем случае (обозначения общепринятые) имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{\text{пот } 1-2}. \quad (7.1)$$

Член $\sum h_{\text{пот } 1-2}$ представляет собой суммарную величину потерянного напора на расчетном участке, состоящую из потерь на трение по длине трубопровода (путевых потерь) и потерь в местных сопротивлениях т.е.

$$\sum h_{\text{пот } 1-2} = h_l + h_m. \quad (7.2)$$

Для любого вида местного сопротивления потери напора могут быть определены в долях скоростного напора по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \xi_m \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (7.3)$$

где ξ_m – безразмерный коэффициент конкретного местного сопротивления;
 v – средняя скорость потока, м/с.

Если средняя скорость потока на входе в местное сопротивление и после него не остается постоянной, например, вследствие расширения или сужения канала, потеря напора обычно определяется по скоростному напору за местным сопротивлением.

Величина коэффициента местного сопротивления при турбулентном течении принимается пропорциональной скоростному напору, что является признанием того факта, что местные сопротивления при этом режиме течения обусловлены, в основном, отрывными течениями, определяются типом местного сопротивления и не зависят от числа Рейнольдса. Обычно коэффициенты местного сопротивления определяются экспериментально и представляются в справочной и литературе в виде графиков и эмпирических формул.

Влиянием сил трения в местном сопротивлении при ламинарном режиме течения пренебрегать нельзя, поэтому потери напора на преодоление местных сопротивлений в этом случае представляют собой сумму потерь на трение и вихреобразование и записываются в виде:

$$h_m = h_{\text{тр}} + h_{\text{вихр}} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (7.4)$$

где $h_{\text{тр}}$ – потери напора на преодоление сил трения, равные:

$$h_{\text{тр}} = \frac{A}{Re} \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (7.5)$$

Помня, что $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$, констатируем, рассматривая формулу (7.5), что $h_{\text{тр}}$ пропорциональны первым степеням вязкости и скорости;
 $h_{\text{вихр}}$ – потери напора на отрыв потока и вихреобразование в местном сопротивлении» пропорциональные квадрату скорости, т.е.

$$h_{\text{тр}} = B \frac{v^2}{2g}. \quad (7.6)$$

Следовательно,

$$h_{\text{м}} = \frac{A}{Re} \cdot \frac{v^2}{2g} + B \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{A}{Re} + B \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (7.7)$$

где A и B – безразмерные постоянные, зависящие от формы и размеров местного сопротивления. Из сопоставления, формул (7.3) и (7.7) видно что

$$\xi_{\text{м}} = \frac{A}{Re} + B. \quad (7.8)$$

т.е. коэффициент местного сопротивления при ламинарном режиме течения зависит от числа Рейнольдса $\xi_{\text{м}} = f(Re)$, и значение его уменьшается с увеличением Re . Потери напора при этом с ростом числа Рейнольдса возрастают, поскольку коэффициент потерь на трение уменьшается пропорционально скорости в первой степени, а потери изменяются пропорционально скоростному напору (см. формулу 7.7). Рассмотрим основные виды местных сопротивлений:

1) Внезапное расширение потока

Этот вид местного сопротивления имеет место при резком изменении диаметра трубопровода от меньшего к большему. Картина течения при внезапном расширении представлена на рисунке 7.1.

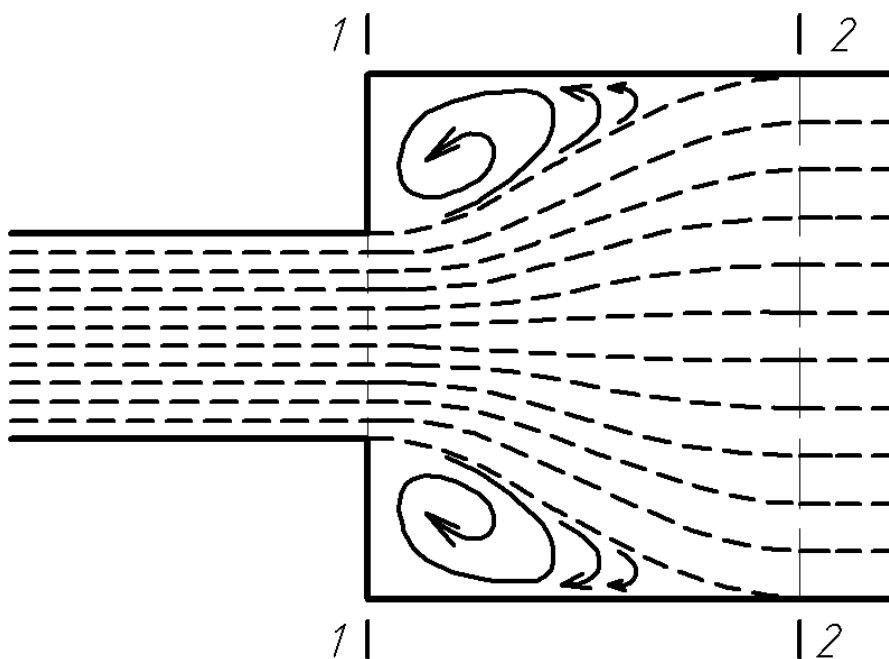


Рисунок 7.1 – Внезапное расширение потока

Поток с параметрами P_1 , ϑ_1 , двигаясь по инерции, в сечении 1-1 срывается с внутренней угловой кромки и образует струю. Вследствие наличия продольных сил трения, действующих на боковой поверхности струи, происходит ее расширение до полного заполнения трубы большего диаметра в сечении 2-2. Между сечениями 1-1 и 2-2 имеет место отрыв потока от стенок трубопровода и в пространстве между транзитной струей и стенками образуется кольцевая вихревая зона. Эта зона может иметь несимметричный вид и не является устойчивой, поскольку транзитной струей из нее периодически захватываются отдельные крупные вихри, которые сносятся потоком вниз по течению. Эти вихри постоянно дробятся в основном потоке и затухают, а в зоне отрыва образуется новый вихрь. Таким образом, при внезапном расширении энергия затрачивается на образование вихревой зоны, поддержание вращательного движения в ней, унос вихрей из зоны отрыва и их дробление на участке расширения струи.

Поток стабилизируется на длине, равной примерно десяти диаметрам, трубопровода.

При внезапном расширении для турбулентного режима течения потери напора достаточно точно определяются теоретическим путем по формуле Борда-Карно:

$$h_m = \frac{(\vartheta_1 - \vartheta_2)^2}{2g}. \quad (7.9)$$

Для трубопровода круглого сечения, с учетом уравнения неразрывности

$\vartheta_1 S_1 = \vartheta_2 S_2$ и $S = \frac{\pi d^2}{4}$, формула (7.9) может быть представлена в виде:

$$h_m = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1\right)^2 \frac{\vartheta_2^2}{2g} = \xi_m \frac{\vartheta_2^2}{2g}, \quad (7.10)$$

$$\text{где } \xi_m = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1\right)^2. \quad (7.11)$$

Потери могут быть определены и через скорость на входе во внезапное расширение:

$$h_m = \xi_m^1 \frac{\vartheta_1^2}{2g}. \quad (7.12)$$

$$\text{где } \xi_m^1 = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2. \quad (7.13)$$

2) Внезапное сужение потока

Картина течения при внезапном сужении потока изображена на рисунке 7.2 а, б.

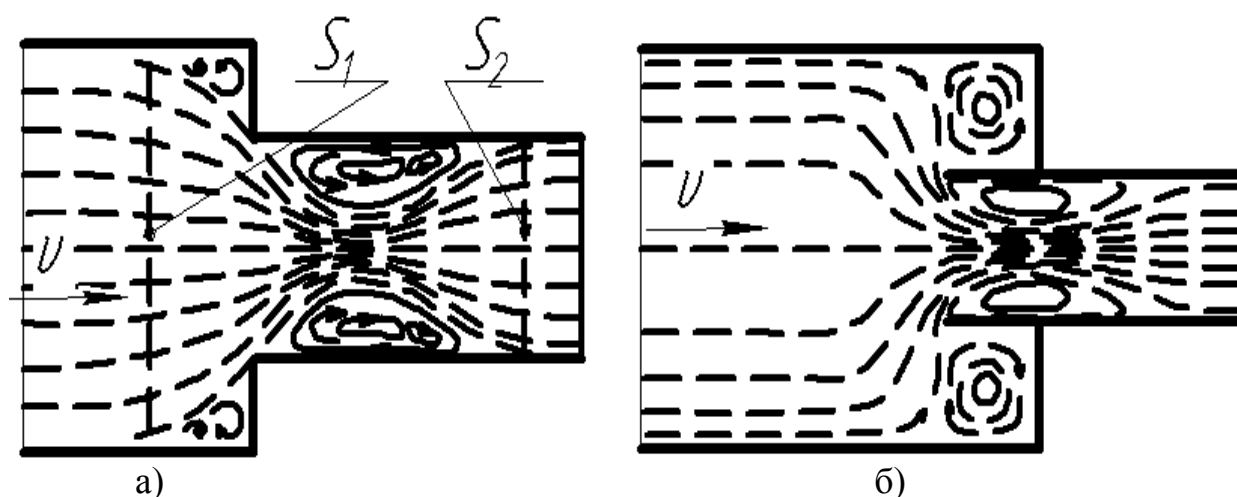


Рисунок 7.2 – Внезапное сужение потока

На рисунке 5.2 б тонкостенная труба меньшего диаметра вставлена внутрь трубы большего диаметра, Такое местное сопротивление называется наиболее резким сужением.

При внезапном сужении потери обусловлены, во-первых, трением потока при входе в трубу меньшего диаметра и, во-вторых, потерями на вихреобразование. Последние обусловлены тем, что на частицы жидкости, движущиеся по криволинейным траекториям, действуют силы, направленные к оси струи. Двигаясь под действием этих сил, частицы жидкости не обтекают входной угол, а срываются с него, что приводит к сужению потока на участке трубы меньшего диаметра. Кольцевое пространство, образованное сжатым потоком и стенками трубы, заполняется завихренной жидкостью.

Для расчета коэффициента сопротивления при внезапном сужении предложена эмпирическая формула [2]:

$$\xi_m = 0,5\left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right). \quad (7.14)$$

При наиболее резком сужении (см. рис. 7.2 а) силы, сжимающие струю, возрастают из-за уменьшения радиуса кривизны траекторий частиц, втекающих в трубу, что приводит к возрастанию потерь. Формулой (7.15) эти эффекты не учитываются.

3) Диффузоры

Диффузором называется плавно расширяющийся от меньшего к большему диаметру участок трубопровода (см. рис. 7.3). Течение жидкости в диффузоре сопровождается уменьшением скорости и увеличением давления, а, следовательно, преобразованием кинетической энергии в энергию давления.

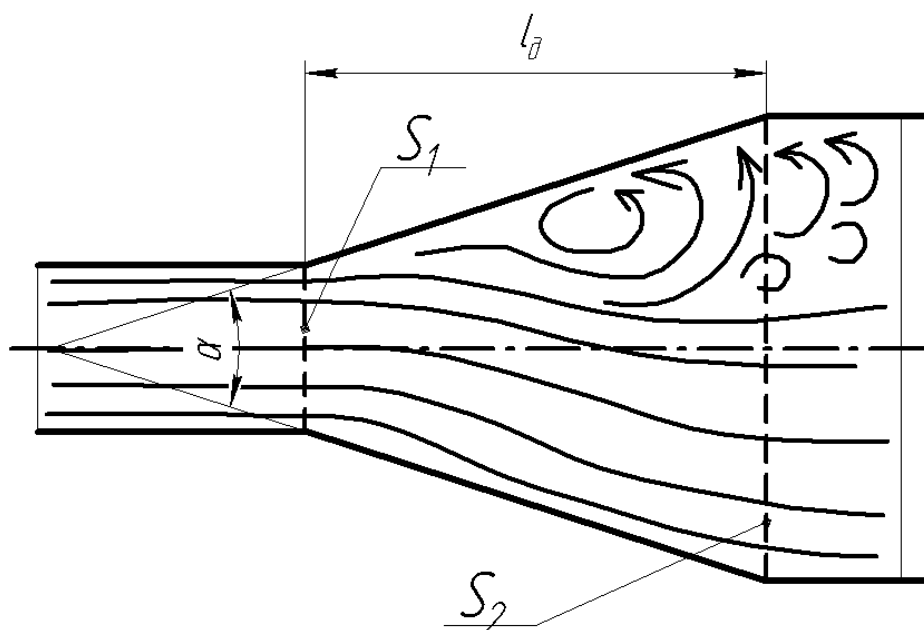


Рисунок 7.3 – Диффузор

Основными характеристиками диффузора являются:

- угол раствора (расширения) - α ;
- степень расширения - $n = \frac{S_2}{S_1}$;
- длина диффузора - l_d .

Потери в диффузоре обусловлены тем, что частицы жидкости, находящиеся вблизи стенок, тормозятся сильнее и движутся медленнее, чем центральные, и процесс преобразования энергии сопровождается увеличением неравномерности полей скоростей в сечениях диффузора. Слои жидкости, прилегающие к стенкам, обладают столь малой кинетической энергией, что на некотором расстоянии от входа в диффузор они оказываются не в состоянии преодолевать повышенное давление. Частицы жидкости останавливаются и даже начинают двигаться навстречу основному потоку. Обратное движение (противоток) вызывает отрыв основного потока от стенки и образование вихревой зоны. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла раствора диффузора, а вместе с этим растут и потери на вихреобразование в нем. При больших углах раствора течение сопровождается периодическим уносом вихревой области транзитным потоком с одновременным ее образованием на противоположной стенке (см. рис. 7.3).

Кроме того, в диффузоре есть потери и на трение по его длине.

Итак, потери в диффузоре складываются из потерь на трение, потерь на образование вихревой зоны, поддержание вращательного движения в ней, унос вихрей и образование новых вихревых областей.

Полную потерю напора в диффузоре условно рассматривают как сумму двух слагаемых

$$h_{\text{диф.}} = h_{\text{тр.}} + h_{\text{расш.}}, \quad (7.15)$$

где $h_{\text{тр.}}$ – потери напора на трение, м;

$h_{\text{расш.}}$ – потери напора на расширение (вихреобразование).

В виде двух составляющих может быть представлен и коэффициент сопротивления диффузора:

$$\xi_{\text{диф.}} = \xi_{\text{тр.}} + \xi_{\text{расш.}}. \quad (7.16)$$

Значения коэффициентов $\xi_{\text{тр.}}$ и $\xi_{\text{расш.}}$ имеются в справочной литературе или могут быть определены по формулам:

$$\xi_{\text{тр.}} = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha/2} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2, \quad (7.17)$$

где λ коэффициент гидравлического трения, определяемый по параметрам на входе в диффузор.

$$\xi_{\text{расш.}} = 3,2 K t g^{\frac{\alpha}{2}} \sqrt{t g^{\frac{\alpha}{2}}} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2, \quad (7.18)$$

где K - коэффициент, для конических диффузоров $K=1$ [2].

4) Конфузоры

Конфузором называется плавно сужающийся участок трубопровода (см. рис. 7.4).

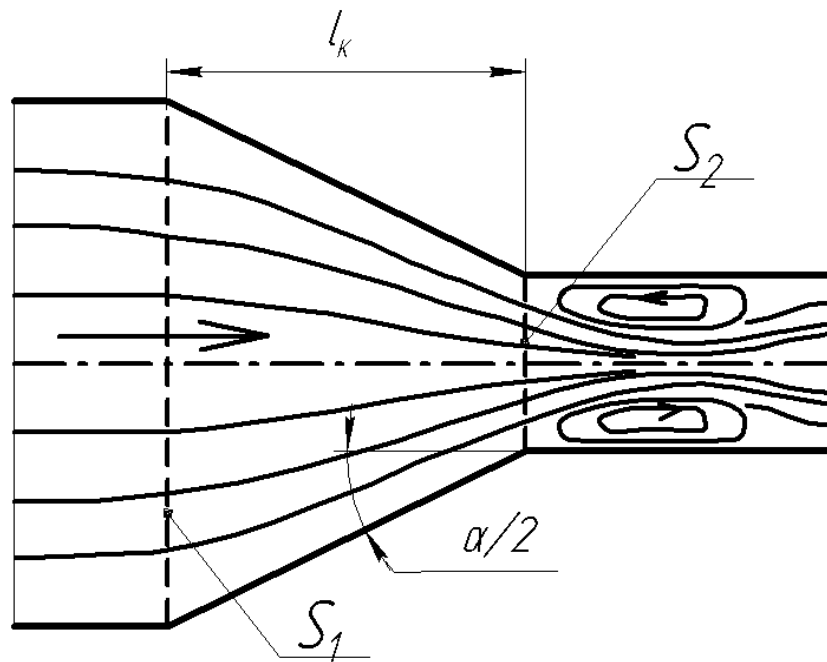


Рисунок 7.4 – Конфузор

Течение жидкости в конфузорах сопровождается увеличением скорости и падением давления. Так как давление в начале конфузора больше, чем в конце, причин к возникновению вихреобразования и срывов потока нет. Поэтому сопротивление конфузоров невелико и определяется в основном потерями на трение. Основными характеристиками конфузора являются:

- угол сужения - α

- степень сужения - $n = \frac{S_1}{S_2}$

- длина конфузора - l_k

При достаточно больших углах сужения ($\alpha > 10^\circ$) и степенях сужения ($n > 3$) на входе в цилиндрическую трубу меньшего диаметра поток может оторваться от стенок (рис. 2.5) и в этом случае коэффициент сопротивления конфузора представляется в виде двух слагаемых:

$$\xi_k = \xi_m + \xi_{тр.}, \quad (7.19)$$

где ξ_m — коэффициент местного сопротивления конфузора;

$\xi_{тр.}$ - коэффициент сопротивления трения.

5) Колена. Отводы

Коленом (см. рис. 7.5 а) называется внезапный поворот канала без закругления или с закруглением, радиус которого для внутренней и внешней стенок одинаков.

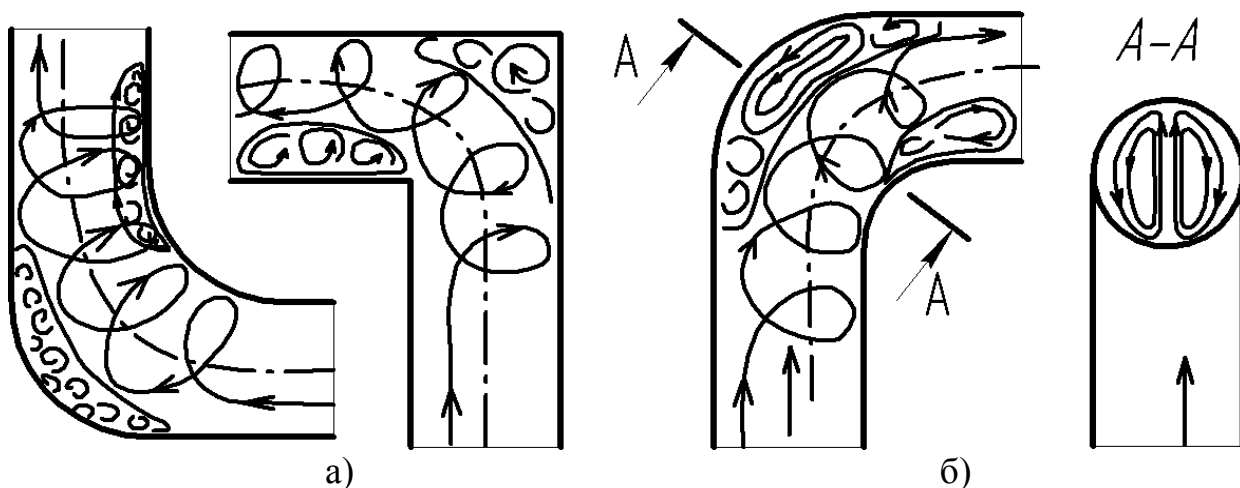


Рисунок 7.5 – Местные гидравлические сопротивления: а - колена; б – отвод

Отводом (см. рис. 7.5 б) называется изогнутый участок трубопровода, в котором (при равенстве входного и выходного сечений) закругления внутренней и наружной стенок, представляют собой дуги концентрических

окружностей. В изогнутых трубах и каналах, вследствие искривления, потока, появляются центробежные силы, направленные от центра кривизны к внешней стенке трубы. Это приводит к повышению давления у внешней стенки и понижению давления у внутренней и обуславливает неравномерность скоростей по сечению изогнутого участка.

У внешней стенки, вследствие повышенного давления, появляется диффузорный эффект. При этом отрыв потока происходит от обеих стенок. Отрыв от внешней стенки является следствием диффузорного эффекта.

Отрыв от внутренней стенки обуславливается стремлением потока двигаться в изогнутом участке по инерции к внешней стенке.

Поскольку при движении жидкости по криволинейному каналу на все ее частицы в направлении радиуса кривизны действуют центробежные силы, пропорциональные квадрату окружной скорости, течение в изогнутом канале имеет весьма сложный вид.

Окружная скорость у стенок из-за влияния трения существенно меньше, чем у оси потока, и вследствие разности скоростей в сечении, образуется парный вихрь (см. рис. 7.5 б). В результате сложения вращательного и поступательного движений жидкость по изогнутому участку движется двумя винтовыми потоками.

Основная часть потерь напора в коленах и отводах вызывается отрывом потока от внутренней стенки и парным вихрем. Потери на трение по длине изогнутого участка учитываются включением длины отводов в общую длину трубопровода. Коэффициенты сопротивления изогнутых участков трубопроводов определяются по графикам и таблицам, а также эмпирическим формулам [2,3].

При экспериментальном определении коэффициентов местных сопротивлений в трубопроводе с местным сопротивлением рассчитываются два сечения: на входе и на выходе из местного сопротивления. Из уравнения Бернулли (7.1) при условии, что $\alpha_1 = \alpha_2$ определяются потери напора:

$$h_{\text{пот.}} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{(\vartheta_1 - \vartheta_2)^2}{2g} + z_1 - z_2. \quad (7.20)$$

Если площади проходных сечений до и после местного сопротивления одинаковы и трубопровод расположен горизонтально (см. рис. 7.6), то $z_1 = z_2$; $\vartheta_1 = \vartheta_2$, и гидравлические потери равны разности пьезометрических напоров в сечениях 1 и 2.

$$h_{\text{пот.}} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g}. \quad (7.21)$$

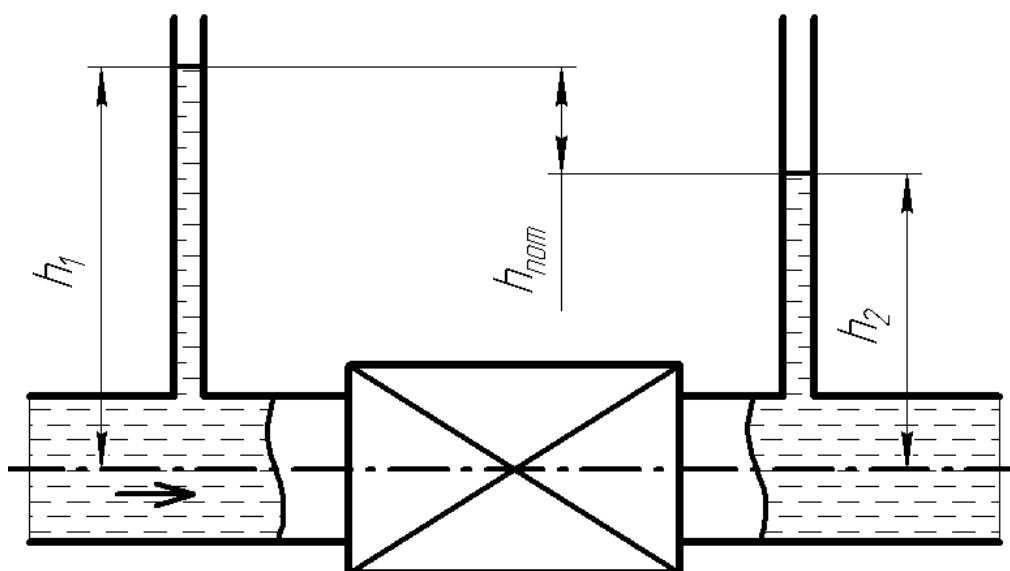


Рисунок 7.6 – Показания пьезометров до и после местного сопротивления

Коэффициент местного сопротивления определяется из формулы Вейсбаха (7.6):

$$\xi_{\text{м.}} = \frac{h_{\text{пот.}}}{v^2/2g}. \quad (7.22)$$

При таком способе определения потерь в местных сопротивлениях потери на трение не выделяются, а входят в состав местных потерь, т.е. $h_{\text{пот.}} = h_{\text{м.}}$. Следует иметь в виду, что при расчетном определении потерь полного напора в трубопроводе, содержащем несколько последовательно установленных местных сопротивлений, простое суммирование их потерь (так называемый принцип наложения потерь) дает правильные результаты, если сопротивления расположены друг от друга на расстоянии, превышающем длину взаимного влияния, которая составляет 30-40 диаметров трубопровода.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки для экспериментального определения потерь в местных сопротивлениях приведена на рисунке 7.7.

Из резервуара 1 рабочая жидкость с помощью насоса 2 подается в напорный бак 3. Уровень жидкости H в напорном баке поддерживается постоянным. Излишки жидкости сливаются в резервуар через переливную трубу. При постоянном напоре H жидкость из напорного бака подается в горизонтально расположенный трубопровод 4 с набором местных сопротивлений. На входе и выходе каждого местного сопротивления выполнены отборники давления в виде отверстий в стенах, которые через штуцера и гибкие трубопроводы подведены к пьезометрическому щиту 5, на

котором установлены пьезометры (7-18) для замера напоров во всех наблюдаемых сечениях.

На рисунке 7.7 местные сопротивления и отборники давления расположены в следующей последовательности:

- внезапное расширение (7-8)
- внезапное сужение (9-10),
- дроссельная шайба (диафрагма) (11-12);
- колено (13-14),
- плавный поворот на 180° (15-16),
- вентиль (17-18).

После прохождения экспериментального участка жидкость сливается в мерный бак 6.

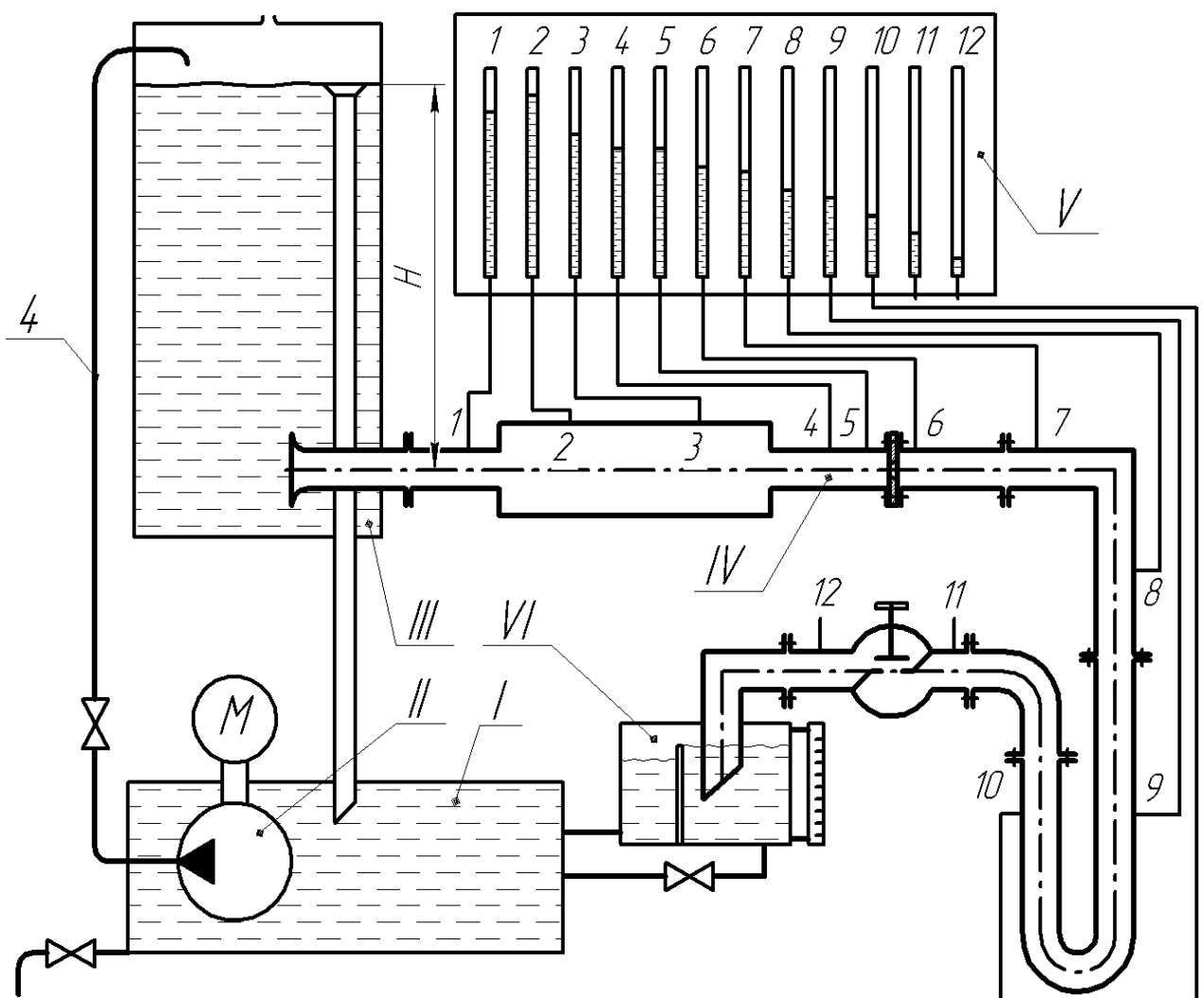


Рисунок 7.7 – Схема экспериментальной установки

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1) Маховичком 3 полностью открыть кран напорной магистрали.
- 2) Маховиком 4 полностью перекрыть дроссель расхода.

- 3) Маховичком 5 открыть кран слива из мерного бака.
- 4) Включением тумблера 2 подать питание на двигатель, при этом загорится сигнальная лампочка I, насос включится в работу и начнется заполнение напорного бака.
- 5) При заполнении напорного бака до уровня переливной горловины сливной трубы маховиком 4 установить некоторый расход жидкости через экспериментальный, участок. При этом маховиком 3 отрегулировать расход жидкости в напорной магистрали таким образом, чтобы через горловину сливной трубы сливалось небольшое количество жидкости. Контроль за наличием перелива осуществляется визуально через прозрачную переднюю стенку напорного бака.
- 6) Маховичком 5 закрыть кран слива из мерного бака и секундомером измерить время заполнения определенного объема жидкости .
- 7) Измерить уровни жидкости в пьезометрах (1-12) (рис 2.9) на щите V, подсоединенных к входным и выходным сечениям каждого местного сопротивления.
- 8) Измерить температуру жидкости в баке.
- 9) Действия по пунктам 6, 7 повторить 5-7 раз, изменяя расход маховичком 4.
- 10) Экспериментальные данные занести в соответствующие графы таблицы 7.1.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

- 1) По измеренной температуре и формуле (2.10) определяем кинематический коэффициент вязкости ν рабочей жидкости.
- 2) Вычисляем среднерасходные скорости движения жидкости на расчетных участках трубопровода;

$$v_i = \frac{Q_i}{S_i},$$

где Q_i – объемный расход на данном режиме;

S_i - площадь сечения расчетного участка трубопровода.

- 3) Определяем потери полного напора в исследуемом местном сопротивлении.

Поскольку $z_{\text{вх}} = z_{\text{вых}}$, по потери напора определяются как

$$h_{\text{пот.}} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_{\text{вх}}^2 - v_{\text{вых}}^2}{2g} = (h_{\text{вх}} - h_{\text{вых}}) + \frac{v_{\text{вх}}^2 - v_{\text{вых}}^2}{2g}.$$

- 4) По формуле Вейсбаха определяем экспериментальное значение коэффициента исследуемого местного сопротивления:

$$\xi_{\text{мэ}} = \frac{h_{\text{пот.}}}{\vartheta_{\text{вых}}^2 / 2g}.$$

5) Вычисляем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\vartheta_{\text{вых}} \cdot d_{\text{вых}}}{\nu}.$$

6) Вычисляем по формулам или берем из справочной литературы значения коэффициентов местных сопротивлений $\xi_{\text{мт}}$ (см. табл. 7.2).

7) Вычисляем относительную погрешность:

$$\sigma = \left(\frac{\xi_{\text{мэ}}}{\xi_{\text{мт}}} - 1 \right) \cdot 100\%$$

8) Все результаты расчетов заносим в таблицу 7.1.

9) Строим графики зависимости:

$$\xi_{\text{мэ}} = f(Re);$$

$$\xi_{\text{мт}} = f(Re).$$

10) Работа заканчивается выводами о результатах сопоставления экспериментальных значений $\xi_{\text{м}}$ с расчетными или справочными значениями и анализом возможных причин их несовпадения.

Таблица 7.1 – Результаты замеров и расчета.

N_0, N_0	$h_{\text{вх}}, \text{м}$	$h_{\text{вых}}, \text{м}$	$V, \text{м}^3$	$\tau, \text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$\vartheta_{\text{вх}} = \frac{Q}{S_{\text{дс}}}, \text{м/с}$	$\vartheta_{\text{вых}} = \frac{Q}{S_{\text{вых}}}, \text{м/с}$	$\frac{\vartheta_{\text{вх}}^2 - \vartheta_{\text{вых}}^2}{2g}, \text{м}$	$h_{\text{пот.}}, \text{м}$	$\xi_{\text{мэ}}$	$Re_{\text{вых}}$	$\xi_{\text{мт}}$
1													
2													
3													
...													
12													

Таблица 7.2 – Характеристики местных сопротивлений

№	Наименование	$d_{\text{ВХ}}$ мм	$d_{\text{ВЫХ}}$ мм	δ°	ξ_{MT}
1	Внезапное расширение	10	20	0	$\xi_{\text{MT}} = \left(\frac{d_{\text{ВЫХ}}^2}{d_{\text{ВХ}}^2} - 1\right)^2$
2	Внезапное сужение	20	10	0	$\xi_{\text{MT}} = 0,5\left(1 - \frac{d_{\text{ВЫХ}}^2}{d_{\text{ВХ}}^2}\right)$
3	Дроссельная шайба	6,5	10	0	при $S_{\text{ВХ}}/S_{\text{ВХ}} = 0,1$ $\xi_{\text{MT}} = 6,0 - 8,25$
4	Колено /угольник/	10	10	90	$\xi_{\text{MT}} = 1,15 - 2,0$
5	Плавный поворот	10	10	180	$\xi_{\text{MT}} = 0,3 - 0,4$
6	Вентиль	-	-	0	$\xi_{\text{MT}} = 3,0 - 5,0$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Какие сопротивления называются местными?
- 2) Каковы основные физические факторы, вызывающие потери энергии в местных, сопротивлениях?
- 3) Каков характер зависимости местных сопротивлений от режима течения?
- 4) В чем состоит принцип наложения потерь?

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБОПРОВОДЕ

Цель работы:

- 1) Экспериментальное определение величины гидравлического удара и скорости распространения ударной волны в напорном трубопроводе.
- 2) Сопоставление экспериментально определенных величин с соответствующими величинами, вычисленными по теоретическим зависимостям.
- 3) Ознакомление со способами снижения давления при гидравлическом ударе

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Гидравлическим ударом называется колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе, с капельной жидкостью при внезапном изменении её скорости.

Этот процесс является быстротечным и характеризуется, чередованием резких повышений и понижений давления. Изменение давления при гидроударе связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода. Поскольку повышение, давления при гидроударе может привести к разрушению трубопровода, требуемая прочность его стенок связана именно с этим параметром, и часто в инженерной практике под гидроударом подразумевается лишь резкое повышение давления в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока жидкости. Гидравлический удар чаще всего возникает при быстром закрытии или открытии органа управления потоком - крана, задвижки, затвора и т.д. Однако могут быть и другие причины его возникновения. Благодаря тому, что жидкость, хотя и незначительно, но все же сжимается, а стенки трубопровода деформируются под действием повышенного давления, гидравлический удар имеет большую, но не бесконечную величину.

Чтобы понять суть явления, рассмотрим процесс развития гидравлического удара в напорном трубопроводе при резком (внезапном) закрытии регулирующего органа - задвижки, установленной в выходном сечении трубы (см. рис. 8.1). Потерями напора пренебрегаем:

1) задвижка открыта, жидкость движется по трубопроводу (см. рис. 8.1, а) со скоростью v_0 под давлением P_0 ;

2) произошло внезапное полное (мгновенное) закрытие задвижки (см. рис. 8.1, б). Скорость частиц жидкости, натолкнувшись на задвижку, будет погашена ($v = 0$), а их кинетическая энергия переходит в работу деформации жидкости и стенок трубы. Давление в зоне задвижки повышается на величину $\Delta P_{уд}$, т.е. становится равным $P = P_0 + \Delta P_{уд}$.

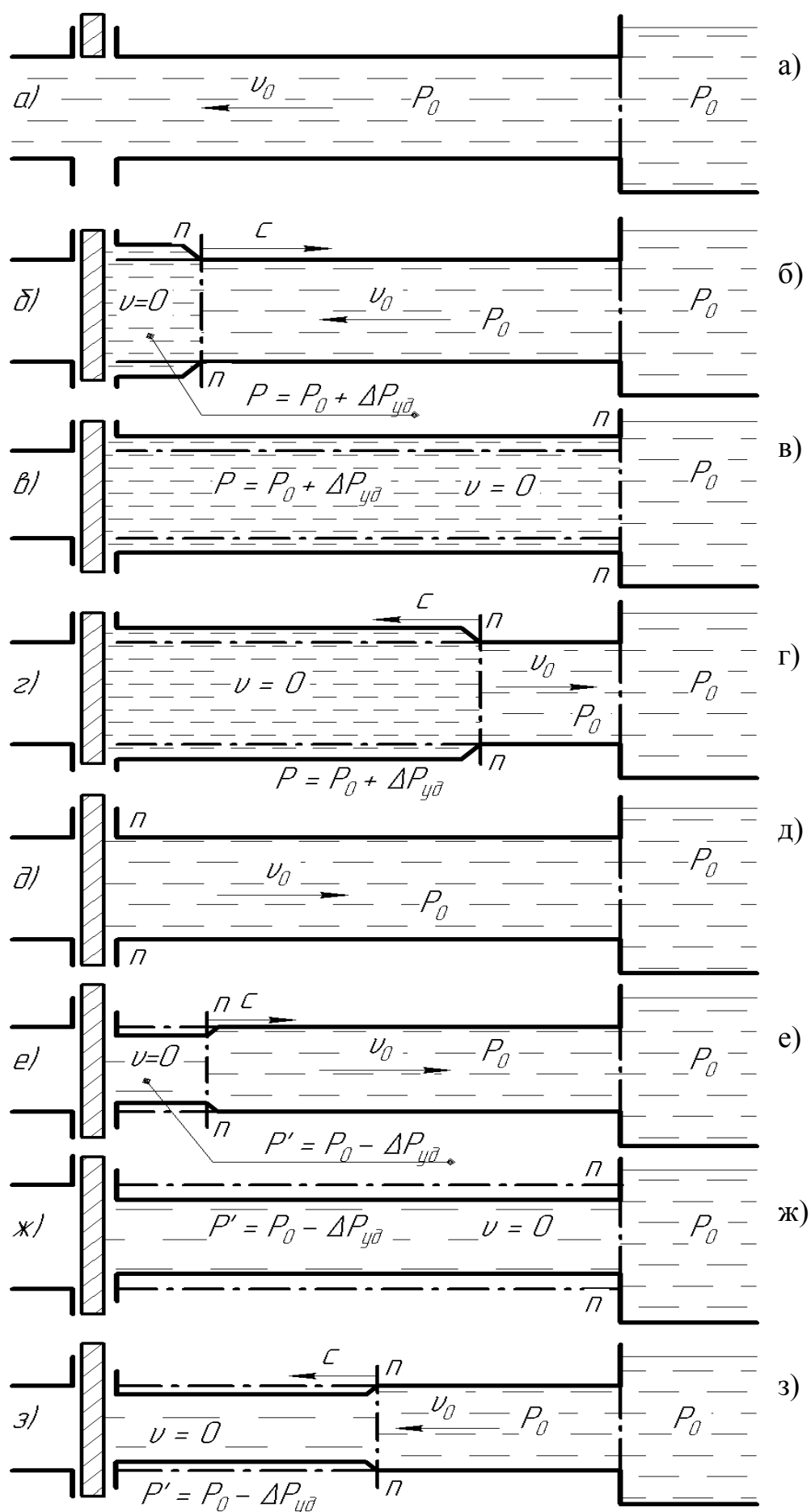


Рисунок 8.1 – Распространение ударной волны

В соответствии с повышением давления стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается. На заторможенные у задвижки частицы жидкости набегает соседние с ними частицы, которые также полностью тормозятся, в результате чего зона повышенного давления (сечение n-n) перемещается от задвижки к резервуару со скоростью C , которая называется скоростью ударной волны. Зона повышенного давления, в которой давление изменяется на величину $\Delta P_{уд}$, называется прямой ударной волной. Сечение n-n называется фронтом ударной волны;

3) когда ударная волна дойдет до резервуара (см. рис. 8.1, в), жидкость будет остановлена ($v = 0$) и сжата по всей длине трубопровода, а стенки его растянуты. Ударное повышение давления $\Delta P_{уд}$ распространится на всю трубу;

4) поскольку в резервуаре давление равно P_0 (см. рис. 8.1, г), состояние жидкости в трубопроводе не будет равновесным: под действием перепада давления $\Delta P_{уд}$ частицы жидкости устремятся из трубопровода в резервуар, начиная от сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Фронт ударной волны (сечение n-n) теперь перемещается со скоростью C в обратном направлении, оставляя за собой выравненное давление P_0 . Поскольку жидкость и стенки трубопровода являются упругими, они возвращаются к первоначальному состоянию, соответствующему давлению P_0 . Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе вновь приобретает скорость u_0 , но с обратным знаком, т.е. движение от задвижки к резервуару;

5) когда фронт ударной волны достигает задвижки (см. рис. 8.1, д), жидкость во всем трубопроводе будет двигаться к резервуару со скоростью u_0 , и давлением P_0 . С этой скоростью "жидкая колонна", заполняющая трубопровод, стремится оторваться от задвижки;

6) ударная волна отражается от задвижки и ее фронт начинает двигаться к резервуару (см. рис. 8.1, е) теперь уже под действием отрицательного давления $P' = P_0 - \Delta P_{уд}$. Образуется отрицательная (обратная) ударная волна, движущаяся со скоростью C к резервуару. За фронтом ударной волны стенки трубопровода сжимаются, а жидкость вследствие понижения давления, расширяется. Кинетическая энергия вновь переходит в работу деформации, но противоположного знака;

7) стенки сжаты (см. рис. 8.1, ж), а жидкость расширена по всей длине трубопровода под давлением $P' = P_0 - \Delta P_{уд}$. Фронт волны достиг резервуара, в котором давление P_0 , превышает давление в трубопроводе. Состояние трубы и жидкости в ней вновь не является равновесным;

8) отраженная от резервуара под давлением $\Delta P_{уд}$, ударная волна вновь направляется к задвижке (см. рис. 8.1, з). За фронтом ударной волны давление (P_0) в резервуаре и трубопроводе выравнивается, что сопровождается возникновением движения жидкости со скоростью u_0 . Как только отраженная от резервуара ударная волна достигает задвижки, ситуация будет аналогична той, что имела место в момент закрытия задвижки. Весь цикл (период)

гидравлического удара повторится.

Гидравлический удар может быть **полным** и **неполным**, а также **прямым** и **непрямым**. Для того чтобы определить, какой гидравлический удар будет иметь место в конкретном случае, необходимо знать основные величины, которыми он характеризуется:

- $\Delta P_{уд}$ – величина повышения давления;
- C – скорость распространения ударной волны;
- $T_з$ – время срабатывания запорного устройства;
- $T_{\phi} = \frac{2l}{C}$ – длительность фазы, где l – длина трубопровода.

Длительность фазы – это время, в течение которого возникшая запорного устройства ударная волна достигнет резервуара и, отразившись от него, снова подойдет к запорному устройству. Удвоенная фаза составляет, один период, или цикл гидроудара (рис. 3.1, б-з).

Итак:

- гидравлический удар называется **полным**, когда происходит полная остановка движения, т.е. запорный орган полностью перекрывает трубопровод, и нет никаких дополнительных устройств для отвода потока;

- гидравлический удар называется **неполным**, когда начальная скорость (v_0) движения жидкости изменяется до некоторого значения $v < v_0$. Это имеет место при частичном перекрытии запорного органа или когда при полном перекрытии трубопровода поток направляется через гидравлическое сопротивление, которое ранее обходил из-за большой величины этого сопротивления;

- гидравлический удар называется **прямым**, когда закрытие запорного органа происходит достаточно быстро, а, конкретно, при условии $T_з < T_{\phi}$;

- гидравлический удар называется **непрямым**, когда торможение жидкости происходит при условии $T_з > T_{\phi}$.

Наиболее опасным является положительный полный прямой гидравлический удар. Протекание гидроудара во времени можно представить графически в виде диаграммы (см. рис. 8.2).

Теоретическое изменение давления по времени непосредственно у запорного органа при его мгновенном закрытии показано штриховыми линиями. Качественная примерная картина действительного изменения давления по времени показала сплошными линиями. Давление нарастает (и падает), хотя и круто, но не мгновенно.

Кроме того, имеет место затухание колебаний давления, т.е. уменьшение его амплитудных значений из-за трения жидкости о стенки трубопровода и рассеивания энергии в резервуаре. В опытах Н.Е. Жуковского наблюдалось до 12 полных циклов с постоянным уменьшением $\Delta P_{уд}$. Повышение (заброс) давления; при прямом гидроударе определяется: по формулам Н.Е. Жуковского [1].

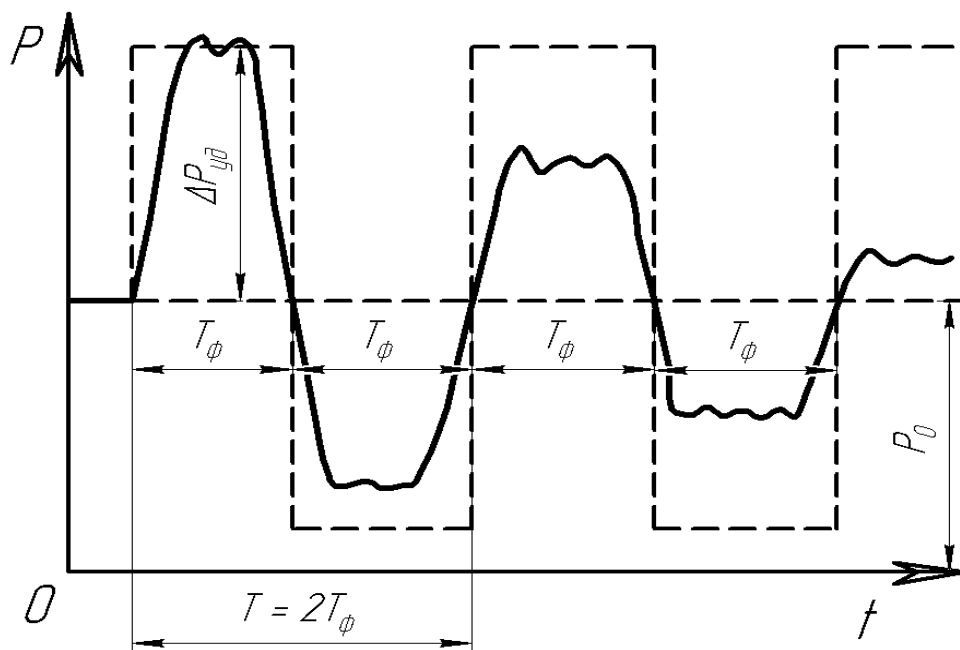


Рисунок 8.2 – Диаграмма полного прямого гидроудара

При полном гидроударе:

$$\Delta P_{уд} = \rho C v_0. \quad (8.1)$$

При неполном:

$$\Delta P_{уд} = \rho C (v_0 - v). \quad (8.2)$$

Повышение давления при непрямом гидроударе определяется по приближенным формулам.

При непрямом полном гидроударе:

$$\Delta P_{уд} = \frac{\rho 2l v_0}{T_3}. \quad (8.3)$$

При непрямом неполном гидроударе:

$$\Delta P_{уд} = \frac{\rho 2l (v_0 - v)}{T_3}. \quad (8.4)$$

Скорость распространения ударной волны (C) с учетом упругих свойств жидкости и стенок трубопровода определяется по формуле, также полученной Н.Е. Жуковским:

$$C = \frac{\sqrt{E_{\text{ж}}/\rho}}{\sqrt{1 + E_{\text{ж}}/E \cdot d/\delta_{\text{ст}}}}, \quad (8.5)$$

где $E_{\text{ж}}$ – объемный модуль упругости рабочей жидкости, освобожденной от растворенных в ней газов, (деаэрированной), МПа;

E – модуль упругости материала стенок, МПа;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенок трубопровода, м.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная гидравлическая схема установки ГВ-9 для экспериментального исследования гидравлического удара приведена на рисунке 8.3.

Из расходного бака 1 насосом 2 жидкость подается в герметичный напорный бак 3, к которому присоединено начало исследуемого трубопровода 5. Трубопровод выполнен в виде змеевика, обернутого вокруг напорного бака, к которому он подсоединен в нижней части бака.

Начало и окончание трубопровода выведены на переднюю стенку установки (рис. 3.4) и подсоединены к контрольным гидроколлекторам. Начальный и конечный контрольные гидроколлекторы (рис. 8.3, поз. 4, 10 соответственно) включают в себя датчики давления трубчатого типа (7, 17) с наклеенными тензорезисторами и пробковые краны, перекрывающие каналы к установленным на гидроколлекторах приборам (позиции 6, 18, 11, 12, 14, 16, 19).

На гидроколлекторе начала трубопровода установлен сливной клапан 9.

На гидроколлекторе конца трубопровода установлены воздушный демпфер 13 и мембранная камера механического самописца 15.

На выходе из трубопровода установлен регулирующий орган – быстродействующий затвор 18, а также тарировочный гидроцилиндр 20 с манометром 21. Компонировочная схема размещения гидроагрегатов, арматуры и контрольно-измерительной аппаратуры на передней стенке экспериментальной установки, общий вид панели пульта управления показаны на рисунке 8.4.

Гидравлический удар создается переключением штока в трубопроводе быстродействующим затвором 18.

Для демонстрации явления гидравлического удара предназначен сливной, клапан 9. При повышении давления в трубопроводе при гидроударе

клапан отходит от седла и через него происходит слив жидкости, наблюдаемый через прозрачный колпак. При помощи воздушного демпфера 13, представляющего собой герметичную камеру объемом около 4,5 метров, демонстрируется сглаживание импульса давления при гидроударе.

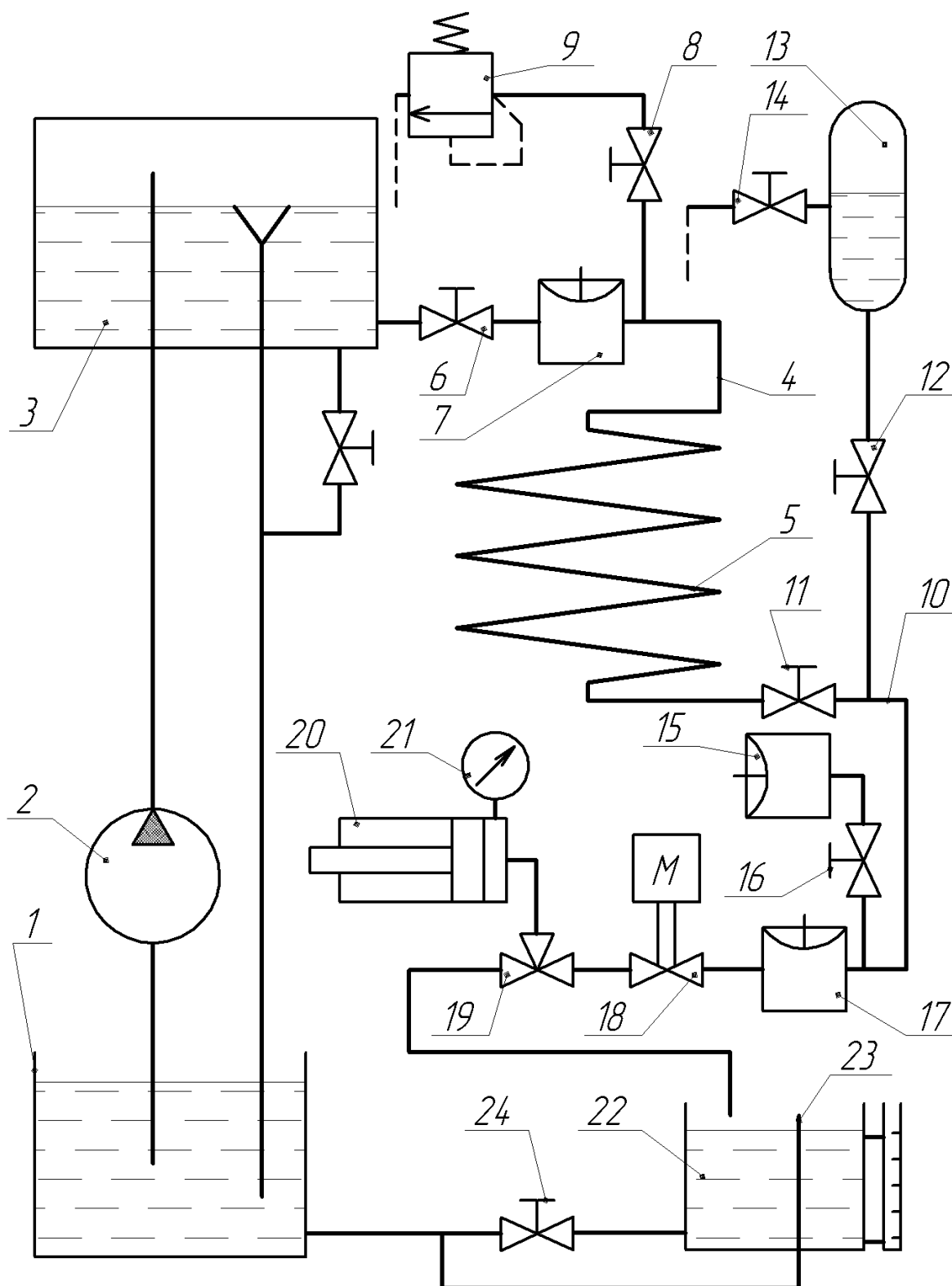


Рисунок 8.3 – Схема экспериментальной установки

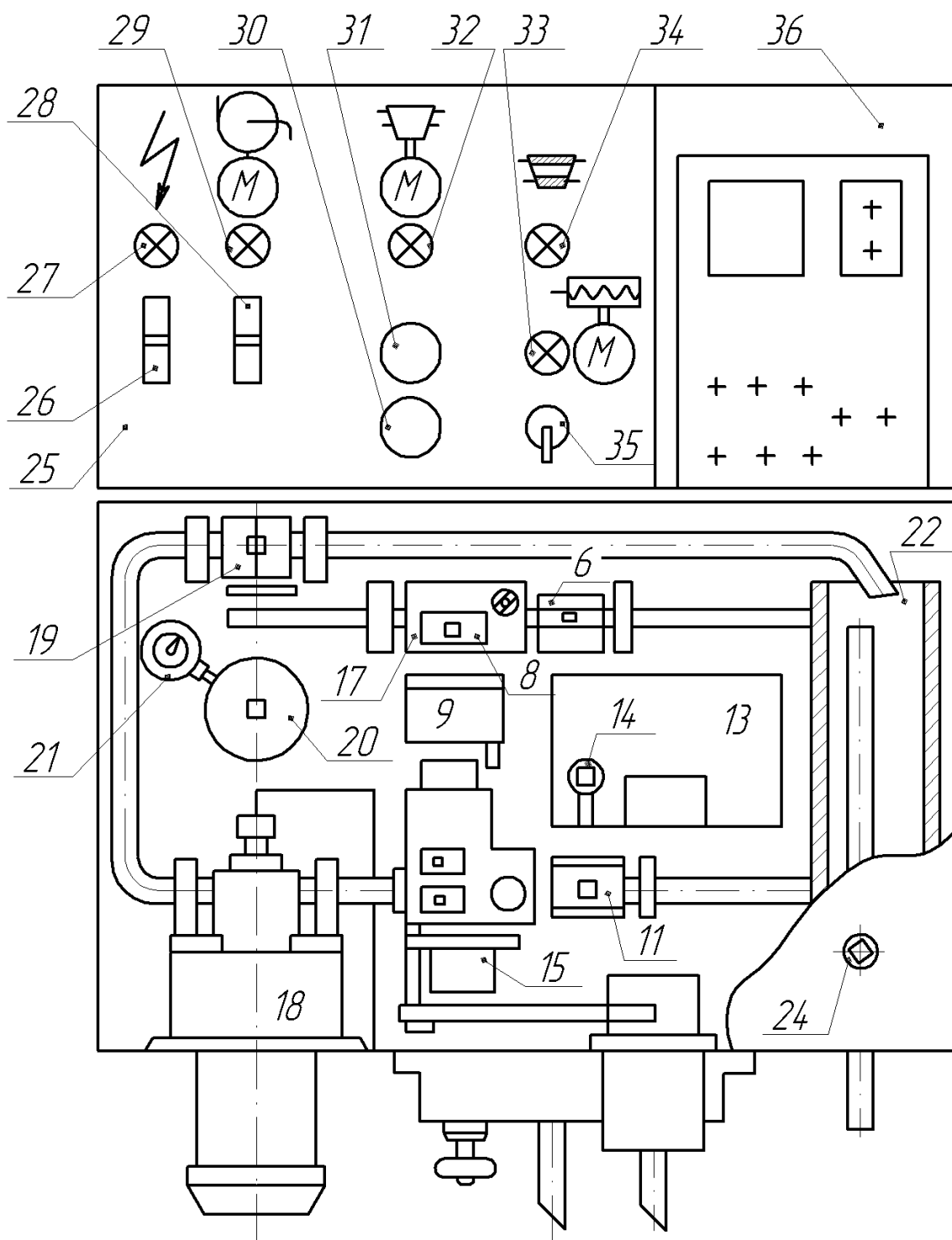


Рисунок 8.4 – Компонировка агрегатов и органов управления

Установленный на передней стенке тарировочный гидроцилиндр 20 предназначен для тарировки тензоаппаратуры.

Давление, создаваемое в гидроцилиндре при перемещении его поршня с помощью винта, контролируется манометров 21 и одновременно фиксируется тензоаппаратурой. С помощью гидроцилиндра может быть произведена тарировка механического самописца 15.

Тензорезисторы, установленные на мембранных камерах и датчиках давления через клеммы, расположенные на задней стенке пульта управления, подключаются через тензоусилитель к осциллографу.

Пульт управления установкой, (см. рис. 8.4) содержит электроаппаратуру включения сети и электродвигателей установки, индикацию положения быстродействующего затвора, предохранители, клеммы для подключения тензоусилителя и осциллографа.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1) Подготовка установки к работе.

1.1) Тумблером 26 включить установку в сеть (Загорается сигнальная лампочка 27).

1.2) Ручкой включения насоса 28 запустить насос. (Загорается сигнальная лампочка 29).

1.3) По положению рукоятки затвора и сигнальной лампочки - 34 (лампочка горит) проконтролировать положение быстродействующего затвора 18. Затвор должен быть открыт!

1.4) Полностью открыть краны 6,11,12,19,24. Этим обеспечивается максимальный расход рабочей жидкости.

1.5) Произвести проверку заполнения рабочей жидкостью тарировочного цилиндра 20. С этой целью вращением ручки на торце цилиндра многократно перемещать поршень при открытом кране 19 и максимальном расходе до полного удаления воздуха из цилиндра.

1.6) Произвести проверку заполнения воздушного демпфера 13, для чего отвинтить пробку крана 14 и произвести контрольный слив при открытом кране 12.

1.7) Опробовать работу устройства самописца, вставить бумажную ленту (размер 60 x 320 мм).

2) Тарировка тензоаппаратуры.

Статическая тарировка производится путем создания известного давления в трубопроводе.

2.1) Перекрыть кран трубопровода 6, краны отводов магистрали 8, 12, 16.

2.2) Краном 19 соединить тарировочный цилиндр с трубопроводом. Быстродействующий затвор открыт.

2.3) Вращением рукоятки цилиндра создавать некоторое давление в трубопроводе. Снять показания манометра 21 и тензоаппаратуры.

2.4) Операцию п.2.3. повторить для различных значений давления 5-7 раз. Построить тарировочный график.

Примечание. Тарировка пружины механического самописца проводится аналогично, при открытом кране 16. мембранной камеры самописца.

3) Создание гидроудара.

3.1) Полностью открыть кран начала трубопровода 6, проверить положение затвора 18 - "затвор открыт", краном 19 установить некоторый постоянный расход жидкости.

3.2) Установить величину расхода. С этой целью открыть кран 24 и слить жидкость из мерного бака 22. Закрыть кран и замерить время заполнения определенного объема, фиксируя изменение уровня жидкости в мерном баке по его шкале.

3.3) Для визуального наблюдения гидравлического удара с помощью сливного клапана 9 открыть канал к нему краном 8 и закрыть быстродействующий затвор. При этом произойдет слив жидкости через клапан, наблюдаемый через прозрачный колпак. Открыть затвор 18.

3.4) Записать кривые давления на механическом самописце, открыв краном 16 канал мембранной камеры 15. Включить двигатель барабана (тумблер 35) и закрыть быстродействующий затвор 18. Открыть затвор.

3.5) Получить кривые давления на осциллографе для чего:

- установить баланс моста усилителя;
- установить осциллограф в режиме ждущей развертки;
- установить требуемую скорость развертки (или протяжки);
- закрыть затвор 18;
- при применении катодного осциллографа за время после свечения экрана зафиксировать значения давления и период колебания (координаты X и Y);
- открыть затвор.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Техническая характеристика испытуемого трубопровода:

- длина $l = 26 \cdot 10^3$, мм;
- внутренний диаметр $d = 10$, мм;
- толщина стенки трубы $\delta_{\text{ст}} = 2$, мм;
- материал трубы - сталь, ГОСТ 1050-74
($E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\delta = 160 \cdot 10^6$ Н/м²);
- рабочая, жидкость – вода, ГОСТ 2874-82
($E = 2,03 \cdot 10^9$ Н/м²; $\rho = 1000$ кг/м³).

1) Вычислить скорость распространения ударной волны в трубопроводе:

$$C = \frac{\sqrt{E_{\text{ж}}/\rho}}{\sqrt{1 + E_{\text{ж}}/E \cdot d/\delta_{\text{ст}}}}.$$

2) Определить скорость потока жидкости в трубопроводе:

$$v_0 = \frac{Q}{S} = \frac{V}{S \cdot \tau},$$

где S – площадь сечения трубы, м^2 ;

V – замеренный объем жидкости в мерном баке, м^3 ;

τ – время измерения объема, с.

3) Подсчитать теоретическое повышение, давления для скорости в трубопроводе, равной u_0 , при полном прямом гидроударе:

$$P_{\text{уд}} = \rho C u_0,$$

4) Определить скорость распространения ударной волны давления при эксперименте:

$$c_{\text{э}} = \frac{h_{\text{уд}} \cdot \rho \cdot g}{u_0},$$

где $h_{\text{уд}}$ – зафиксированное в эксперименте изменение напора при гидроударе.

5) Подсчитать период гидроудара и сравнить его с определением по осциллограмме:

$$T = \frac{4l}{c}.$$

6) Вычислить относительную погрешность:

$$\delta_c = \left(\frac{c_{\text{э}}}{c} - 1 \right) \cdot 100\%; \delta_p = \left(\frac{h_{\text{уд}} \cdot \rho \cdot g}{\Delta P_{\text{уд}}} - 1 \right) \cdot 100\%; \delta_T = \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

где $T_{\text{ос}}$ – период гидроудара по осциллограмме.

7) Сделать выводы о причинах расхождения теоретических и экспериментальных данных о способах борьбы с гидравлическим ударом.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) В чем состоит физическая, сущность гидравлического удара?
- 2) Почему при гидроударе увеличение давления не становится бесконечным?
- 3) Что означают понятия; положительный и отрицательный гидроудар? Полный и неполный гидроудар? Прямой и непрямой гидроудар?
- 4) Как определяется фаза и период гидроудара?
- 5) От каких параметров и свойств трубопровода и рабочей жидкости зависит скорость распространения ударной волны?

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОТОКА ЖИДКОСТИ И ТВЕРДОЙ ПРЕГРАДЫ

Цель работы:

- 1) Изучение взаимодействия летящей струи рабочей жидкости с твердой преградой.
- 2) Измерение и расчет силы давления жидкости на твердую преграду в зависимости от напора.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

В относительном движении жидкости и твердых тел возникает силовое взаимодействие, обусловленное действием сил трения, инерции, давления и т.д.

Изучение силового взаимодействия потока рабочей жидкости и твердых стенок, особенно когда это взаимодействие связано с изменением величины или направления скорости, имеет немаловажное значение для понимания принципов действия гидромашин, при расчетах распределителей типа сопло-заслонка.

Согласно теореме Эйлера, вектор равнодействующей всех, внешних, сил, действующих на жидкость в фиксированном объеме, равен геометрической разности количеств движения жидкости, вытекающей из этого объема и втекающей в него за единицу времени:

$$\overline{F} = \rho Q(v_2 - v_1), \quad (9.1)$$

где \overline{F} – результирующая сила, действующая на жидкость, Н;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

Q – объемный расход, м³/с;

v_2, v_1 – вектора скорости на выходе и входе рассматриваемого объема жидкости.

Из рассмотрения свободной струи (см. рис. 9.1) следует, что во всех точках струи статическое давление равно атмосферному, т.е. избыточное давление в любом сечении струи равно нулю, а следовательно, и суммарная сила давления на струю равна нулю. Силами трения внутри струи можно пренебречь, учитывая малую протяженность струи.

Аналогично, силы тяжести не оказывают существенного влияния на данную струю.

Таким образом, для установившегося движения результирующая сила, действующая на жидкость, равна реакции стенки R , с которой неподвижная преграда воздействует на струю, или сила воздействия струи на преграду:

$$F_{\text{дин}} = -R. \quad (9.2)$$

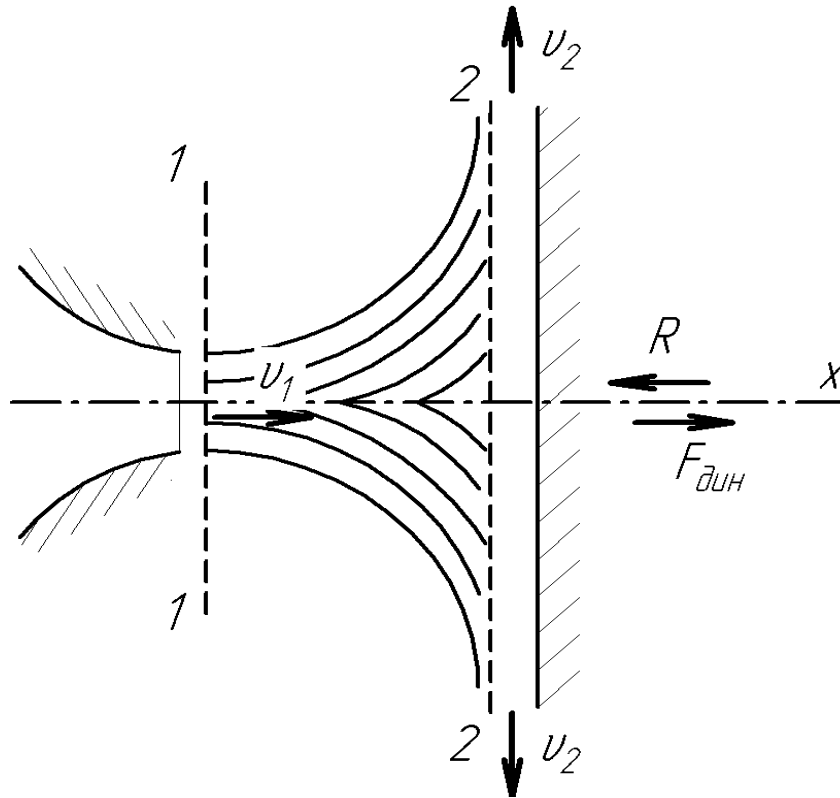


Рисунок 9.1 – Взаимодействие потока со стенкой расположенной перпендикулярно оси потока

В случае плоской стенки, расположенной перпендикулярно направлению потока (см. рис. 9.1), его расчетное усилие, на стенку равно секунднему импульсу силы, действующей вдоль оси X:

$$F_{\text{дин}} = -R = -\rho Q(v_{2x} - v_{1x}) = \rho Q v_1 = Q_m v_1, \quad (9.3)$$

так как проекция скорости потока \bar{v}_2 в направлении оси струи равна нулю (v_{2x}), где Q_m - массовый расход жидкости в струе.

В случае воздействия струи на неподвижно установленную стенку под углом α к направлению набегающего потока (см. рис. 9.2) и принимая, что вся жидкость движется вниз вдоль стенки, получим из выражения (9.1) усилие вдоль оси X:

$$F_{\text{дин } x} = \rho Q(v_{1x} - v_{2x}) = \rho Q v_1 (1 - \cos \alpha). \quad (9.4)$$

Сила, нормальная к поверхности определяется аналогично:

$$F_{\text{дин } n} = \rho Q(v_{1n} - v_{2n}) = \rho Q v_1 \sin \alpha. \quad (9.5)$$

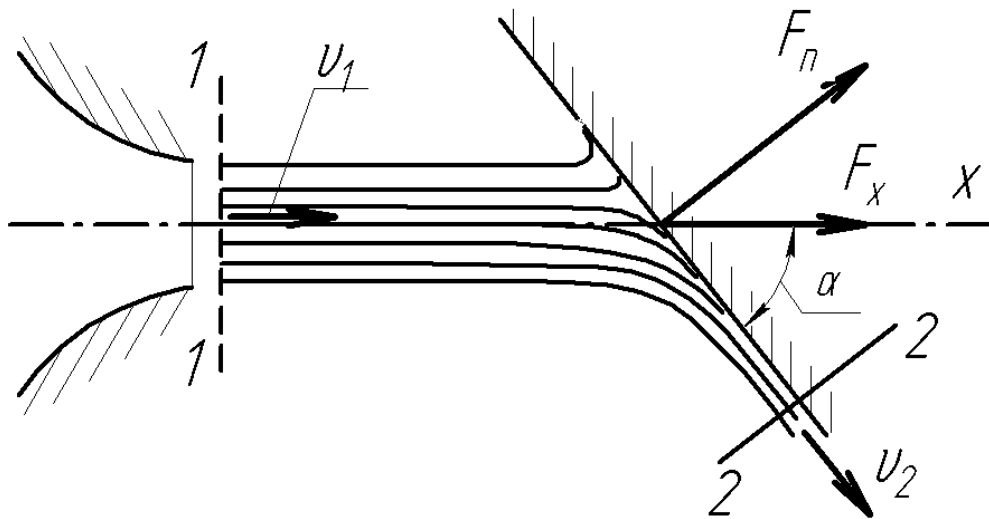


Рисунок 9.2 – Взаимодействие потока со стенкой расположенной под углом к оси потока

Если стенка имеет чашеобразную форму (см. рис. 9.3), то жидкость меняет свое направление на противоположное, что приводит к удвоенному изменению секундного количества движения:

$$F_{\text{дин } x} = \rho Q(v_1 + v_2) = 2\rho Qv_1, \quad (9.6)$$

так как скорости $u_1 = u_2$, если нет дополнительных устройств, изменяющих форму и размеры струи.

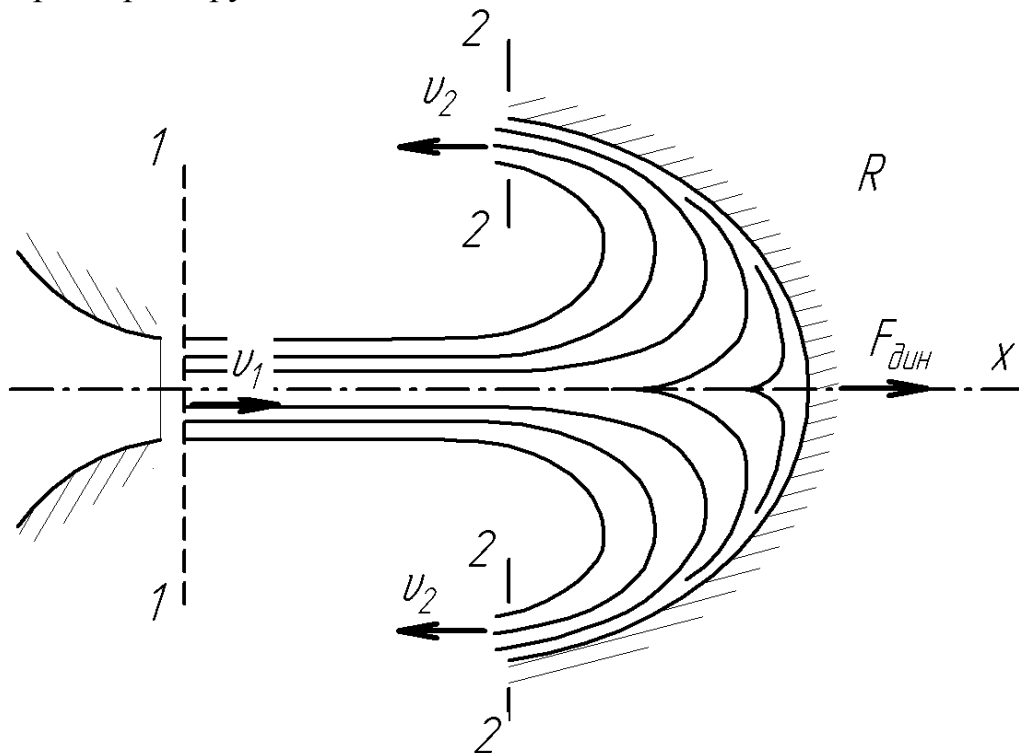


Рисунок 9.3 – Взаимодействие потока со стенкой в форме чаши

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка (см. рис. 9.4) включает в себя насос 1, который расположен в баке 2, заполненной рабочей жидкостью. По трубопроводу 4 с регулировочным дросселем 3 жидкость поступает в емкость 5, в которой поддерживается постоянный уровень жидкости с помощью сливного трубопровода 7. Из емкости 5 жидкость поступает в трубопровод 6, в котором дросселем 8 обеспечивается требуемый расход. Для измерения расхода служит диафрагма 9 с пьезометрами 10 и 11. Пьезометр 12 предназначен для определения давления в жидкости перед соплом 13. Струя действует на пластину 14, находящуюся в предохранительном корпусе 15. Пластина может быть установлена под различными углами к набегающему потоку.

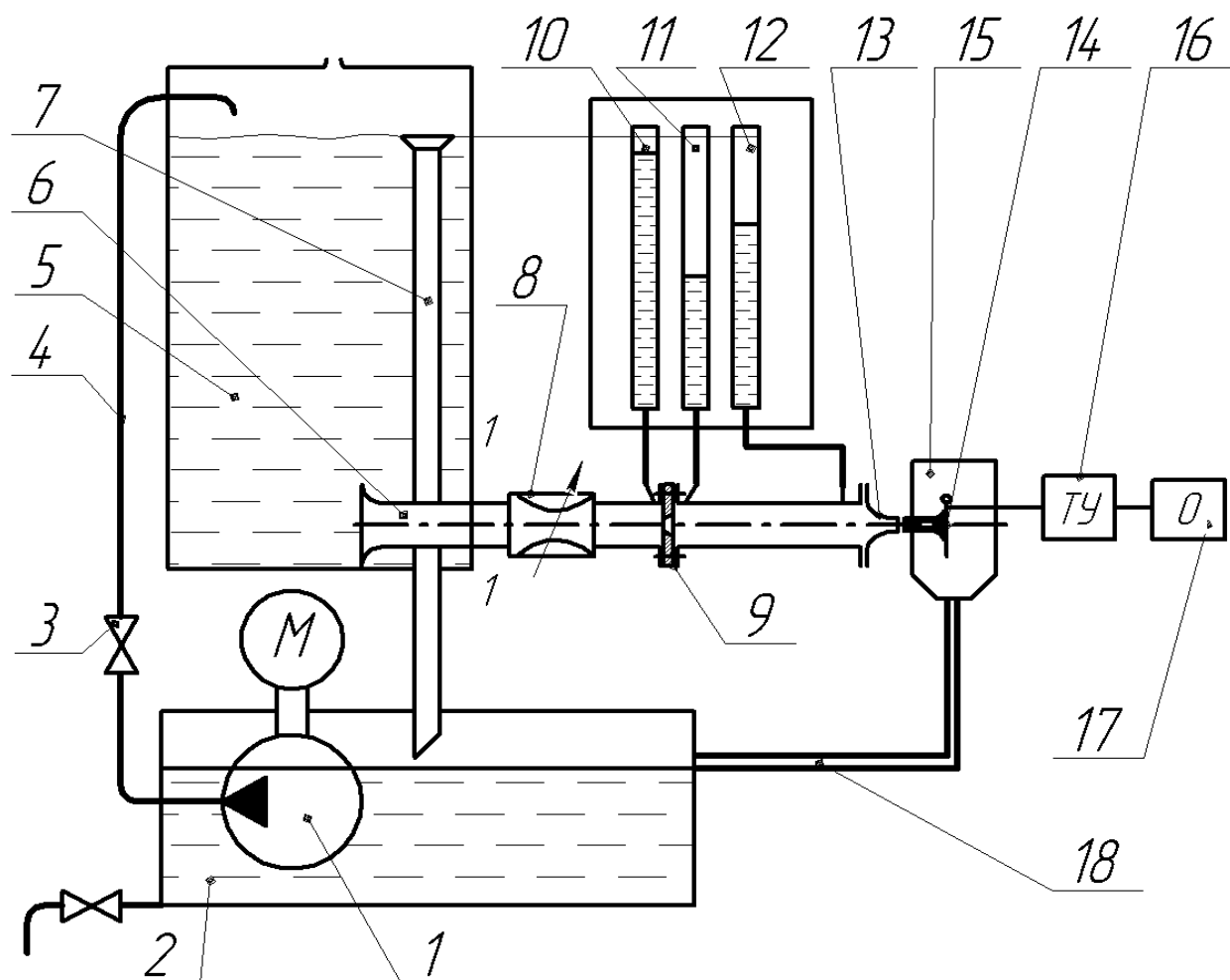


Рисунок 9.4 – Схема экспериментальной установки

Сила действия струи на пластину приводит к изменению сопротивления тензодатчиков, наклеенных на нее. Тензодатчики подключены по полумостовой схеме к тензоусилителю 16, что позволяет получить на выходе

из усилителя сигнал в виде изменения напряжения к тока, прямо пропорциональный нагрузке $F_{\text{дин}}$. Этот сигнал поступает на вход осциллографа 17.

По трубопроводу 18 жидкость стекает в бак 2.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1) Тумблером, расположенным на передней панели, включить насос 1.
- 2) С помощью дросселя 3 отрегулировать подачу жидкости в бак 5 таким образом, чтобы она примерно равнялась количеству вытекающей жидкости через трубопровод 6 (лишнее количество жидкости сливается через трубопровод 7 в бак).
- 3) С помощью дросселя 8 в трубопроводе 6 задать определенный расход, который вычисляется по замеренным уровням жидкости h_1 и h_2 в пьезометрах 10 и 11.
- 4) Давление жидкости перед отверстием определяется по пьезометру 12 уровнем жидкости в нем h_3 .
- 5) По показаниям осциллографа и тарировочному графику определить силу давления струи на преграду.
- 6) Замеры по пунктам 2-4 произвести три-четыре раза для различных расходов жидкости в трубе при трех значениях угла натекания струи на пластину. Расходы задать дросселем 8.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

- 1) Определяем расход жидкости в струе:

$$Q = \mu S \sqrt{2g(h_1 - h_2)},$$

где μ - коэффициент расхода, определяется по тарировочной зависимости;
 S - площадь отверстия диафрагмы, м^2 .

- 2) Определить скорость жидкости в струе:

$$v = Q/S_c,$$

где S_c - площадь поперечного сечения струи на выходе из сопла, м^2 .

- 3) Определяем силу воздействия струи на пластину по зависимости (9.4):

$$F_{\text{дин}} = \rho Q v (1 - \cos \alpha).$$

- 4) Определяем силу воздействия струи на пластину по тарировочному графику тензобалки.
- 5) Вычисляем статическое усилие в жидкости:

$$F_{\text{ст}} = \rho S_c = \rho g h_3 S_c,$$

где h_3 – напор под центром тяжести сопла.

б) Результаты измерений и вычислений заносятся в таблицу 9.1 и по ним строятся графические зависимости:

Таблица 9.1 – Результаты замеров и расчета.

Угол установки преграды	h_1	h_2	h_3	v	Q	$F_{\text{дин}}$		
						Форм.	график	
Град.	м	м	м	м/с	м ³ /с	Н	Н	Н
90°								

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Что такое свободная струя?
- 2) От чего зависит сила воздействия струи на преграду?
- 3) Каким образом напор жидкости влияет на силовое воздействие струи?

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта М.Т. к др. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / Под ред. М. О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп. -М: Машиностроение, 1992. - 672 с.
3. Чугаев Р.Р. Гидравлика. - Л.: Энергоиздат, 1982. - 672 с.
4. Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидро - машинам и гидроприводам. - Минск: Высшая школа, 1985.-382 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1.	Определение формы свободной поверхности равномерно вращающегося вокруг вертикальной оси цилиндрическом сосуде.....	3
Лабораторная работа № 2.	Исследование режимов движения жидкости в цилиндрической трубе	10
Лабораторная работа № 3.	Исследование потока жидкости в канале переменного сечения.....	16
Лабораторная работа № 4.	Тарировка сужающихся расходомеров.....	24
Лабораторная работа № 5.	Исследование истечения жидкости из отверстий и насадков.....	31
Лабораторная работа № 6.	Определение коэффициента гидравлического трения (коэффициента дарси)	39
Лабораторная работа № 7.	Определение коэффициентов потерь в местных гидравлических сопротивлениях	47
Лабораторная работа № 8.	Гидравлический удар в трубопроводе	61
Лабораторная работа № 9.	Силовое взаимодействие потока жидкости и твердой преграды	72
ЛИТЕРАТУРА	78

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университете

Подписано в печать 06.12.2017г.
Формат 60х84/16. Печать ризографическая.
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman».
Усл. п. л. 4,6 Уч.-изд. Л. 4,6.
Тираж 50 экз. Заказ № 913.

423810. г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kpfu@mail.ru