

ГИДРАВЛИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

**Методические указания к выполнению
лабораторных работ**

Ижевск 2022

ВВЕДЕНИЕ

Дано подробное описание схемы каждого лабораторного стенда, приводится порядок выполнения работ, методика обработки опытных данных и журнал измерений, сформулирована цель лабораторной работы.

Методические указания составлены с учетом самостоятельного выполнения студентами полного объема работ на лабораторных установках. Для обеспечения самостоятельного проведения работы и хорошего усвоения материала группа, проводящая работу на универсальном стенде, должна быть разбита на подгруппы.

Перед началом лабораторной работы необходимо уяснить ее содержание и последовательность выполнения наблюдений и измерений. Если теоретический материал темы усвоен недостаточно полно, то рекомендуется перед началом лабораторной работы ознакомиться с ним подробнее по лекциям курса или соответствующим разделам учебников.

При проведении лабораторной работы студент должен иметь журнал для записи параметров лабораторных установок и данных наблюдений и измерений. В журнале прежде всего вычерчивается схема экспериментальной установки.

При вычислениях необходимо внимательно следить за правильной размерностью величин, подставляемых в формулы. Рекомендуется использовать размерность в международной системе единиц измерений (СИ).

Когда величина, определяемая опытным путем, может быть вычислена по теоретической или эмпирической формуле, то полученные опытный и расчетный результаты необходимо сравнивать друг с другом.

Наблюдения, измерения и вычисления при выполнении лабораторных работ осуществляются студентами самостоятельно. Преподаватель контролирует проведение опыта, обработку материалов и принимает выполненную работу.

Сдавая работы, студент должен дать качественную оценку полученных результатов.

Лабораторная работа №1

ИССЛЕДОВАНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Краткие теоретические сведения

Уравнение Бернулли для сечений I и 2 установившегося, плавно изменяющегося потока жидкости имеет вид

$$z_1 - \frac{p_1}{\gamma} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 - \frac{p_2}{\gamma} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (1.1)$$

где z_1 и z_2 – высота положения центров тяжести сечений I и 2, м;

p_1 и p_2 – давление в центрах тяжести сечений I и 2, Па;

α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса в сечениях I и 2;

h_w – потери напора между сечениями I и 2, м;

γ – удельный вес жидкости, Н/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

v_1 и v_2 – средние скорости потока в сечениях I и 2, определяются по формуле:

$$v = \frac{Q}{F}, \text{ м/с}, \quad (1.2)$$

где Q – расход жидкости, м³/с,

F – площадь живого сечения потока, м².

Коэффициент Кориолиса ($\alpha > 1$) представляет собой отношение действительной кинетической энергии потока, вычисленной по местным скоростям, к кинетической энергии потока, вычисленной по средней скорости.

Уравнение Бернулли можно применять к сечениям потока, течение в которых является плавно изменяющимся.

Уравнение Бернулли выражает собой закон сохранения энергии для установившегося потока несжимаемой жидкости.

Трехчлен $z_1 - \frac{p_1}{\gamma} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ называется напором потока в сечении и представляет собой полную удельную (отнесенную к единице веса рассматриваемой жидкости), механическую энергию потока в сечении.

Слагаемые трехчлена означают:

z – геодезический напор или удельная потенциальная энергия положения, м;

p/γ – пьезометрический напор или удельную потенциальную энергию давления, м;

$\alpha v^2/2g$ – скоростной напор или удельную кинетическую энергию потока в данном сечении, м.

Слагаемое h_w в уравнении (1.1) представляет собой затраты удельной механической энергии потока на преодоление сил трения и называется потерями напора между сечениями I и 2.

Потери напора h_w включают в себя потерю напора по длине и местные потери

$$h_w = h_l + h_{m.n.}$$

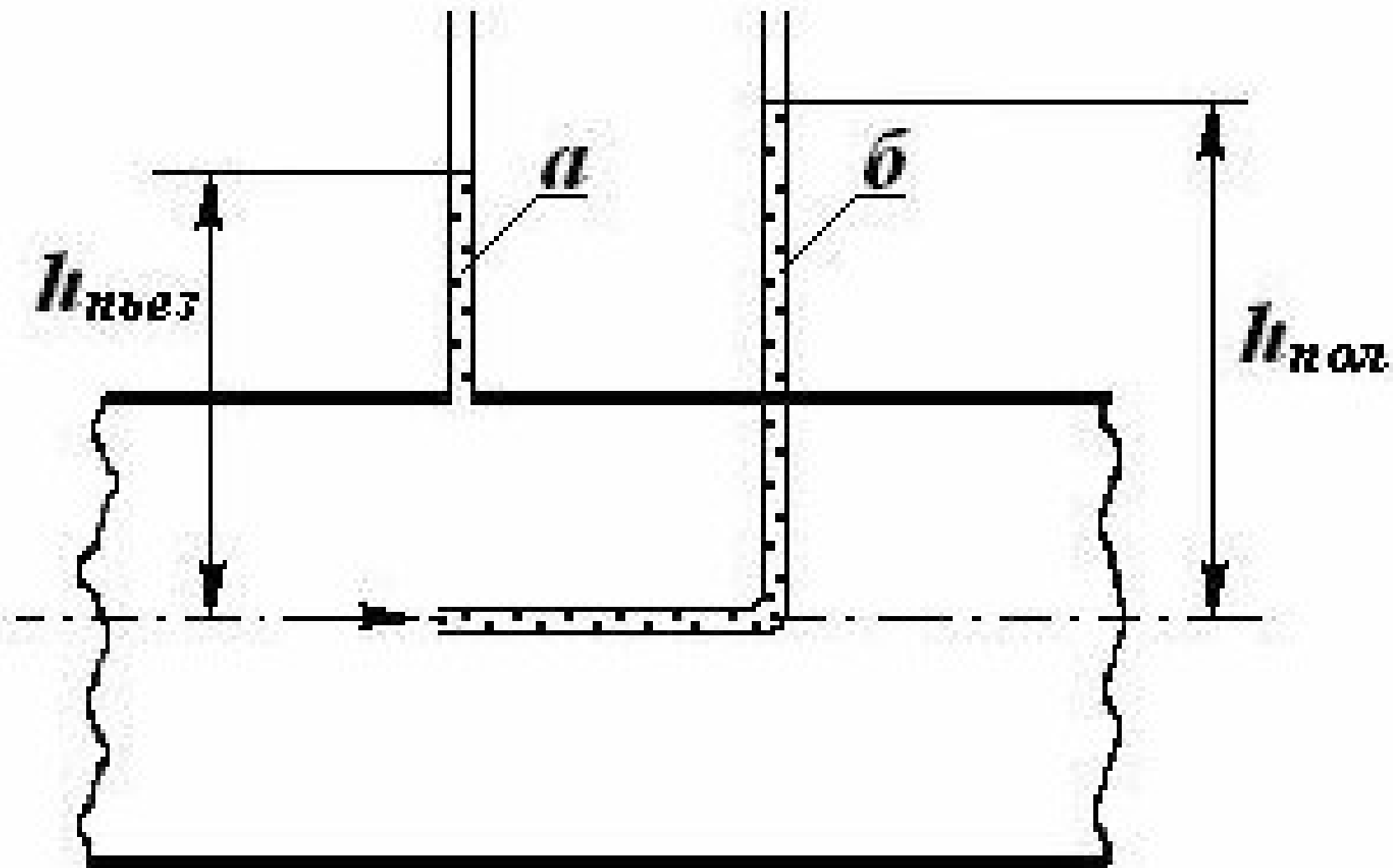


Рис. 5. Схема установки:
 а) пьезометра; б) трубки полного напора

Если на участке трубопровода уменьшается скорость потока (т.е. уменьшается удельная кинетическая энергия), то согласно уравнения Бернулли на этом участке соответственно возрастает давление (т.е. возрастает удельная потенциальная энергия). Именно этот принцип используется в лабораторной работе.

На напорном трубопроводе переменного сечения (рис. 1) в характерных сечениях установлены пьезометры и трубки полного напора.

Пьезометр (рис. 5) представляет собой стеклянную трубку с открытым сверху концом, которая присоединяется к верхней точке сечения напорного трубопровода.

Пьезометр измеряет пьезометрический напор в данном сечении потока $h = \frac{P_{изб}}{\rho g}$, а

в данной работе шкала пьезометра учитывает также высоту положения центра сечения трубки над плоскостью сравнения, т. е. шкала пьезометра показывает гидростатический напор $z = \frac{P_{изб}}{\rho g}$ в каждом сечении.

Трубка полного напора (рис. 5) представляет собой изогнутую трубку, один конец которой помещен в поток так, что его входное сечение находится на оси потока и ориентировано перпендикулярно скорости навстречу потоку; другой конец трубки открыт в атмосферу.

В такой трубке жидкость поднимается на высоту H , называемую полным напором, равным $z = \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$, u – скорость в центре сечения трубы.

При движении воды по расширяющейся части трубопровода происходит увеличение давления и снижение скоростного напора, что фиксируется пьезометрами и трубками, полного напора, установленными по длине трубопровода.

Цель лабораторной работы

1. Наблюдать с помощью приборов изменение полной удельной энергии по длине потока в напорном трубопроводе переменного сечения и переход потенциальной энергии в кинетическую и обратно в соответствии с уравнением Бернулли.
2. Построить по данным измерений пьезометрическую и напорную линии.
3. Сравнить измеренный скоростной напор в сечениях с вычисленным по средней скорости.

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка смонтирована на лабораторном стенде и состоит из напорного бака и трубопровода переменного сечения.

В характерных сечениях к трубопроводу присоединены пьезометры и трубки полного напора.

Шкалы пьезометров и трубок полного напора учитывают высоту положения центра сечения над горизонтальной плоскостью стенда.

По показаниям трубок полного напора записать полную удельную энергию осевой струйки

$$z + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2g}$$

Ротаметром измерить расход.

Обработка опытных данных

1. По скоростной напор $h_v = \frac{u^2}{2g}$, найти скорость осевой струйки потока u .

2. Определить средние скорости v в сечениях $v = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{d^2}$,

где d – диаметр в разности показаний трубки полного напора и пьезометрической трубки определить сечениях трубопровода.

3. Сравнить среднюю v и осевую u скорости в сечениях потока.

4. Подсчитать удельную кинетическую энергию в каждом сечении $\frac{v^2}{2g}$,

принять $\alpha = 1,1$.

5. Построить пьезометрическую линию, отложив $z + \frac{p_{изб}}{\rho}$ в каждом сечении, за плоскость сравнения принять горизонтальную поверхность стенда.

6. Построить напорную линию, отложив в каждом сечении $z + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g}$

7. Определить потерю напора между сечениями по формуле

$$h_{пот} = z_i + \frac{p_i}{\rho} + \frac{v_i^2}{2g} - z_k - \frac{p_k}{\rho} - \frac{v_k^2}{2g}$$

где i и k – номера сечений, для которых определяется потеря напора.

Таблица опытных данных

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Опыт в сечениях				
			1	2	3	4	5
1	Диаметр трубы, d	см					
2	Площадь сечения, $F = \frac{d^2}{4}$	см ²					
3	Показание пьезометров, $z = \frac{p_{изб}}{\rho g}$	см					
4	Показания трубок полного напора, $z = \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$	см					
5	Скоростной напор, $\frac{u^2}{2g}$	см					
6	Скорость течения осевой струйки, u	см					
7	Расход воды, Q	см ³ /с					
8	Средняя скорость в сечении, $v = \frac{Q}{F}$	см/с					
9	Скоростной напор в сечении потока, $\frac{v^2}{2g}$	см					
10	Полная удельная энергия в сечении потока, $z = \frac{p_{изб}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$	см					
11	Потеря энергии от сечения 1 до рассматриваемого сечения, $h_1 = z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} - z_k - \frac{p_k}{\rho g} - \frac{v_k^2}{2g}$	см					

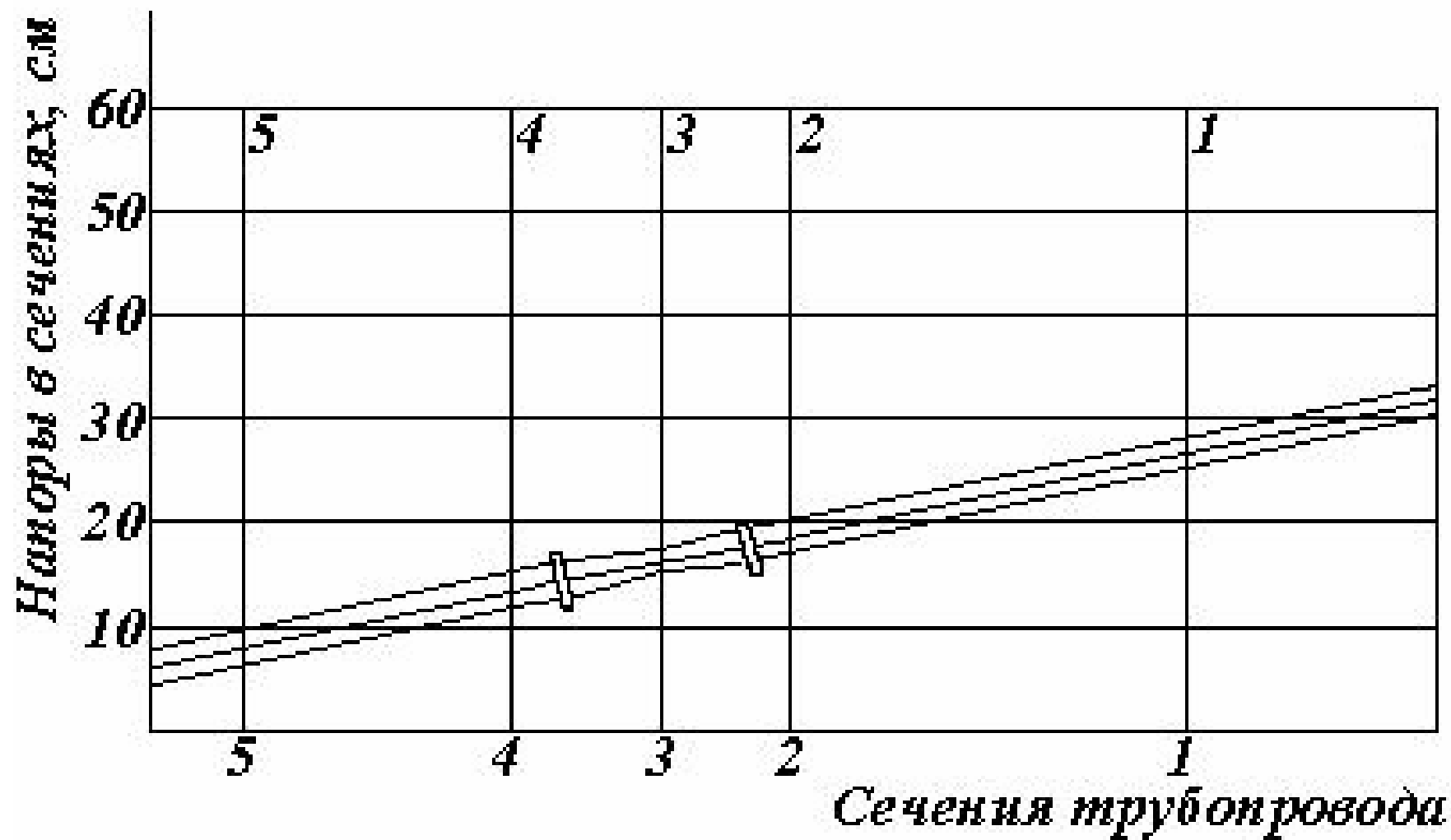


Рис. 7. Напорная и пьезометрическая линии потока

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПРИБОРЕ РЕЙНОЛЬДСА

Краткие теоретические сведения

Существуют два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный.

Ламинарным называется режим, при котором частицы жидкости движутся по траекториям, параллельным стенкам трубы без перемешивания и обмена частицами между струйками. Движение в ламинарном режиме точно соответствует представлению о потоке как совокупности элементарных струек. Взаимодействие между собою отдельных струек и слоев проявляется в виде внутреннего трения по поверхности соприкосновения между ними.

Турбулентный режим движения характеризуется беспорядочным хаотическим движением частиц, сопровождающимся перемешиванием жидкости по всему сечению потока при общем направленном движении. Объясняется это возникновением вихревых движений, налагаемых на основной поток, что приводит к возникновению дополнительных сопротивлений движению потока. Следовательно, "потеря энергии при движении жидкости зависит от режима движения.

Для правильного определения потерь энергии потока необходимо знать режим движения жидкости.

Критерием режима движения жидкости служит безразмерное число Рейнольдса; для напорных труб круглого сечения число Рейнольдса записывается в виде

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (2.1)$$

где v – средняя скорость потока, м/с;

d – диаметр трубы, м;

ν – кинематическая вязкость, м²/с;

μ – динамическая вязкость, кг*с /м²;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Для поперечных сечений потока, отличных от круглого, число Рейнольдса записывается в виде

$$Re = \frac{vR}{\nu}, \quad (2.2)$$

где R – гидравлический радиус, $R = \frac{F}{\chi}$, м;

F – площадь живого сечения потока, м²;

χ – смоченный периметр сечения, м.

Число Рейнольдса, определяющее границу перехода ламинарного режима в турбулентный, называют критическим. Для круглых труб $Re_{кр} = 2300$.

При $Re_{кр} < 2300$ имеет место устойчивый ламинарный режим движения.

При $Re_{кр} > 2300$ режим движения может оставаться еще ламинарным, но неустойчивым и при малейшем возмущении, например сотрясении трубы, переходит в турбулентный.

Цель лабораторной работы

1. Провести опыты на установке Рейнольдса, позволяющие наблюдать ламинарный и турбулентный режимы движения, а также переход одного режима в другой.
2. Определить число Рейнольдса Re для каждого режима движения; сравнить Re с критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}$.

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка рис. 8. состоит из напорного бака 1 (1), стеклянной трубы 8 (21) с вентилем 9 (18) на конце, позволяющим изменять расход воды, протекающей по трубе. Над напорным баком 1 (1) помещается небольшой бачок 2 (2) с подкрашенной жидкостью, которая по тонкой трубке 4 (5) с иглой 6 на конце, подается в поток воды. Расход краски регулируется краном 3 (4). Расход воды в трубе измеряется ротаметром 10 (13). При открытом вентиле «сброс» 11 (14) и закрытом вентиле «ротаметр» 12 (15) поток из трубы будет направлен на сброс, минуя ротаметр. Эта линия используется для удаления воздуха из системы. Для подключения ротаметра необходимо закрыть вентиль «сброс» 11 (14) и открыть вентиль «ротаметр» 12 (15).

Порядок проведения работы

1. Открыть вентили 7 и 8 – первой секции бака (рис. 1), наполнить напорный бак 1.
2. Уровень воды в баке контролировать с помощью пьезометра № 1, расположенного на пьезометрическом щите; при достижении уровня воды в пьезометре 51 см вентиль 7 (рис. 1) закрыть, дать выдержку времени 1-2 мин для успокоения воды в баке.
3. Открыть вентиль 9 (18) на конце стеклянной трубы 8 (21) (рис. 8).
4. Открыть (очень немного) кран 3 (4) и ввести тонкую струйку краски в поток воды в стеклянной трубе 8 (21).
5. При малых скоростях воды в трубе вводимая в поток краска не будет перемешиваться с ней, что указывает на наличие ламинарного режима.
6. Измерить по ротаметру 10 (13) расход воды в стеклянной трубе 8 (21).
7. Измерить температуру воды с помощью термометра 7 (рис. 8).
8. При большем открытии крана 9(18) будет наблюдаться устойчивый турбулентный режим, характеризующийся интенсивным перемешиванием краски с водой. При этом следует повторить измерения расхода и температуры.
9. Закрыть кран 5 (4) бачка с подкрашенной жидкостью.
10. Открыть вентиль 11 (14) и произвести слив воды. Окончательный слив из бака 1 (1) в сливную магистраль производится через открытый вентиль 10 (рис. 1), находящийся на правой стенке стенда.

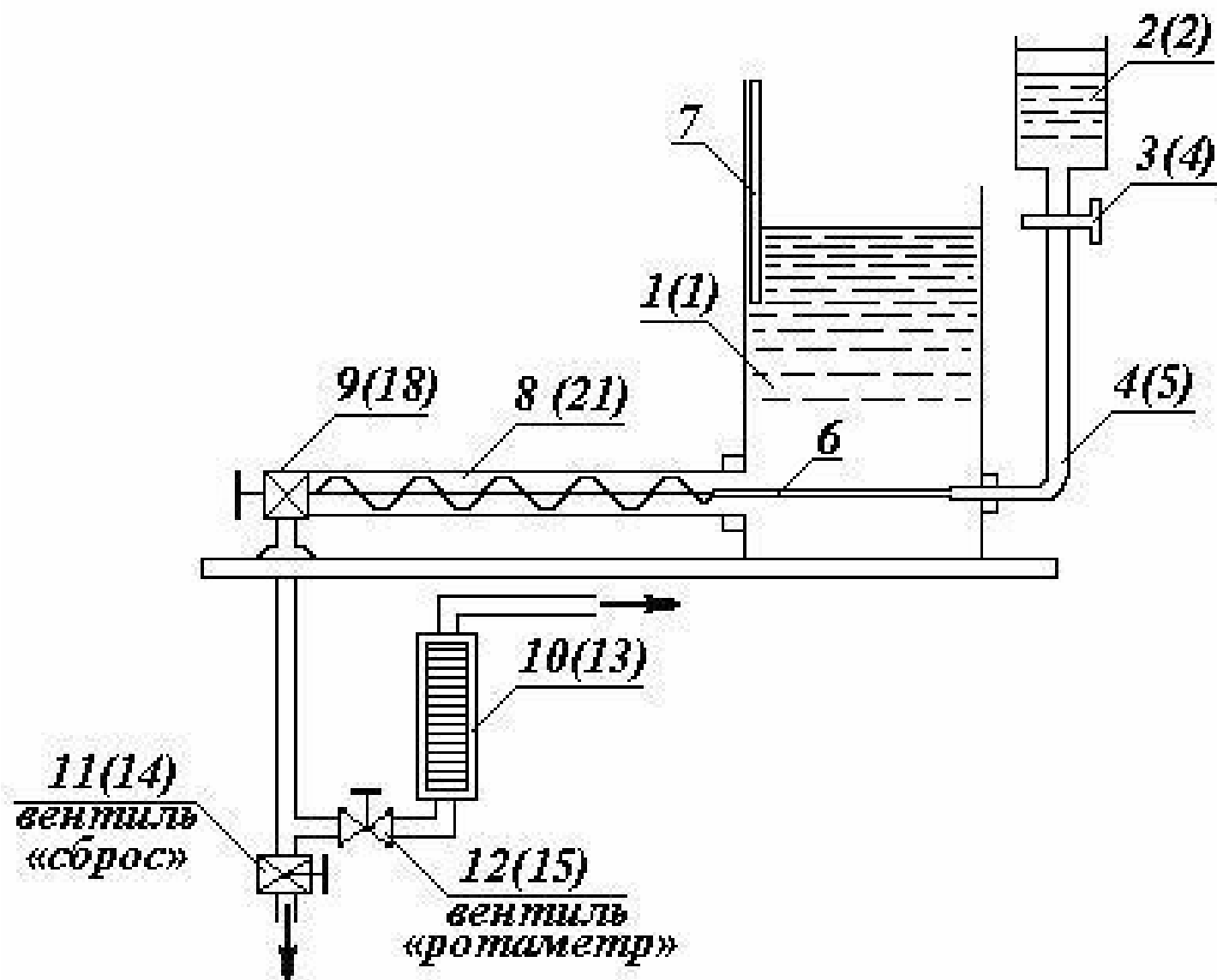


Рис. 8. Схема установки Рейнольдса

Обработка опытных данных

1. Определить площадь сечения трубы по формуле: $F = \frac{d^2}{4}$.
2. Подсчитать среднюю скорость воды в трубе по формуле: $v = \frac{Q}{F}$.
3. Определить кинематический коэффициент вязкости, по графику зависимости $\nu = f(t^\circ)$ (рис, 9).
3. Вычислить значение числа Рейнольдса по формуле: $Re = \frac{vd}{\nu}$.

Все данные измерений и вычислений заносятся в таблицу опытных данных.

Таблица опытных данных

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Опыт	
			1	2
1	Диаметр трубы, d	см		
2	Площадь сечения, $F = \frac{d^2}{4}$	см ²		
3	Расход воды, Q	см ³ /с		
4	Средняя скорость течения воды, $v = \frac{Q}{F}$	см/с		
5	Температура воды, t	°С		
6	Кинематическая вязкость, ν	см ² /с		
7	Число Рейнольдса, Re			
8	Режим движения			

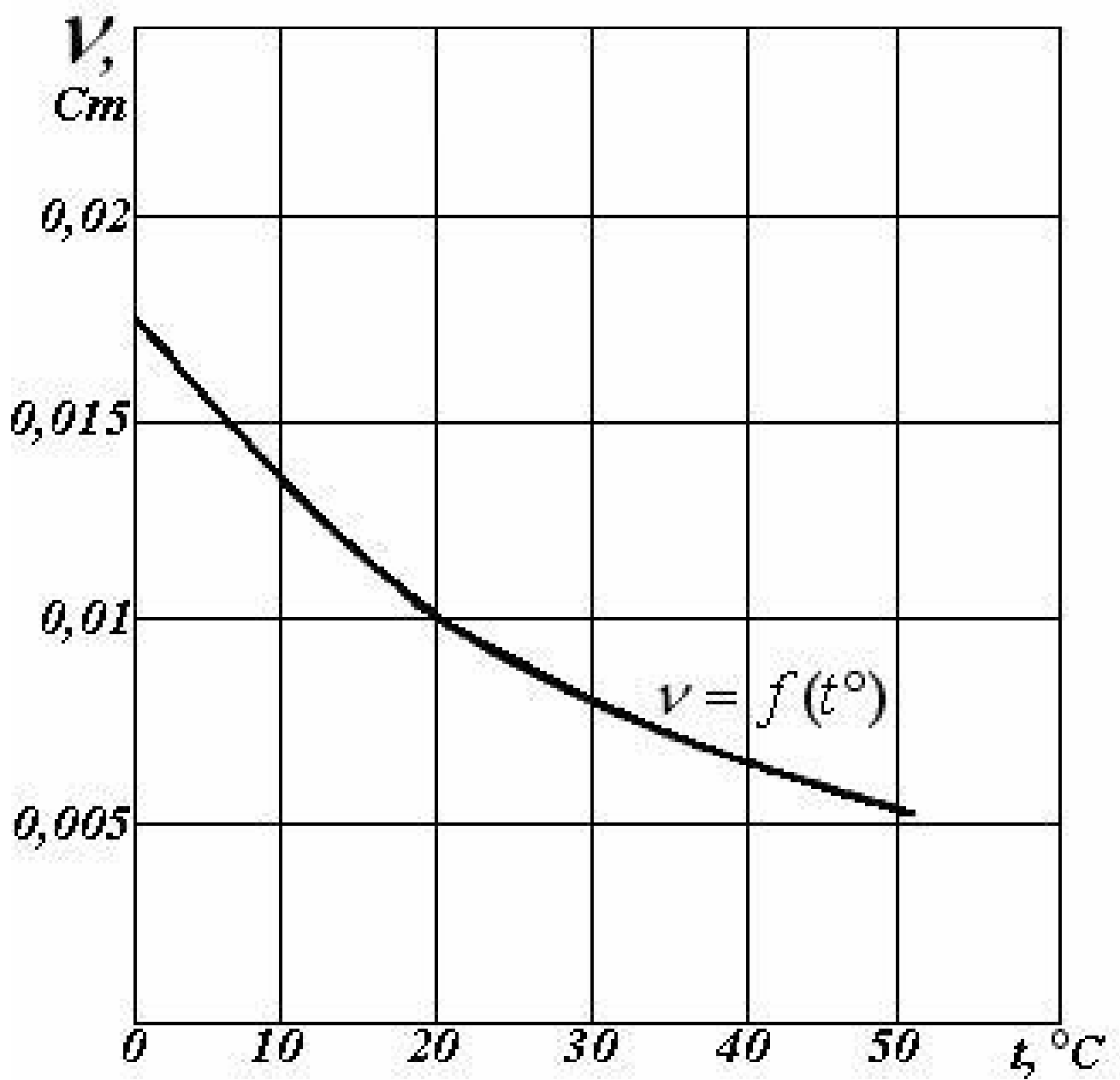


Рис. 9. График зависимости кинематической вязкости воды от температуры

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ТРУБЫ

Краткие теоретические сведения

При движении жидкости часть механической энергии затрачивается на преодоление сил трения. Вследствие этого полная удельная энергия потока, т. е. энергия, отнесенная к единице веса, в направлении движения уменьшается. Часть полной удельной энергии потока, расходуемая на преодоление сил трения по длине плавно изменяющегося потока, обозначают h_ℓ и называют потерей напора по длине.

Для расчета потерь напора по длине при движении жидкости в напорном трубопроводе обычно используют формулу Дарси-Вейсбаха:

$$h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (3.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения по длине;

ℓ – длина трубы, м;

d – диаметр трубы;

v – средняя скорость потока, м/с.

Для напорного трубопровода квадратного или прямоугольного сечения, заменяя $d = 4R$, формулу Дарси-Вейсбаха удобнее записать в виде

$$h_\ell = \lambda \frac{\ell}{4R} \frac{v^2}{2g} \quad (3.2)$$

где R – гидравлический радиус, м, определяемый по формуле:

$$R = \frac{F}{\chi} = \frac{d^2}{4d} = \frac{d}{4}$$

где F – площадь живого сечения, м²;

χ – смоченный периметр, м.

Коэффициент λ является безразмерной величиной, зависящей в общем виде от числа Рейнольдса и шероховатости стенок трубы.

Эти характеристики влияют на величину λ по-разному при различных режимах движения жидкости. Поэтому выделяются четыре зоны сопротивления, для которых, определены свои зависимости $\lambda = f(Re \text{ и шероховатости})$.

Первая зона сопротивления – зона ламинарного режима движения – ограничена значениями, в которой λ зависит только от числа Рейнольдса:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.3)$$

$$Re = \frac{vR}{\nu} \quad (3.4)$$

Потеря напора по длине в этой области сопротивления пропорциональна первой степени скорости:

$$h_\ell = \frac{64}{Re} \frac{\ell}{4R} \frac{v^2}{2g} \quad (3.5)$$

Вторая зона сопротивления – зона гидравлически гладких труб – при турбулентном режиме движения ограничена значениями:

$$Re_{кр} = Re_{10^{пред}}^{1,75}; \quad (3.6)$$

$$Re_{пред}^{1,75} = \frac{500}{r}, \quad (3.7)$$

где $r = \frac{\Delta}{d}$ – относительная шероховатость;

Δ – высота выступов шероховатости или абсолютная шероховатость.

Понятие гидравлически гладких труб связано с тем, что при общем турбулентном движении потока у стенок трубы возникает ламинарный слой жидкости, толщина которого больше высоты выступов шероховатости. При этом выступы шероховатости покрываются ламинарным слоем и потери напора по длине не зависят от шероховатости стенок трубы.

Коэффициент λ для зоны гидравлически гладких труб может быть определен по формуле:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (3.8)$$

Потери напора по длине в этом случае будут пропорциональны скорости в степени 1,75.

Третья зона – переходная от зоны гидравлически гладких труб к квадратичной зоне. В этом случае толщина ламинарного слоя меньше или равна высоте выступов шероховатости Δ , которые увеличивают сопротивление движения.

Переходная область ограничена значениями

$$Re_{пред}^{1,75} < Re < Re_{пред}^{11}; \quad (3.9)$$

$$Re_{пред}^{11} = \frac{500}{r}. \quad (3.10)$$

Коэффициент λ в переходной области сопротивления может быть определен по формуле:

$$\lambda = 0,11 \cdot r \cdot \frac{68^{0,25}}{Re^{0,25}}$$

Потери напора по длине в переходной области сопротивления пропорциональны скорости в степени от 1,75 до 2,0.

Четвертая зона сопротивления – зона гидравлически шероховатых труб или квадратичного сопротивления. Толщина ламинарного слоя $\delta \ll \Delta$, выступы шероховатости оказывают основное влияние на сопротивление потоку, поэтому коэффициент λ зависит в квадратичной области сопротивления в основном от шероховатости стенок труб

$$\lambda = 0,11 \cdot \frac{68^{0,25}}{r}, \quad (3.12)$$

а потери напора по длине пропорциональны квадрату скорости

$$h_l = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{d \cdot 2g} = 0,11 \cdot r \cdot \frac{\rho \cdot l \cdot v^2}{4R \cdot 2g}, \quad (3.13)$$

поэтому четвертая зона сопротивления называется квадратичной.

Для горизонтального, прямолинейного участка трубы постоянного сечения F потери напора по длине между сечениями 11–22 могут быть определены из уравнения Бернулли:

$$h_l = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \quad (5.14)$$

Если установить пьезометры на трубопроводе в сечениях 11 и 22 на расстоянии l один от другого и измерить высоты в пьезометрах p_1 и p_2 , то разность показаний

пьезометров определит потерю напора по длине h_ℓ . Подставив h_ℓ в формулу Дарси-Вейсбаха, можно определить значение коэффициента гидравлического трения:

$$\frac{2gdh_1}{lv^2} = \frac{8gRh_1}{lv^2} \quad (3.15)$$

Таким образом определяют опытное значение коэффициента и сравнивают его с расчетным, вычисленным по соответствующей формуле. Для этого следует определить числа Re , абсолютную и относительную шероховатость стенок трубы. Так как технические трубы обычно имеют разнoзернистую шероховатость (выступы шероховатости имеют неодинаковую форму и размеры), то вводится понятие эквивалентной шероховатости Δ , под которой понимают такую высоту выступов равнозернистой шероховатости, которая дает одинаковую с заданной шероховатостью величину коэффициента λ . Эквивалентную шероховатость определяют обычно по справочным таблицам.

Цель лабораторной работы

1. Определить опытным путем значения коэффициента гидравлического трения λ по длине трубы при различных числах Рейнольдса.
2. Подобрать формулу, дающую наилучшую сходимость расчетного и опытного значения коэффициента λ .

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 11) смонтирована на горизонтальной плоскости универсального лабораторного стенда, крышка которого выполнена в виде плиты из органического стекла толщиной 40 мм. Трубопровод профрезерован в толще прозрачной крышке стенда и представляет прямоугольный канал сечением (10x10) мм. Трубопровод включает: различные местные сопротивления.

Пропускаемый по трубопроводу постоянный расход Q измеряется с помощью ротаметра 13.

На прямолинейном участке трубопровода измеряется потеря напора по длине между точками 1 и 2, расстояние между которыми $l = 1095$ мм. Разность показаний пьезометров, присоединенных к точкам 1 и 2, определяет потерю напора по длине на участке 1–2:

$$h = l \left(\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \right)$$

Порядок проведения работы

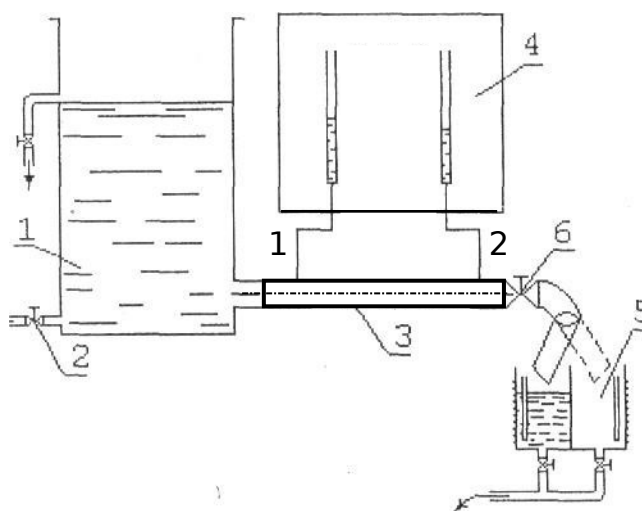
1. Наполнить водой напорный бак (1)

Для горизонтально расположенной цилиндрической трубы справедлива следующая формула

$$\Delta p = \frac{W^2 L}{2g d^5}$$

Зона сопротивления	Режим течения	Границы зоны	Формулы
I	Ламинарный	$Re < 2300$	$\frac{64}{Re}$
III	Турбулентный	$4000 < Re < 20 \frac{d}{S}$	$\frac{0.3164}{Re^{0.25}}, (Re < 10^5)$
IV	Турбулентный	$20 \frac{d}{S} < Re < 500 \frac{d}{S}$	$0.11 \frac{S}{d} \frac{68}{Re}^{0.25}$
V	Турбулентный	$500 \frac{d}{S} < Re$	$0.11 \frac{d}{S}^{0.25}$

4. Экспериментальная установка



Рабочий участок, трубопровода представляет собой горизонтально расположенный канал 3 постоянного поперечного сечения. Статические напоры в сечениях трубопровода измеряются при помощи пьезометров 1 и 2.

Расход жидкости измеряется с помощью мерного бака 5 (объемный способ). На трубопроводе, отводящем воду из рабочего участка к мерному баку, имеется вентиль 6 для регулирования режима работы системы.

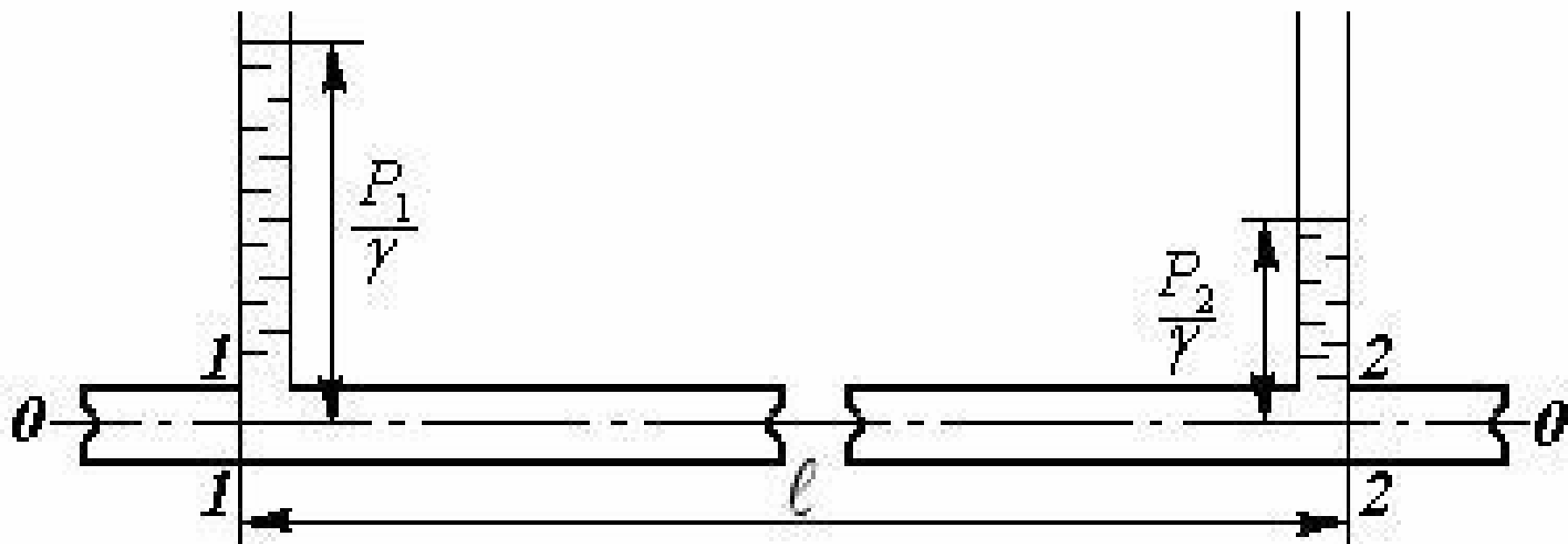


Рис. 10. Схема измерения потерь напора по длине горизонтального прямолинейного участка трубы

2. Зафиксировать постоянный уровень воды в баке на отметке около 30 см.
3. Открыть вентиль 8 местных сопротивлений и вентиль слива .
4. Записать показание ротаметра.
5. Записать показания пьезометров № 1, 2.
6. Измерить температуру воды в напорном баке с помощью термометра.
7. Изменив расход воды открытием вентиля 8, повторить все замеры в указанном порядке.

Обработка опытных данных

1. Определить расход воды по ротаметру.
2. Определить среднюю скорость воды v по формуле

$$v = \frac{Q}{F}$$

3. По графику зависимости $\nu = f(t^{\circ}\text{C})$ (рис. 9) определить кинематическую вязкость воды ν .

4. Определить число Рейнольдса по формуле

$$\text{Re} = \frac{4vR}{\nu},$$

где $R = \frac{F}{\chi}$ – гидравлический радиус, см;

χ – смоченный периметр, см.

5. Найти потерю напора по длине как разность показаний пьезометров

$$h = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}$$

где p_1 и p_2 – показания пьезометров соответственно №1 и 2.

6. Рассчитать опытное значение коэффициента гидравлического трения по длине трубы:

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{8gRh_l}{v^2}$$

где $l = 109,5$ см – длина прямого участка трубы между точками 1, 2.

7. Приняв эквивалентную шероховатость трубы из оргстекла $\Delta = 0,0015$ мм, определить относительную шероховатость по формуле

$$\frac{\Delta}{r} = \frac{\Delta}{4R}$$

8. Рассчитать предельные числа Рейнольдса по формулам:

$$\text{Re}_{\text{пред}}^1 = \frac{10}{r}; \quad \text{Re}_{\text{пред}}^{11} = \frac{500}{r}$$

9. Подобрать расчетную формулу для коэффициента гидравлического трения по длине трубы, сравнивая расчетное число Рейнольдса с критическим $\text{Re}_{\text{кр}} = 2300$ и предельными $\text{Re}_{\text{пред}}^1$ и $\text{Re}_{\text{пред}}^{11}$.

10. Определить расчетный коэффициент гидравлического трения $\lambda_{\text{расч}}$, сравнивая его с $\lambda_{\text{оп}}$

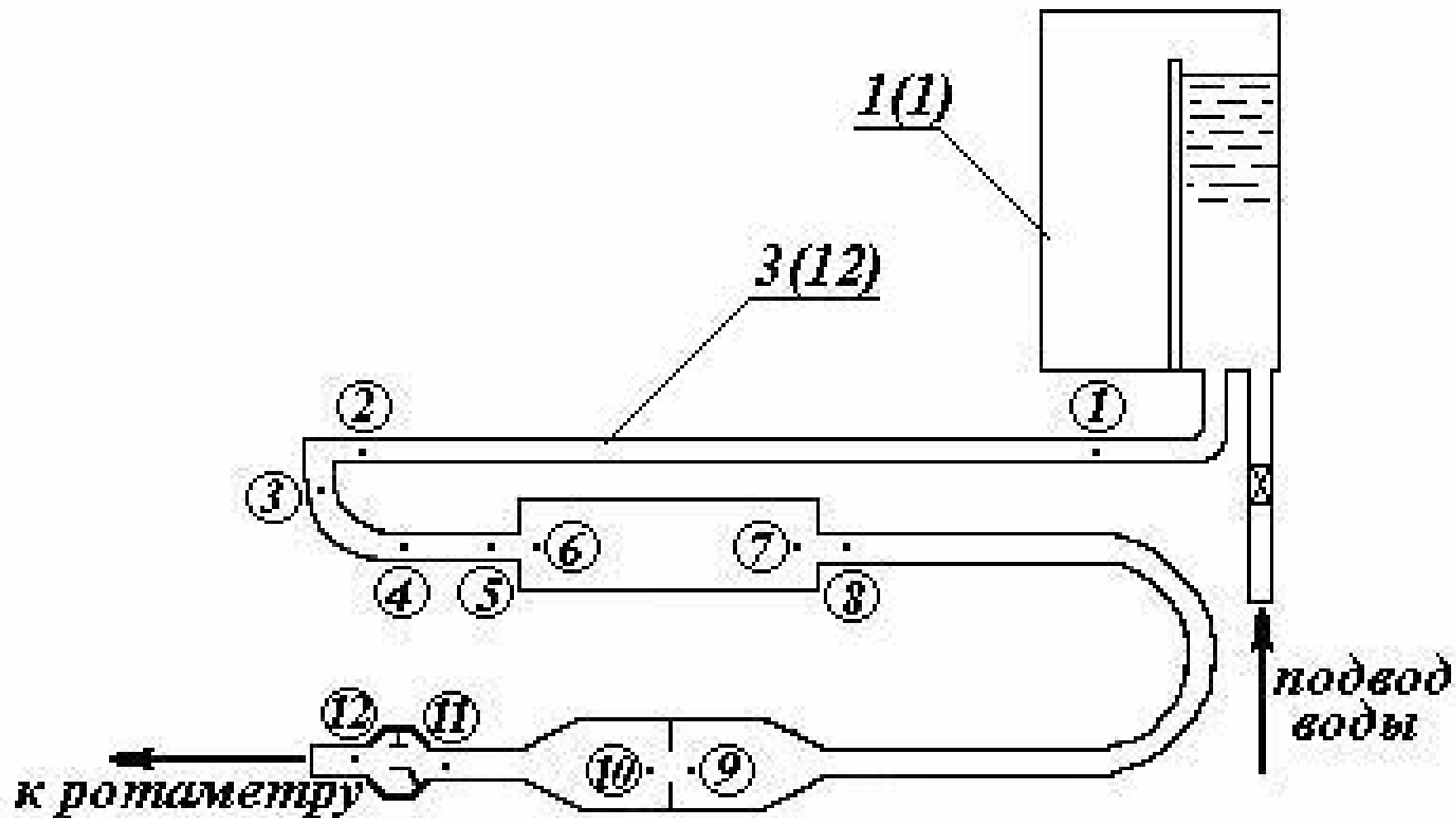


Рис. 11. Схема лабораторной установки для определения коэффициента гидравлического трения по длине трубы

Все данные вычислений и измерений заносятся в таблицу опытных данных.

Таблица опытных данных

Длина трубы $\ell = 100,5$ см; площадь: сечения трубы $F =$ см²;

смоченный периметр $\chi =$ см; гидравлический радиус трубы $R =$ см;

эквивалентная шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,001$ см;

относительная шероховатость $\frac{\Delta}{R} =$;

предельные числа Рейнольдса $Re_{пред}^I = \frac{10}{r} =$; $Re_{пред}^{II} = \frac{500}{r} =$;

Таблица опытных данных

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Опыт	
			1	2
1	Показания пьезометров, № 1 $\frac{p_1}{\rho g}$ № 2 $\frac{p_2}{\rho g}$	см см		
2	Потеря напора по длине, $h_l = \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$	см		
3	Расход воды, Q , по ротаметру	см ³ /с		
4	Средняя скорость воды, $v = \frac{Q}{F}$	см/с		
5	Температура воды, t	°С		
6	Кинематическая вязкость, $\nu = \frac{\mu}{\rho}$	см ² /с		
7	Число Рейнольдса, $Re = \frac{vR}{\nu}$			
8	Коэффициент гидравлического трения по длине трубы, $\lambda = \frac{8gRh_l}{\rho v^2 l}$			
9	Предельные числа Рейнольдса, $Re_{пред}^I = \frac{10}{r}$; $Re_{пред}^{II} = \frac{500}{r}$.			
10	Режим и область сопротивления			
11	Коэффициент гидравлического трения по длине трубы по одной из следующих формул $\lambda_{расч} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ $\lambda_{расч} = \frac{0,11}{Re^{0,25}}$; $\lambda_{расч} = \frac{68}{Re^{0,25}}$			

Лабораторная работа № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Краткие теоретические сведения

Местные сопротивления представляют собой короткие фасонные участки трубопроводов (вход в трубу, задвижка, вентиль, колено, клапан, тройник и т.д.); они вызывают деформацию потока и являются причиной дополнительных потерь напора. В результате изменения размеров и формы сечения или направления продольной оси изменяются величина и направление скорости потока, происходит интенсивное вихреобразование в связи с отрывом потока от стенок, на что затрачивается дополнительная энергия.

Потери удельной энергии потока на преодоление местных сопротивлений выражаются в единицах измерения удельной энергии и называются местными потерями напора.

Местные потери напора существуют при напорном движении как в турбулентном, так и в ламинарном режиме. Однако при ламинарном режиме их относительная величина обычно очень мала и в расчете, как правило, не учитывается. При турбулентном режиме местные потери напора принято при любых числах Рейнольдса определять по формуле Вейсбаха:

$$h_{mn} = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (4.1)$$

где h_{mn} – местные потери напора, м;

ξ – безразмерный коэффициент местных сопротивлений;

v – средняя скорость потока в сечении, расположенном за данным местным сопротивлением, м/с.

Значение ξ при выполнении практических расчетов определяется по справочникам в зависимости от вида местного сопротивления. Для большинства местных сопротивлений ξ определяется экспериментально с помощью измерения разности показаний пьезометров, установленных в сечениях перед и за местным сопротивлением, где на поток не сказывается возмущение, налагаемое сопротивлением, т.е. поток в этих сечениях можно считать плавноизменяющимся.

Из уравнения Бернулли, записанного для указанных сечений, можно получить, что потеря напора на участка в общем случае равна

$$h_{mn} = z_1 - z_2 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{P_2}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g}. \quad (4.2)$$

Если местное сопротивление установлено на горизонтальном участке трубопровода постоянного сечения, то потеря напора на участке будет равна разности показаний пьезометров:

$$h_{mn} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g}, \quad (4.3)$$

так как в этом случае в уравнении Бернулли $z_1 = z_2 = 0$ и скоростные напоры равны.

Если местное сопротивление установлено на вертикальном участке трубопровода постоянного диаметра, то потеря напора определяется из следующего выражения:

$$h_{mn} = z_1 - \frac{p_1}{\rho g} - z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \quad (4.4)$$

При внезапном сужении и расширении горизонтального трубопровода скорости в широком и узком сечениях различны, поэтому потери напора в этих случаях равны:

$$h_{mn} = \frac{\rho}{2g} \left(v_1^2 - v_2^2 \right) \quad (4.5)$$

Если местные сопротивления расположены на достаточно большом расстоянии друг от друга, более $(20 - 50)d$, то взаимным влиянием их друг на друга можно пренебречь. Общая величина местных потерь находится путем суммирования h_{mn} каждого сопротивления в отдельности:

$$h_{mn} = \sum \frac{v^2}{2g} \quad (4.5)$$

Цель лабораторной работы

Определить опытным путем величины коэффициентов следующих местных сопротивлений: резкого поворота на 90° , плавного поворота, внезапного расширения, внезапного сужения, диафрагмы, модели вентиля.

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 11) смонтирована на универсальном лабораторном стенде и состоит из напорного бака 1 (1), модели местных сопротивлений и пьезометрического щита 6 (рис. 1).

Модель местных сопротивлений расположена на горизонтальной плоскости лабораторного стола, выполнена из органического стекла и состоит из последовательно расположенных местных сопротивлений; резкого поворота на 90° (участок 2–3), плавного поворота на 90° (участок 3–4), внезапного расширения (участок 5–6), внезапного сужения (участок 7–8), диафрагмы (участок 9–10), модели вентиля (участок 11–12).

Форма сечения напорных труб модели прямоугольная, размеры (10×10) мм² и (50×10) мм² на участке после расширения трубы. Плавный поворот выполнен радиусом закругления $R = 25$ мм.

Сечения, где поток можно считать плавно изменяющимся, до и после каждого из сопротивлений соединен с пьезометрами, расположенными по порядку номеров на пьезометрическом щите 6 на передней стенке напорного бака I.

Порядковые номера пьезометров на пьезометрическом щите соответствуют нумерации точек на модели местных сопротивлений:

резкий поворот на 90°	пьезометры 2–3
плавный поворот на 90°	пьезометры 3–4
внезапное расширение	пьезометры 5–6
внезапное сужение	пьезометры 7–8
диафрагма	пьезометры 9–10
модель вентиля	пьезометры 11–12

Порядок проведения работы

1. Наполнить водой напорный бак .
 2. После установления постоянного уровня воды в баке, открыть вентиль местных сопротивлений и вентиль слива из местных сопротивлений .
 3. Записать показания пьезометров, установленных до и после исследуемых местных сопротивлений.
 4. Измерить расход с помощью ротаметра.
 5. Измерить температуру воды с помощью термометра.
- Изменив расход воды с помощью вентиля местных сопротивлений 8, повторить все замеры в указанном порядке.

Обработка опытных данных

1. Определить средние скорости воды в сечениях до и после местного сопротивления по формуле

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

где Q – расход воды по ротаметру;

F – площадь сечения.

1. • \й

2. Вычислить значение числа Рейнольдса по формуле

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

где v – скорость потока;

d – диаметр трубы;

ν – кинематическая вязкость воды;

ν – определяется по графику $\nu = f(t \text{ } ^\circ\text{C})$ (рис. 9).

3. Рассчитать скоростной напор $\frac{v^2}{2g}$ в сечениях.

4. Определить потерю напора в местном сопротивлении по формуле

$$h_{mn} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g},$$

где p_1 и p_2 – показания пьезометров в сечениях до и после местного сопротивления.

5. Для внезапного расширения и сужения потерю напора определить по формуле

$$h_{mn} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_2}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g}$$

где v_1 и v_2 – средние скорости в сечениях до и после местного сопротивления.

6. Опытные коэффициенты местных сопротивлений найти по формуле Вейсбаха:

$$\frac{h_{мп}}{v_2^2 / 2g}$$

7. Сравнить коэффициенты ξ полученные из опыта с данными ξ справочных таблиц. Результаты измерений и расчетов поместить в таблицу опытных данных.

Таблица опытных данных

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Опыт		
			Резкий поворот на 90°	й поворот	Модель вентиля
1	Площадь сечения: до сопротивления, F_1 после сопротивления, F_2	см ² см ²			
2	Расход воды по ротаметру	см ³ /с			
3	Средняя скорость в сечениях: до сопротивления, $v_1 = \frac{Q}{F_1}$ после сопротивления, $v_2 = \frac{Q}{F_2}$	см/с см/с			
4	Смоченный периметр, χ	см			
5	Гидравлический радиус, $R = \frac{F}{\chi}$	см			
6	Кинематическая вязкость воды, ν				
7	Число Рейнольдса, $Re = \frac{vR}{\nu}$				
8	Скоростной напор в сечениях: до сопротивления, $\frac{v_1^2}{2g}$ после сопротивления, $\frac{v_2^2}{2g}$	см см			
9	Показания пьезометров: до сопротивления после сопротивления	см см			
10	Потери напора из опыта $h_{мп} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}$ или $h_{мп} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - \left(\frac{p_2}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g} \right)$	см см			
11	Коэффициенты местных сопротивлений из опыта				
12	Коэффициенты местных сопротивлений по справочнику				

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Задание

1. Экспериментально исследовать процессы, протекающие при сжатии воздуха в одноступенчатом поршневом компрессоре. Рассчитать показатель политропы сжатия n .
2. Вычислить затраченную работу при изотермном, адиабатном и политропном сжатии воздуха в идеальном компрессоре. Построить процессы в $P - v$ координатах.
3. Построить зависимости мощности компрессорной установки $N_{ку}$ и ее коэффициента полезного действия $\eta_{ку}$ от степени повышения давления в компрессоре.

Лабораторная установка

Лабораторная установка (рис.1) включает одноступенчатый поршневой воздушный компрессор **1**, электродвигатель переменного тока **2** и необходимое вспомогательное и измерительное оборудование. Всасываемый воздух сжимается до давления, равного давлению воздуха в ресивере **6** (при этом давлении открывается шариковый клапан в нагнетающем канале **9**) и начинается механический процесс выталкивания воздуха в ресивер.

Давление P_2 воздуха в ресивере измеряют манометром **4** и регулирует вентилем **7**. Температуру сжатого воздуха T_2 измеряют термопарой с помощью милливольтметра **5**. Поступающий в компрессор воздух проходит через газовый счетчик **3**. Замеряя время прохождения определенного объема воздуха, определяют секундный объемный расход воздуха G_v . Параметры состояния на входе в компрессор принимают равными параметрам воздуха в лаборатории. Мощность электродвигателя измеряют с помощью ваттметра.

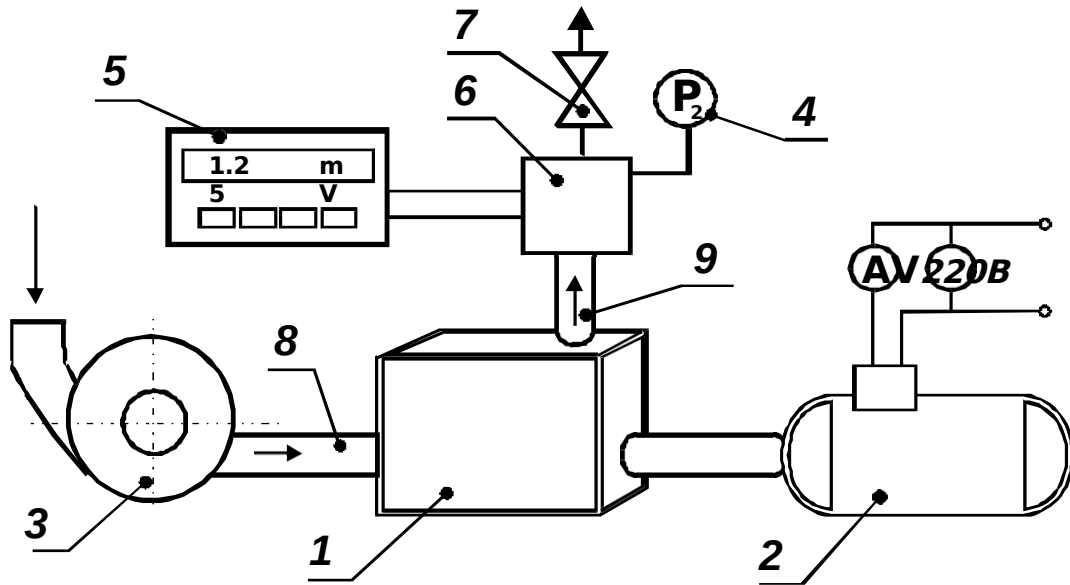


Рис.1. Схема лабораторной установки. 1 - компрессор; 2 - электродвигатель; 3 - газовый счетчик; 4 - манометр; 5 - милливольтметр; 6 - ресивер; 7 - вентиль; 8 - канал всасывающий; 9 - канал нагнетания

Рабочий цикл любого идеального одноступенчатого компрессора (рис.2), осуществляемый с 1 кг рабочего тела, можно представить состоящим из трех последовательных процессов.

Первый - обратимый (без трения и других диссипативных эффектов) *механический* процесс всасывания газа в компрессор. Изменения термодинамических параметров газа при этом не происходит, но его количество увеличивается. Поэтому в координатах $P - v$ он условно изображается штриховой линией $a - 1$. В диаграмме $T - s$ это точка **1(a)**. Для поршневого компрессора это соответствует ходу поршня от верхнего мертвого положения (ВМП) до нижнего (НМП) при открытом всасывающем клапане. В процессе всасывания абсолютное давление P и удельный объем v остаются постоянными, а масса m изменяется от 0 до 1 кг. Силы давления P_1 действуя на поверхность поршня компрессора F при его перемещении от ВМП до НМП совершают работу. Работа газа при всасывании получается положительной. Ее величина определяется через элементарную работу газа в равновесных и

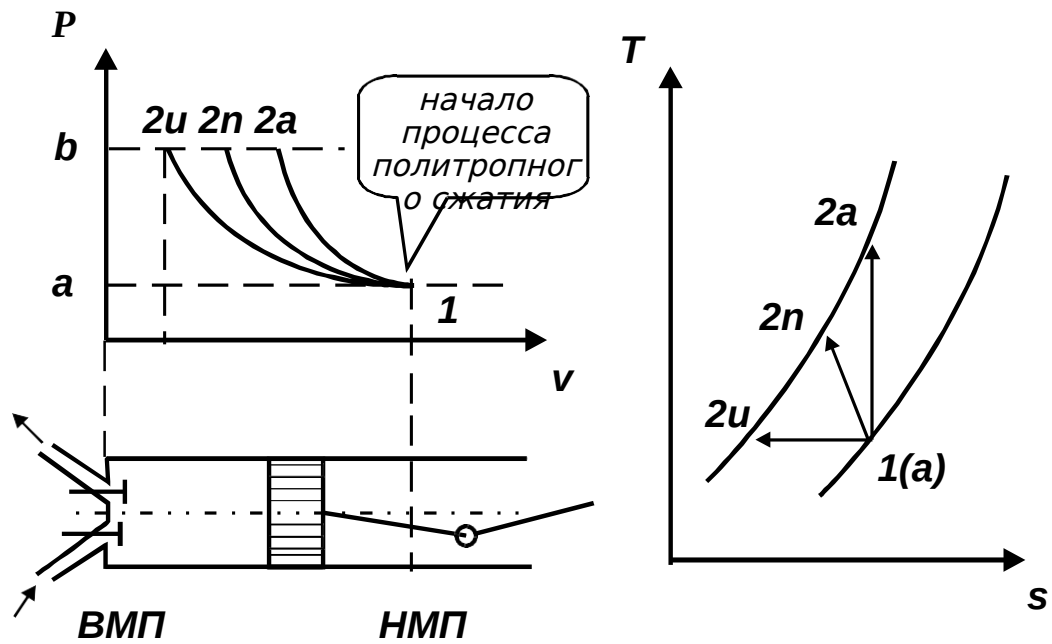


Рис. 2. Рабочий процесс идеального одноступенчатого компрессора: а - 1 - всасывание; 1 - 2 - сжатие в компрессоре; 2 - б нагнетание

обратимых процессах в соответствии с выражением

$$l_{a-1} = \int_a^1 P v dm = \int_a^1 P m dv = P_1 v_1 (1 - 0) = 0 = P_1 v_1 = 0 \quad (1)$$

Второй - обратимый термодинамический процесс 1 - 2 сжатия рабочего тела в компрессоре с показателем политропы n , определяемым при выполнении лабораторной работы. Поршень движется по направлению к ВМП, оба клапана закрыты, масса рабочего тела остается неизменной. Сжатие заканчивается при достижении в цилиндре давления P_2 , равного давлению потребителя. Работа в этом процессе является отрицательной, так как совершается над газом за счет внешнего привода

$$l_{1-2} = \int_1^2 P dv = \frac{RT}{n-1} \frac{1}{P_1} \left(P_2^{\frac{n-1}{n}} - P_1^{\frac{n-1}{n}} \right) < 0. \quad (2)$$

В реальном компрессоре сжатие происходит по политропному процессу с переменным показателем политропы. Для определения работы сжатия берем среднее его постоянное значение, получаемое из уравнения политропы в виде

$$n \quad \begin{array}{c} 1 \\ | \\ P_2 \\ | \\ P_1 \end{array} \quad (3)$$

Третий - обратимый механический процесс 2 - б нагнетания газа в ресивер компрессора. В этом процессе параметры газа остаются неизменными и равными P_2 , v_2 , и T_2 . Масса газа убывает от 1 кг в состоянии 2 до 0 кг в состоянии б (при достижении поршня ВМП). Работа нагнетания получается отрицательной, так как направлена на преодоление сопротивления сил давления в ресивере компрессора

$$l_{2-б} = \int_2^б P v dm = P_2 v_2 (0 - 1) = - P_2 v_2 \quad (4)$$

Методика проведения и обработки опытов

Замеряемые в опытах величины

Из рассмотрения термодинамических процессов в компрессоре и полученных при этом уравнений следует, что в выполнении лабораторной работы необходимо произвести замеры следующих величин:

- давления и температуры воздуха на входе и выходе из компрессора;
- секундного объемного расхода воздуха G_v на входе в компрессор;
- мощности электродвигателя, по значению которой определяется мощность,

потребляемая компрессорной установкой.

Проведение замеров и обработка опытов

1. Определить и записать давление и температуру воздуха в лаборатории.
2. Открыть вентиль 7, включить электродвигатель 2 и, закрывая вентиль, создать в ресивере компрессора 6 избыточное давление $P_2 = 0,5$ бар (атм). По истечении заданного преподавателем времени работы компрессора замерить и записать в табл.1 время протекания 10 литров воздуха через газовый счетчик, показания манометра P_2 , милливольтметра и ваттметра. Затем установить более высокое давление (например 1 бар) и повторить все замеры.

Таблица 1

Номер опыта	$P_{бар}$, Па	P_2 изб., бар	$t_{ком}$, °C	t_2 , мВ	, °C	, с	I , А	U , В	x , дел.	W , Вт
1										

3. Аналогичным образом поступить на третьем и всех последующих режимах, отличающихся друг от друга более высоким давлением P_2 .
4. После проведения опытов плавно открыть вентиль, охладить компрессор его работой без нагрузки и выключить электродвигатель.
5. Рассчитать и изобразить в рабочей диаграмме термодинамический процесс сжатия для каждого режима.
6. Результаты обработки опытов оформить в виде табл.2.

Таблица 2

Номер опыта	P_1 , Па	P_2 , Па	T_1 , К	T_2 , К	v_1 , м³/кг	v_2 , м³/кг	n	l_k , дж/кг	G_v , м³/с	G_m , кг/с	$N_{ки}$, Вт	$N_{ку}$, Вт	$ку$
1													

Для ее заполнения определяют параметры состояния воздуха на входе

и выходе из компрессора. Показатель политропы сжатия рассчитывают по уравнению (3), а работу цикла (равную удельной технической работе) - в соответствии с выражением

$$l_k = \int_{a_1}^{l_2} p \, v \, dP.$$

Мощность идеального компрессора $N_{ки} = l_k G_m / v_1$. Мощность компрессорной установки определяют через потребляемую электрическую мощность и КПД электродвигателя $N_{ку} = W_{эл. двиг.}$. Для лабораторной установки КПД электродвигателя принять равным 95%. Совершенство компрессорной установки, т.е. степень приближения реальной установки к идеальной, оценивают относительным КПД $\eta_{ку} = N_{ки} / N_{ку}$.

Дополнительные задания

1. Построить процесс *сжатия* в тепловой диаграмме. При определении удельной энтропии принять, что $s = 0$ при $P = 10^5 \text{ Па}$ и $T = 273 \text{ К}$.
2. Установить пределы возможных значений показателя политропы сжатия для *данной* компрессорной установки.
3. Процесс сжатия заканчивается в точке **b**. Объясните цикл работы такого компрессора.
4. Рассчитать и представить графически изменение *внутренней энергии* и *энтальпии* рабочего тела в процессе сжатия.
5. Определить теплоемкость воздуха в процессе сжатия?
6. Компрессор всасывает $600 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при давлении 1 бар и $t = 20^\circ\text{C}$ и сжимает его до давления 5 бар . Определить теоретическую мощность на привод компрессора при политропном ($n = 1,25$) сжатии.

Пример оформления отчета по лабораторной работе

ОТЧЕТ

по лабораторной работе № 5
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ
КОМПРЕССОРА

Выполнил студент гр. _____

Проверил преподаватель _____

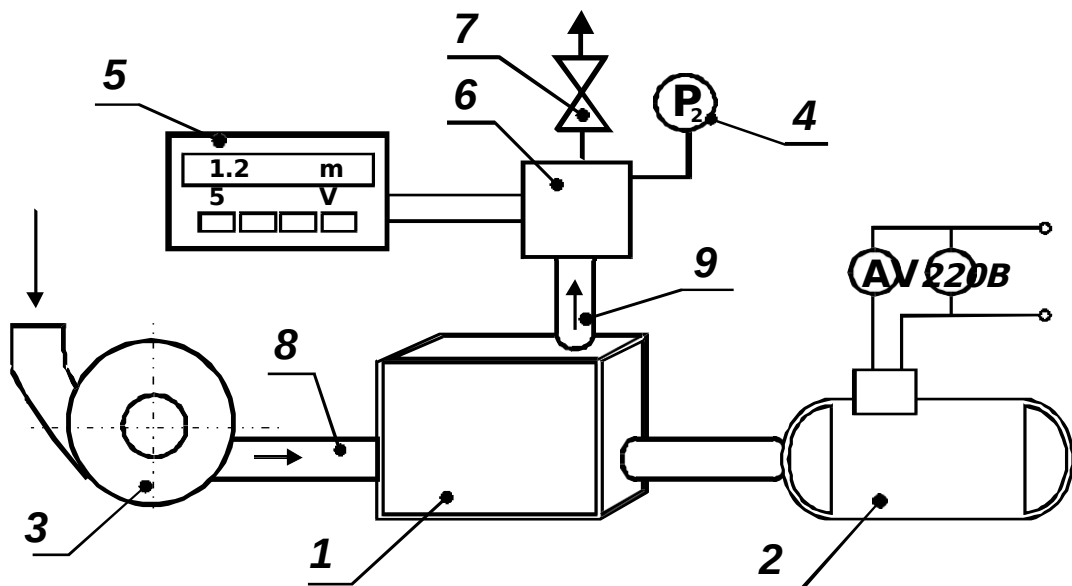


Схема лабораторной установки

Таблица 1

Номер опыта	$P_{бар}$, Па	P_2 изб., бар	$t_{ком}$, °C	t_2		, сек	W , Вт
				мВ	°C		
1							
2							
3							

Таблица 2

№	P_1 , Па	P_2 , Па	T_1 , К	T_2 , К	v_1 , м³/кг	v_2 , м³/кг	n
1							
2							
3							

№	I_k , Дж/кг	G_v , 10 ⁻³ м³/с	G_m , 10 ⁻³ кг/с	$N_{ку}$, Вт	$N_{ку}$, Вт	$ку$
1						
2						
3						

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

Цель работы

Изучение процесса установившегося истечения жидкости из резервуара через круглое отверстие, размер которого мал по сравнению с его заглублением под уровнем жидкости.

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ, НАСАДКОВ И ИЗ-ПОД ЗАТВОРОВ

Рассмотрим различные случаи истечения жидкости из резервуаров, баков, котлов через отверстия и насадки (коротки трубки различной формы) в атмосферу или пространство, заполненное газом или той же жидкостью. В процессе такого истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость, находящаяся в резервуаре, превращается в кинетическую энергию свободной струи.

Основным вопросом, который интересует в данном случае, является определение скорости истечения и расхода жидкости для различных форм отверстий и насадков.

5.1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре

Рассмотрим большой резервуар с жидкостью под давлением P_0 , имеющий малое круглое отверстие в стенке на достаточно большой глубине H_0 от свободной поверхности (рис.5.1).

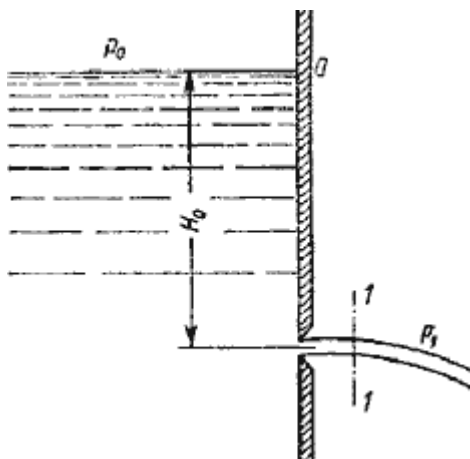


Рис. 5.1. Истечение из резервуара через малое отверстие

Жидкость вытекает в воздушное пространство с давлением P_1 . Пусть отверстие имеет форму, показанную на рис.5.2, а, т.е. выполнено в виде сверления в тонкой стенке без обработки входной кромки или имеет форму, показанную на рис.5.2, б, т.е. выполнено в толстой стенке, но с заострением входной кромки с внешней стороны. Струя, отрываясь от кромки отверстия, несколько сжимается (рис.5.2, а). Такое сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке, к осевому движению в струе.

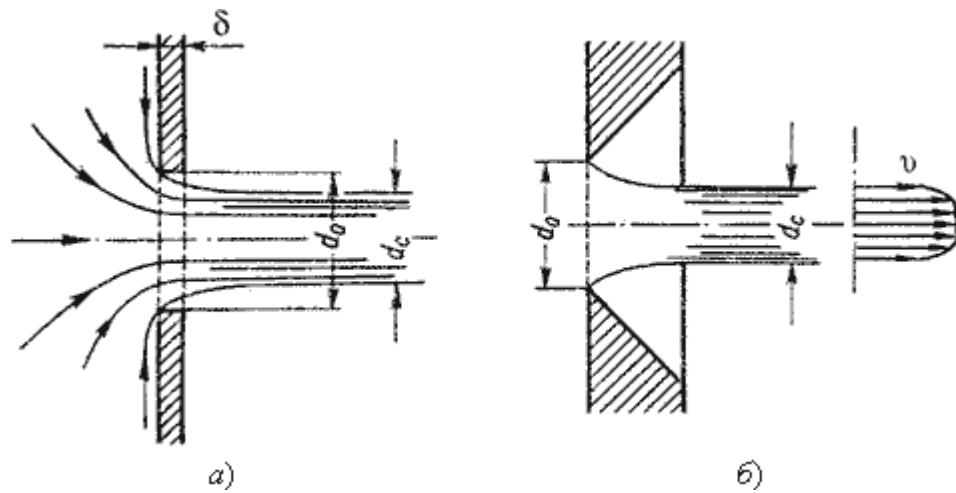


Рис. 5.2. Истечение через круглое отверстие

Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия.

$$\mu = \frac{S_c}{S_o}$$

где S_c и S_o - площади поперечного сечения струи и отверстия соответственно; d_c и d_o - диаметры струи и отверстия соответственно.

Скорость истечения жидкости через отверстие такое отверстие

$$v = \sqrt{2gH}$$

где H - напор жидкости, определяется как

$$H = \frac{p}{\rho g} + z$$

ϕ - коэффициент скорости

$$\phi = \frac{v}{\sqrt{2gH}}$$

где α - коэффициент Кориолиса;
 ζ - коэффициент сопротивления отверстия.

Расход жидкости определяется как произведение действительной скорости истечения на фактическую площадь сечения:

$$Q = v S_c$$

Произведение ϵ и ϕ принято обозначать буквой μ и называть коэффициентом расхода, т.е. $\mu = \epsilon\phi$.

В итоге получаем расход



где ΔP - расчетная разность давлений, под действием которой происходит истечение.

При помощи этого выражения решается основная задача - определяется расход.

Значение коэффициента сжатия ϵ , сопротивления ζ , скорости φ и расхода μ для круглого отверстия можно определить по эмпирически построенным зависимостям. На рис.5.3 показаны зависимости коэффициентов ϵ , ζ и μ от числа Рейнольдса, подсчитанного для идеальной скорости



где ν - кинематическая вязкость.

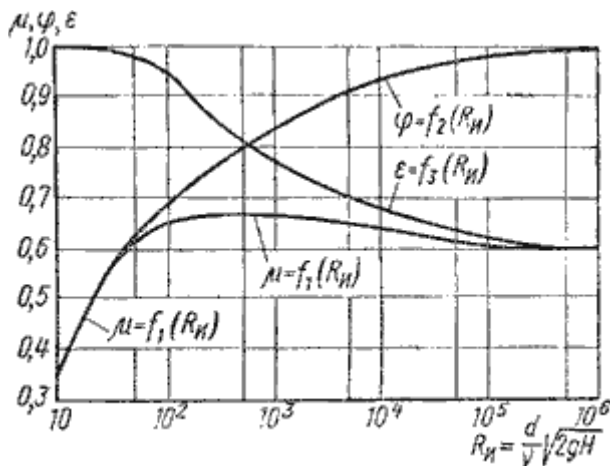


Рис. 5.3. Зависимость ϵ , φ и от числа Re_d

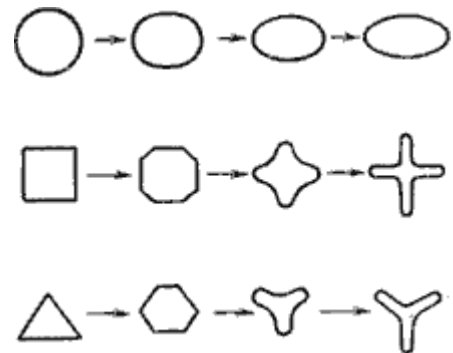


Рис. 5.4. Инверсия струй

При истечении струи в атмосферу из малого отверстия в тонкой стенке происходит изменение формы струи по ее длине, называемое *инверсией струи* (рис.5.4). Обуславливается это явление в основном действием сил поверхностного натяжения на вытекающие криволинейные струйки и различными условиями сжатия по периметру отверстия. Инверсия больше всего проявляется при истечении из некруглых отверстий.

5.2. Истечение при несовершенном сжатии

Несовершенное сжатие наблюдается в том случае, когда на истечение жидкости через отверстие и на формирование струи оказывает влияние близость боковых стенок резервуара (рис.5.5).

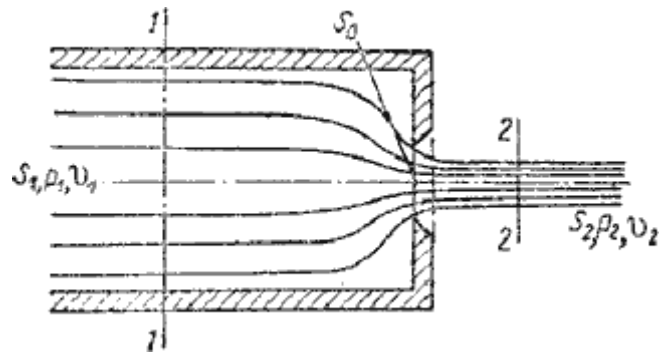


Рис. 5.5. Схема несовершенного сжатия струи

Так как боковые стенки частично направляют движение жидкости при подходе к отверстию, то струя по выходе из отверстия сжимается в меньшей степени, чем из резервуара неограниченных размеров, как это было описано в п.5.1.

При истечении жидкостей из цилиндрического резервуара круглого сечения через круглое отверстие, расположенное в центре торцевой стенки, при больших числах Re коэффициент сжатия для идеальной жидкости можно найти по формуле, представленной Н.Е. Жуковским:

$$C_c = \frac{S_2}{S_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + n}}$$

где n - отношение площади отверстия S_0 к площади поперечного сечения резервуара S_1

$$n = \frac{S_0}{S_1}$$

Расход жидкости при несовершенном сжатии

$$Q = C_c S_0 v_2$$

где напор H нужно находить с учетом скоростного напора в резервуаре

$$H = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{p_2}{\rho g} - z_2$$

5.3. Истечение под уровень

Часто приходится иметь дело с истечением жидкости не в атмосферу, а в пространство, заполненное этой же жидкостью (рис.5.6). такой случай называется *истечением под уровень*, или истечением через затопленное отверстие.

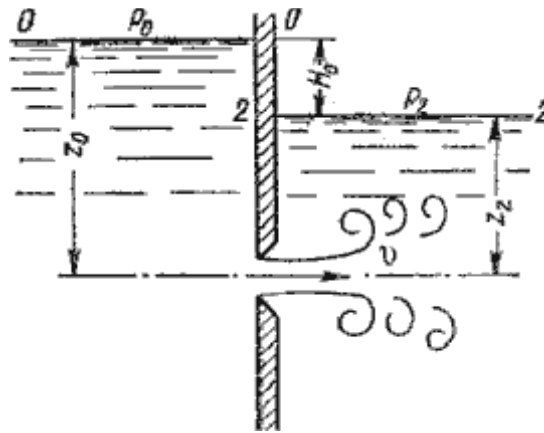


Рис. 5.6. Истечение по уровень

В этом случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразование, как при внезапном расширении.

Скорость истечения в сжатом сечении струи

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

где φ - коэффициент скорости;

H - расчетный напор,

$$H = \frac{p_0}{\rho g} - z_2$$

Расход жидкости равен

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

Таким образом, имеем те же расчетные формулы, что и при истечении в воздух (газ), только расчетный напор H в данном случае представляет собой разность гидростатических напоров по обе стенки, т.е. скорость и расход жидкости в данном случае не зависят от высот расположения отверстия.

Коэффициенты сжатия и расхода при истечении под уровень можно принимать те же, что и при истечении в воздушную среду.

5.4. Истечение через насадки при постоянном напоре

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромки (рис. 5.7). На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой стенке и не обрабатывают входную кромку. Истечение через такой насадок в газовую среду может происходить в двух режимах.

Первый режим - *безотрывный режим*. При истечении струя, после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем струя постепенно расширяется до размеров отверстия из насадка выходит полным сечением (рис.5.7).

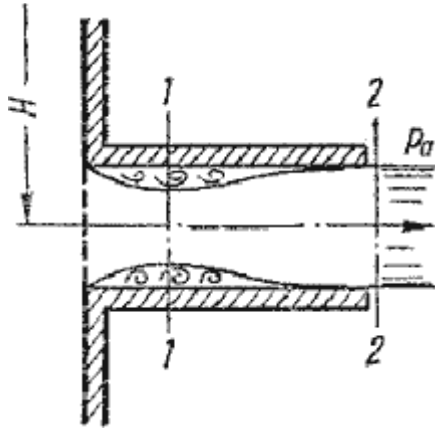


Рис. 5.7. Истечение через насадок

Коэффициент расхода μ , зависящий от относительной длины насадка l/d и числа Рейнольдса, определяется по эмпирической формуле:



Так как на выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия, то коэффициент сжатия $\epsilon = 1$ и, следовательно, $\mu = \varphi$, а коэффициент сопротивления $\zeta = 0,5$.

Если составить уравнение Бернулли для сжатого сечения 1-1 и сечения за насадком 2-2 и преобразовать его, то можно получить падение давления внутри насадка

$$P_2 - P_1 \approx 0,75H\rho g$$

При некотором критическом напоре $H_{кр}$ абсолютное давление внутри насадка (сечение 1-1) становится равным нулю ($P_1 = 0$), и поэтому



Следовательно, при $H > H_{кр}$ давление P_1 должно было бы стать отрицательным, но так как в жидкостях отрицательных давлений не бывает, то первый режим движения становится невозможным. Поэтому при $H \approx H_{кр}$ происходит изменение режима истечения, переход от первого режима ко второму (рис.5.8).

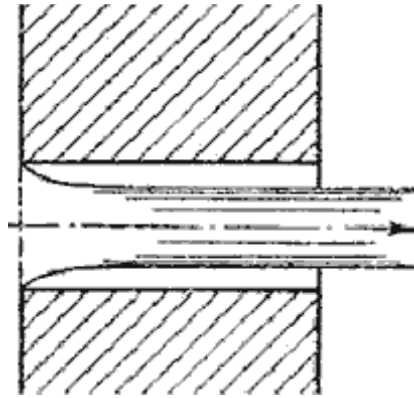


Рис. 5.8. Второй режим истечения через насадок

Второй режим характеризуется тем, что струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке, с теми же значениями коэффициентов. Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость возрастает, а расход уменьшается благодаря сжатию струи.

При истечении через цилиндрический насадок под уровень первый режим истечения не будет отличаться от описанного выше. Но при $H > H_{кр}$ перехода ко второму режиму не происходит, а начинается кавитационный режим.

Таким образом, внешний цилиндрический насадок имеет существенные недостатки: на первом режиме - большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода, а на втором - очень низкий коэффициент расхода. Недостатком также является возможность кавитации при истечении под уровень.

Внешний цилиндрический насадок может быть значительно улучшен путем закругления входной кромки или устройства конического входа. На рис.5.9 даны различные типы насадков и указаны значения соответствующих коэффициентов.

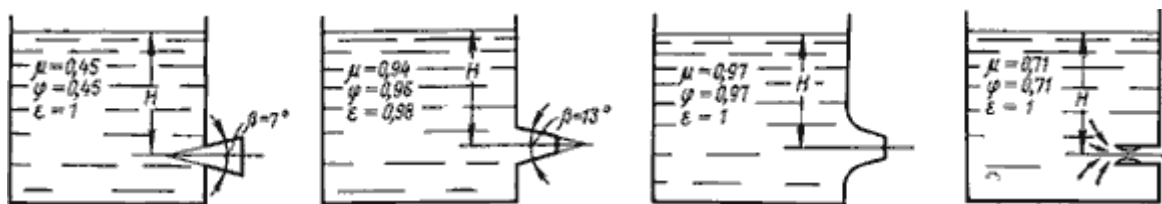


Рис. 5.9. Истечение жидкости через насадки а - расширяющиеся конические; б - сужающиеся конические; в - коноидальные; г - внутренние цилиндрические

Конически сходящиеся и коноидальные насадки применяют там, где необходимо получить хорошую компактную струю сравнительно большой длины при малых потерях энергии (в напорных брандспойтах, гидромониторах и т.д.). Конически сходящиеся насадки используют для увеличения расхода истечения при малых выходных скоростях.

5.5. Истечения через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов)

Рассмотрим случай опорожнения открытого в атмосферу сосуда при постоянно уменьшающемся напоре, при котором течение является неустановившемся (рис.5.10).

Однако если напор, а следовательно, и скорость истечения изменяются медленно, то движение в каждый момент времени можно рассматривать как установившееся, и для решения задачи применить уравнение Бернулли.

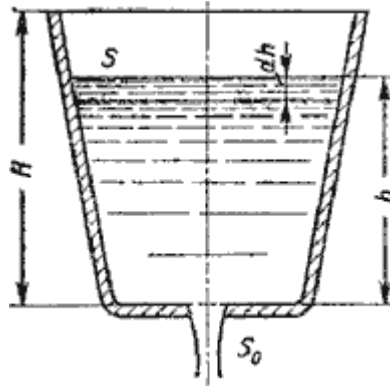


Рис. 5.10. Схема опорожнения резервуара

Обозначим переменную высоту уровня жидкости в сосуде за h , площадь сечения резервуара на этом уровне S , площадь отверстия S_0 , и взяв бесконечно малый отрезок времени dt , можно записать следующее уравнение объемов:

$$S dh = S_0 v dt$$

где dh - изменение уровня жидкости за время dt .

Отсюда время полного опорожнения сосуда высотой H

$$t = \int_0^H \frac{S dh}{S_0 v}$$

Если будет известен закон изменения площади S по высоте h , то интеграл можно подсчитать. Для призматического сосуда $S = const$ (рис.5.11), следовательно, время его полного опорожнения

$$t = \frac{2H}{v}$$

Из этого выражения следует, что время полного опорожнения призматического сосуда в два раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

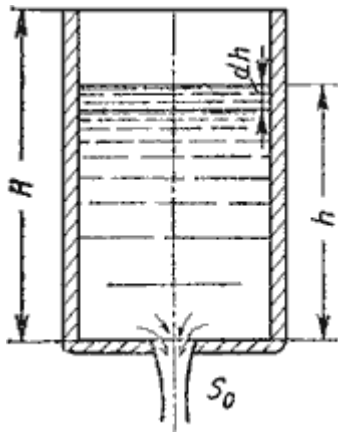


Рис. 5.11. Опорожнение призматического резервуара

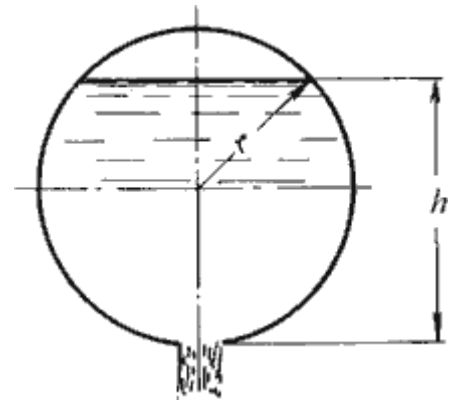


Рис. 5.12. Опорожнение непризматического резервуара

Для определения времени истечения жидкости из горизонтального цилиндрического сосуда (цистерны) (рис. 5.12) выразим зависимость переменной площади S от h :

$$S = \pi r^2$$

где l - длина цистерны; D - диаметр цистерны.

Тогда время полного опорожнения такой цистерны, т.е. время изменения напора от $h_1 = D$ до $h_2 = 0$, получится равным

$$T = \frac{2l}{\sqrt{2g}} \int_0^D \frac{dh}{h \sqrt{D^2 - h^2}}$$

5.6. Истечение из-под затвора в горизонтальной лотке

Во многих водозаборных и водопропускных гидротехнических сооружениях расходы воды проходят через отверстия, перекрываемые затворами. Затворы поднимают на определенную высоту над дном и пропускают через отверстия необходимые расходы. Чаще всего на гидромелиоративных сооружениях устраивают отверстия прямоугольного сечения, истечение из которых и рассмотрим.

Отверстия могут быть незатопленными (истечение свободное) и затопленными, когда уровень воды за затвором влияет на истечение.

Если отверстие незатопленное, то вытекающая из-под затвора струя находится под атмосферным давлением (рис. 5.13). При истечении через затопленное отверстие струя за затвором находится под некоторым слоем воды (рис. 5.14).

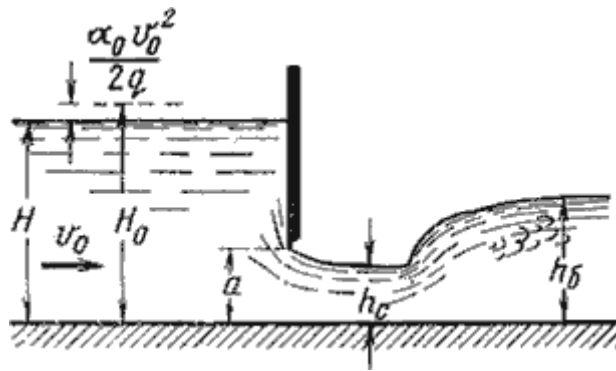


Рис. 5.13. Истечение из-под затвора через незатопленное отверстие

Когда затвор приподнят над дном, вытекающая из-под него струя испытывает сжатие в вертикальной плоскости. На расстоянии, примерно равном высоте отверстия a (высоте поднятия затвора), наблюдается наиболее сжатое сечение. Глубина в сжатом сечении h_c связана с высотой отверстия a следующей зависимостью:

$$h_c = \epsilon' a$$

где ϵ' - коэффициент вертикального сжатия струи.

Коэффициент вертикального сжатия ϵ' зависит от отношения высоты отверстия a к напору (глубине воды перед затвором) H . Для ориентировочных расчетов можно принимать $\epsilon' = 0,64$.

Если составить уравнение Бернулли для сечений, проведенных перед затвором и в сжатом сечении, после преобразований получим:

$$\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} + H = \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_c$$

где ϕ - коэффициент скорости,

$$v_3 = \phi v_0$$

где H_0 - напор с учетом скорости подхода,

$$H_0 = H + \frac{v_0^2}{2g}$$

Тогда расход при истечении из-под затвора при незатопленном отверстии определится по формуле:

$$Q = S \phi \sqrt{2gH_0} \left(1 - \frac{v_0^2}{2gH_0} \right)$$

где S - площадь отверстия, $S = ab$.

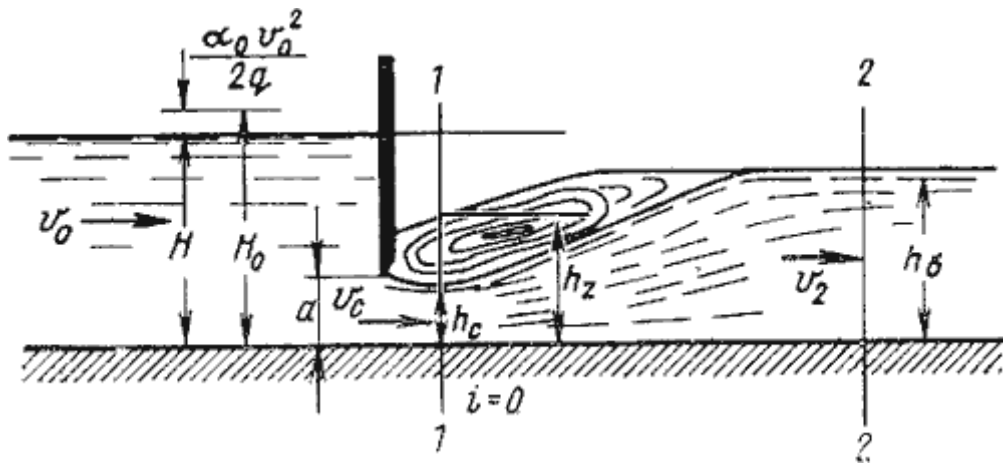


Рис. 5.14. Истечение из-под затвора при затопленном отверстии

При истечении через затопленное отверстие (рис. 5.14) расход определится по формуле:

$$Q = \alpha_0 b \sqrt{2g} H_0^{3/2}$$

где h_z - глубина в том сечении, где наблюдается максимальное сжатие истекающей из-под затвора струи.

Глубина h_z определяется из зависимости

$$h_z = \frac{v_c^2}{2g}$$

в которой

$$v_c = \sqrt{2g(H - h_z)}$$

а h_6 - глубина в отводящем канале (бытовая глубина).

5.7. Давление струи жидкости на ограждающие поверхности

Если вытекающая из отверстия или насадка струя попадает на неподвижную стенку, то она с определенным давлением воздействует на нее. Основное уравнение, по которому вычисляется давление струи на площадку, имеет вид

$$P = \rho g h_6$$

На рис. 5.15 приведены наиболее часто встречающиеся в практике ограждающие поверхности (преграды) и уравнения, по которым вычисляется давление струи на соответствующую поверхность.

Величина давления струи, естественно, зависит от расстояния насадка до преграды. С увеличением расстояния струя рассеивается и давление уменьшается. Соответствующие исследования показывают, что в данном случае струя может быть разбита на три характерные части: компактную, раздробленную и распыленную (рис.5.16).

В пределах компактной части сохраняется цилиндрическая форма струи без нарушения сплошности движения. В пределах раздробленной части сплошность потока нарушается,

причем струя постепенно расширяется. Наконец, в пределах распыленной части струи происходит окончательный распад потока на отдельные капли.

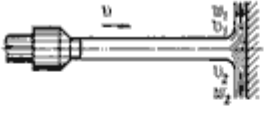
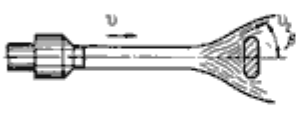
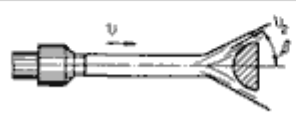
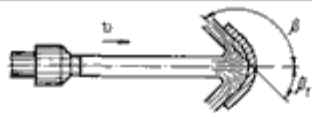
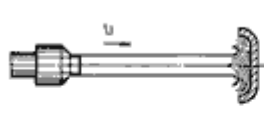
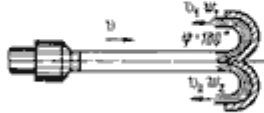
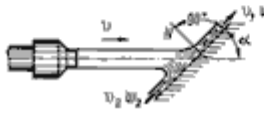
a)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv$
b)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
в)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
г)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 + \cos \beta)$
д)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
е)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
ж)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv \sin \alpha$

Рис. 5.15. Взаимодействие струи жидкости с неподвижной поверхностью

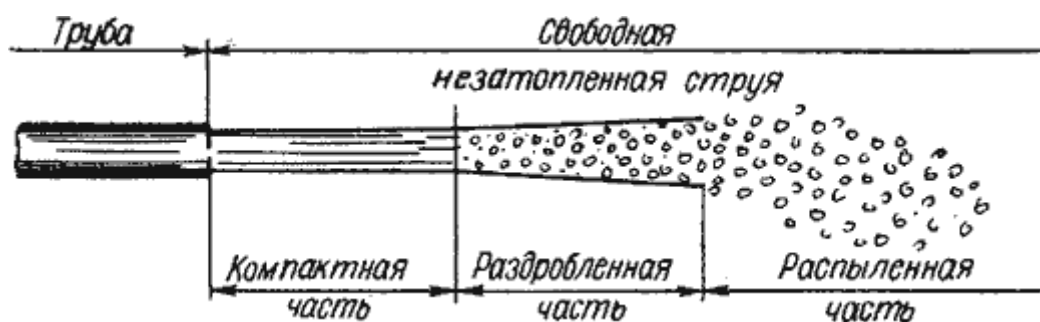


Рис. 5.16. Составные части свободной струи

Постановка задачи

Произвести расчет процесса истечения жидкости (рисунок 1) плотностью ρ , нагнетаемой в бак, перетекающей из его левой замкнутой секции в открытую правую секцию через отверстие диаметром d_1

(расположенное в боковой стенке на высоте a) и вытекающей затем в атмосферу через донное отверстие диаметром d_2

Определить для установившегося режима системы расход Q из бака и высоту уровня в правой секции, считая известными высоту уровня и показание манометра в левой секции.

Теоретические сведения

На практике часто приходится встречаться с истечением жидкости через различные отверстия, при этом характер истечения существенно зависит от условий истечения. Истечение может происходить через малое отверстие, высота или диаметр которого не велики по сравнению с напором. Во всех точках такого отверстия давление практически одинаково.

Большим отверстием называется такое отверстие, размеры которого в вертикальном направлении значительны по сравнению с напором H над центром отверстия ($d > 0,1 H$).

Если линейный размер отверстия d значительно больше толщины стенки или днища резервуара, в котором оно сделано ($d < 3d$), то такое отверстие называют отверстием в тонкой стенке. При этом считается, что края отверстия имеют острую кромку.

Насадком называется короткий патрубок, присоединенный к отверстию в тонкой стенке. Длина насадка обычно составляет $(3...4)d$, где d - диаметр выходного отверстия в стенке. Характер истечения через насадок отвечает условиям истечения жидкости через отверстие в толстой стенке. При этом протекающая струя испытывает сопротивление по длине. Насадки применяются главным образом для увеличения пропускной способности отверстия.

Расход Q при истечении через отверстия и насадки определяется по формуле

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

где ω - площадь сечения выходного отверстия или насадка; μ - коэффициент расхода, величина которого зависит от вида или насадка.

Исходным для решения задачи является условие равенства расходов через боковое и донное отверстия при установившемся режиме (т.е., при постоянных уровнях жидкости). Для выбора расчетных зависимостей необходимо предварительно выяснить условия истечения жидкости через

боковое отверстие. Для этого предположим, что $h_2 = a$, тогда расход через боковое отверстие

$$Q_1 = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{2g(h_u + h_1 - a)},$$

где $h_u = p_u / (\rho g)$ - высота пьезометрического уровня в левой секции, μ_1 - коэффициент расхода для бокового отверстия.

Расход через донное отверстие

$$Q_2 = \mu_2 \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{2ga},$$

где μ_2 - коэффициент расхода для донного отверстия.

Если получится, что $Q_1 > Q_2$, то в действительности $h_2 > a$ и боковое отверстие затоплено; если $Q_1 < Q_2$, то $h_2 < a$ и боковое отверстие не затоплено.

В первом случае условие равенства расходов дает систему уравнений

$$Q = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{2g(h_u + h_1 - h_2)} = \mu_2 \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{2gh_2},$$

Во втором случае

$$Q = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{2g(h_u + h_1 - a)} = \mu_2 \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{2gh_2}.$$

Задания к работе №1

Варианты веществ и их плотности:

№	Жидкость	ρ , кг/м ³
1.	Вода	1000
2.	Касторовое масло	970
3.	Бензин	750
4.	Нефть	850
5.	Спирт этиловый безводный	790

В работе принять:

Обознач.	Наименование	Величина	Ед. измерения
g	ускорение свободного падения	9,81	м/с ²
π	число Пи	3,14	-

Варианты заданий:

№	№ P	d_1	d_2	h_1	u	P_u	μ_1	μ_2
1.	1	0,06	0,120	10,0	1,5	150000	0,600	0,610
2.	2	0,06	0,125	10,5	1,4	150000	0,600	0,610
3.	3	0,06	0,130	11,0	1,3	150000	0,600	0,610
4.	4	0,06	0,135	11,5	1,2	150000	0,600	0,610
5.	5	0,06	0,140	12,0	1,1	150000	0,600	0,610
6.	1	0,07	0,120	10,0	3,0	200000	0,605	0,615
7.	2	0,07	0,125	10,5	2,8	200000	0,605	0,615
8.	3	0,07	0,130	11,0	2,6	200000	0,605	0,615
9.	4	0,07	0,135	11,5	2,4	200000	0,605	0,615
10.	5	0,07	0,140	12,0	2,2	200000	0,605	0,615
11.	1	0,08	0,120	10,0	5,4	250000	0,610	0,620
12.	2	0,08	0,125	10,5	5,2	250000	0,610	0,620
13.	3	0,08	0,130	11,0	5,0	250000	0,610	0,620
14.	4	0,08	0,135	11,5	4,8	250000	0,610	0,620
15.	5	0,08	0,140	12,0	4,6	250000	0,610	0,620
16.	1	0,09	0,120	10,0	9,0	300000	0,615	0,625
17.	2	0,09	0,125	10,5	8,6	300000	0,615	0,625
18.	3	0,09	0,130	11,0	8,2	300000	0,615	0,625
19.	4	0,09	0,135	11,5	7,8	300000	0,615	0,625
20.	5	0,09	0,140	12,0	7,4	300000	0,615	0,625
21.	1	0,06	0,130	10,0	1,1	200000	0,700	0,610
22.	2	0,06	0,135	10,5	1,2	200000	0,700	0,610
23.	3	0,06	0,140	11,0	1,3	200000	0,700	0,610
24.	4	0,06	0,145	11,5	1,4	200000	0,700	0,610
25.	5	0,06	0,150	12,0	1,5	200000	0,700	0,610
26.	1	0,05	0,120	10,0	1,1	300000	0,710	0,630
27.	2	0,05	0,125	11,0	1,1	300000	0,710	0,630
28.	3	0,05	0,130	12,0	1,1	300000	0,710	0,630
29.	4	0,05	0,135	13,0	1,1	300000	0,710	0,630
30.	5	0,05	0,140	14,0	1,1	300000	0,710	0,630
31.	1	0,06	0,130	10,0	1,1	150000	0,720	0,610
32.	2	0,06	0,135	10,5	1,2	150000	0,720	0,610
33.	3	0,06	0,140	11,0	1,3	150000	0,720	0,610
34.	4	0,06	0,145	11,5	1,4	150000	0,720	0,610

35.	5	0,06	0,150	12,0	1,5	150000	0,720	0,610
36.	1	0,07	0,155	10,0	1,1	100000	0,750	0,510
37.	2	0,07	0,160	11,0	1,2	100000	0,750	0,520
38.	3	0,07	0,165	12,0	1,3	100000	0,750	0,530
39.	4	0,07	0,170	13,0	1,4	100000	0,750	0,540
40.	5	0,07	0,175	14,0	1,5	100000	0,750	0,550

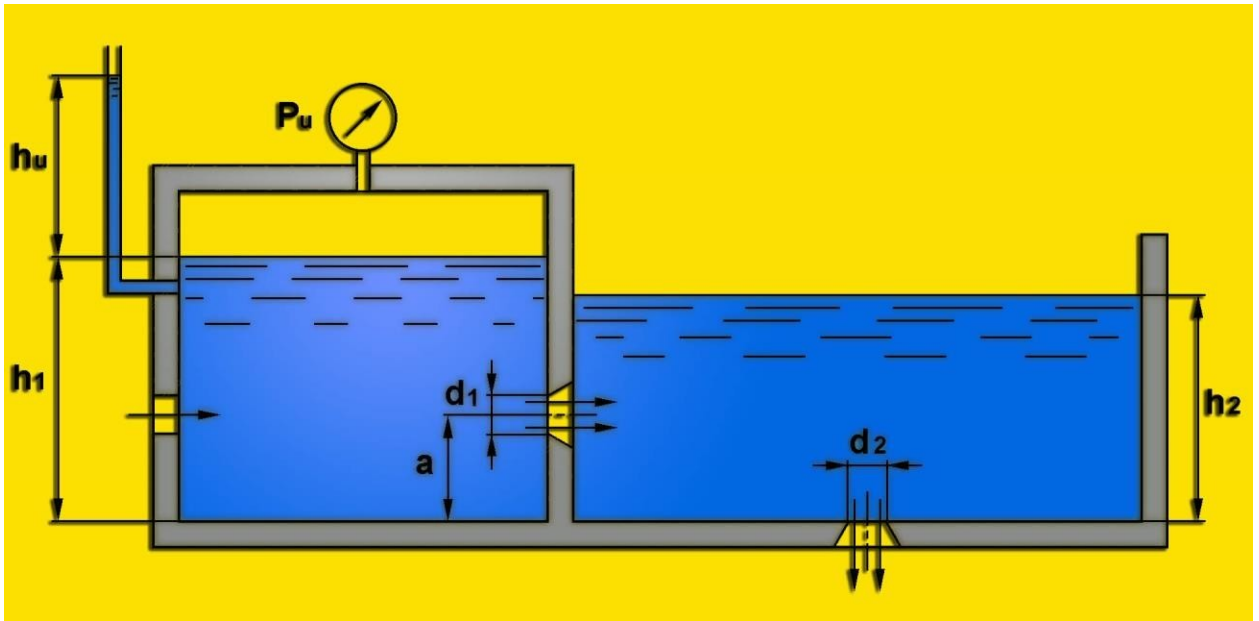


Рисунок 1.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под терминами большое и малое отверстие?
2. Поясните понятия отверстия в тонкой и толстой стенке.
3. В чем особенность истечения жидкости через насадок?
4. Какие виды насадков вы знаете, и с какой целью они применяются?
5. От каких факторов зависит величина расхода при истечении жидкости?