

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

КЕМЕРОВСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

А.А. Крохалёв

ГИДРАВЛИКА

Лабораторный практикум

Рекомендовано Сибирским региональным учебно-методическим центром высшего профессионального образования для межвузовского использования в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 551800 “Технологические машины и оборудование”, 552400 “Технология продуктов питания”, 655700 “Технология продовольственных продуктов специального и общественного питания”

КЕМЕРОВО 2004

УДК 621. 22

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Кемеровского технологического института пищевой промышленности

Рецензенты:

Заведующий кафедрой процессов, машин и аппаратов химических производств Кузбасского государственного технического университета, профессор, доктор техн. наук. П.Т. Петрик;

Профессор кафедры горных машин и комплексов Кузбасского государственного технического университета, доктор техн. наук. Н.М. Скорняков.

Крохалёв А.А.

Гидравлика. Лабораторный практикум: Учебное пособие. - Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. - Кемерово, 2004.- 91с.

ISBN 5-89289-107-0

Лабораторный практикум составлен применительно к оборудованию лаборатории гидравлики и гидравлических машин Кемеровского технологического института пищевой промышленности. Основным назначением лабораторного практикума является усвоение и закрепление теоретического материала по важнейшим разделам и отдельным вопросам курсов «Гидравлика» и «Процессы и аппараты пищевых производств» студентами дневной (очной) и заочной форм обучения направлений подготовки 551800, 552400, 655600, 655700, 655800, 655900.

К $\frac{1603040100}{У50(03) - 04}$

ISBN 5-89289-107-0

© Кемеровский технологический
институт пищевой промышленности, 2004
© А.А. Крохалёв, 2004

Введение

При проведении лабораторных работ студент должен иметь журнал лабораторных исследований, оформленный на листах писчей бумаги формата А4 (210x297 мм) или тетради (по усмотрению преподавателя). В журнале, прежде всего, вычерчивается схема экспериментальной установки, выписываются формулы и зависимости, необходимые для вычислений определяемых в работе величин, готовятся таблицы для заполнения экспериментальными и расчетными данными, вычерчиваются графики или диаграммы, построенные по экспериментальным и расчетным данным.

Перед началом конкретной лабораторной работы необходимо уяснить ее цель, содержание и последовательность наблюдений и измерений. При вычислениях надо внимательно следить за правильной размерностью величин, подставляемых в формулу. В расчетах следует использовать размерность в международной системе единиц измерений СИ.

Полностью оформленный журнал наблюдений должен быть подписан преподавателем или лаборантом, руководившим ходом лабораторных исследований. Лабораторная работа считается выполненной, если она представлена в полностью оформленном виде и зачтенной, если основные результаты обоснованы и защищены студентом при устном опросе.

ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ И ЕГО СВОЙСТВА. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Цель работы:

1. Ознакомление с приборами для измерения давлений (пьезометрами, манометрами, вакуумметрами, дифференциальными манометрами).
2. Определение избыточного давления, вакуума (разрежения) и абсолютного давления воздуха на поверхности жидкости по показаниям U-образного пьезометра; усвоить единицы измерения давления в различных системах (СИ, СГС, МКГСС) и их взаимосвязь.
3. Усвоить расчет абсолютного гидростатического давления в любой точке покоящейся жидкости.

1. Основные понятия и расчетные формулы

Полное или абсолютное гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости определяется по основному уравнению гидростатики:

$$p = p_0 + \rho g h \quad \text{или} \quad p = p_0 + \gamma h, \quad (1)$$

где p - абсолютное (полное) гидростатическое давление;
 p_0 - абсолютное давление на свободной поверхности жидкости;
 γ - удельный (объемный) вес жидкости;
 ρ - плотность жидкости;
 g - ускорение свободного падения;
 h - глубина погружения точки под уровень жидкости.

Исходя из формулы (1), можно сказать, что расчет абсолютного гидростатического давления сводится к определению абсолютного давления на поверхности жидкости p_0 в соответствующих единицах измерения (удельный вес γ или плотность ρ , а также глубина погружения точки h задаются исходными данными).

Абсолютное давление - это давление, отсчитанное от абсолютного нуля (полного вакуума), подобно тому, как отсчитывается температура по шкале Кельвина. В технике промышленных измерений давления отсчет ведут от относительного нуля - атмосферного давления. Давление, выше атмосферного измеряют манометрами, а называют избыточным или манометрическим. Давление, ниже атмосферного (вакуум), измеряют вакуумметрами.

На рис. 1 можно проследить пределы изменения и взаимосвязь абсолютного давления $p_{абс}$, избыточного $p_{изб}$ и вакуума $p_{вак}$

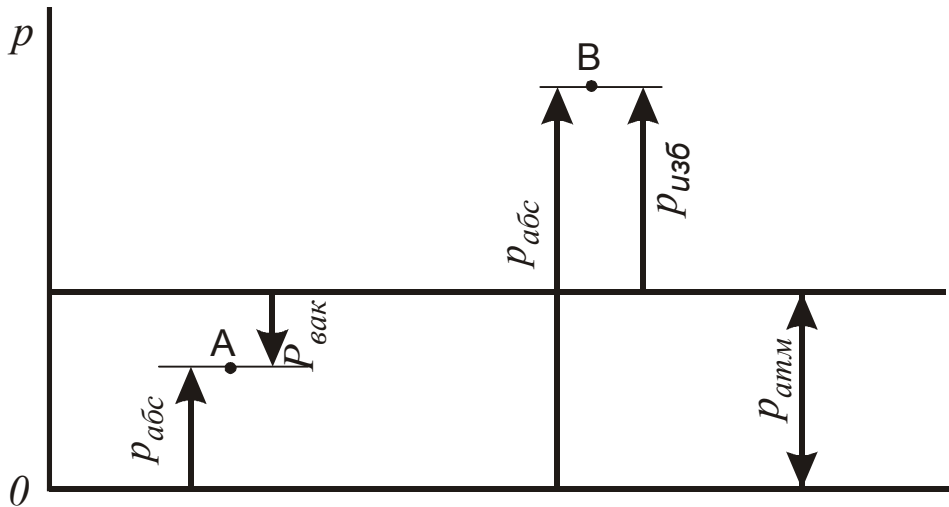


Рис.1 Взаимосвязь давлений избыточного, абсолютного и давления вакуума

$$p_0 = p_{атм} + p_{изб} \quad (2)$$

$$p_0 = p_{атм} - p_{вак}$$

Абсолютное давление при наличии вакуума (формула 2) называют также остаточным давлением.

В открытых сосудах абсолютное давление на поверхности жидкости равно атмосферному давлению.

Применяемые в гидротехнической практике единицы измерения давления и их взаимосвязь следующие:

$1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат}$ (техническая атмосфера) $= 10000 \text{ кгс/м}^2 = 98100 \text{ Н/м}^2 \approx 0,1 \text{ МПа} = 1 \text{ бар}$

Абсолютное и избыточное давления, выраженные в атмосферах, обозначаются, соответственно, “ата” или “ати” (например, $p = 2 \text{ ата}$, $p = 3 \text{ ати}$ и т.п.).

Давление может быть выражено высотой столба жидкости над рассматриваемой точкой. Высота столба жидкости определяется по зависимости:

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{p}{\rho g} \quad (3)$$

Из формулы (3) следует, что одно и то же давление в зависимости от рода жидкости может быть создано столбом различной высоты. Так, техническая атмосфера (1 ат) соответствует 10 м. вод. ст. (при удельном весе воды $\gamma = 1000 \text{ кгс/м}^3$) $= 735,5 \text{ мм. рт.ст.}$ (при удельном весе ртути 13600 кгс/м^3).

2. Описание экспериментальной установки

Для измерения избыточного давления и вакуума в лабораторной установке (рис. 2) предусмотрен небольшой замкнутый резервуар 1 с краном К, заполненный воздухом и соединенный резиновым шлангом с подвижным резервуаром 2, частично заполненным водой. Таким образом, резервуары 1 и 2 являются сообщающимися сосудами.

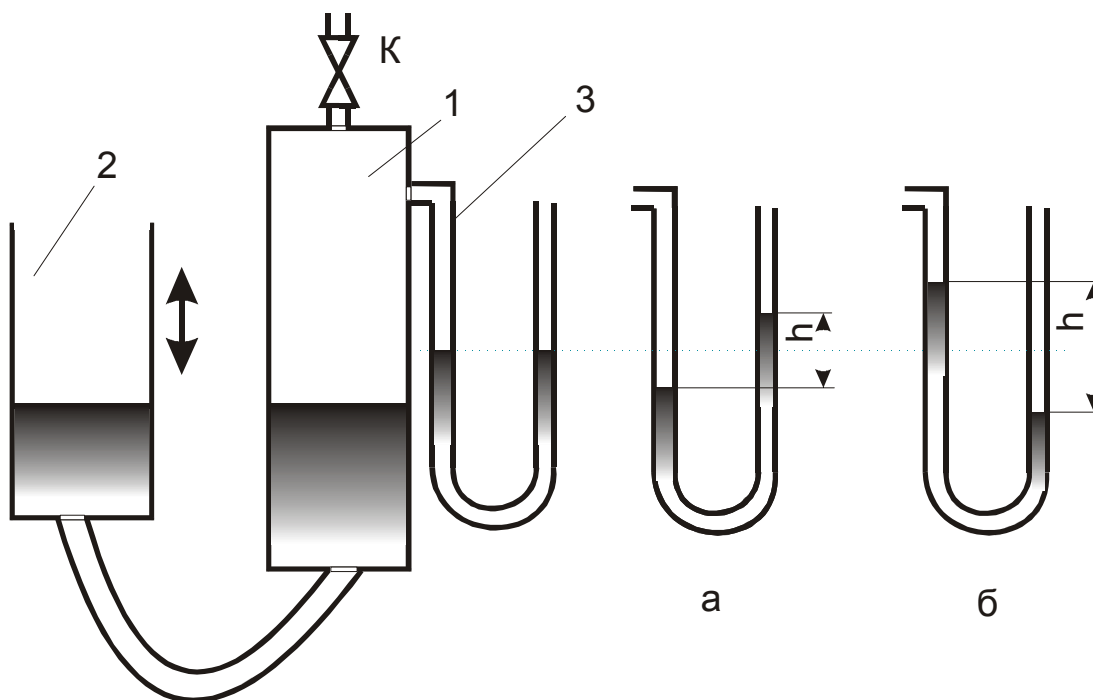


Рис.2. Схема лабораторной установки для измерения избыточного давления и вакуума

Если кран К на резервуаре открыт, то в нем атмосферное давление и положение уровней жидкости в U-образном пьезометре 3 в правом и левом колене одинаковы.

После закрытия крана и перемещения резервуара 2 вверх, над жидкостью в резервуаре 1 создается избыточное давление за счет перелива жидкости из резервуара 2 в резервуар 1. Это избыточное давление измеряется разностью уровней жидкости в правом и левом коленах U-образного пьезометра (рис. 2а).

При перемещении резервуара 2 вниз и закрытом кране на резервуаре 1 из-за перелива части жидкости из резервуара 1 в резервуар 2 в замкнутом пространстве резервуара 1 создается вакуум. Величина вакуума измеряется также U-образным пьезометром (рис. 2б).

3. Порядок выполнения работы

3.1. При открытом кране К установить положение резервуара 1 и 2 в соответствии с рис. 2.

3.2. Долить воды в U-образный пьезометр до нулевой отметки в обеих трубках. При переливе избыток удалить фильтровальной бумагой.

3.3. Закрывать кран К и создать избыточное давление в замкнутом пространстве резервуара 1. Записать в журнал наблюдений величину h (рис.2а), характеризующую избыточное давление. Следует провести 2 - 3 опыта, меняя избыточное давление. Опытные данные занести в таблицу 1.

3.4. Перемещая резервуар 2, создать вакуум в замкнутой воздушной области резервуара 1; измерить его величину по пьезометру 3 (рис.2,б). Так же, как и в предыдущем случае, следует провести 2 - 3 опыта, меняя величину вакуума. Опытные данные занести в таблицу 2.

3.5. Рассчитать абсолютное давление p_0 в замкнутой воздушной области внутри резервуара 1 для всех опытов по формулам и занести в таблицы 1 и 2. Атмосферное давление принять равным технической атмосфере.

Таблица 1.

Расчет абсолютного давления воздуха по избыточному давлению

| Атмосферное давление | | | Избыточное давление | | | | Абсолютное давление | |
|----------------------|--------------------|------------------|---------------------|----------|--------------------|------------------|---------------------|------------------|
| м.вод.ст | кгс/м ² | Н/м ² | мм.в.ст | м.вод.ст | кгс/м ² | Н/м ² | кгс/м ² | Н/м ² |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |

Таблица 2.

Расчет абсолютного давления воздуха при наличии вакуума

| Атмосферное давление | | | Давление вакуума (вакуум) | | | | Абсолютное давление | |
|----------------------|--------------------|------------------|---------------------------|----------|--------------------|------------------|---------------------|------------------|
| м.вод.ст | кгс/м ² | Н/м ² | мм.в.ст | м.вод.ст | кгс/м ² | Н/м ² | кгс/м ² | Н/м ² |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1. Цель лабораторного исследования.
2. Гидростатическое давление и его свойства.
3. Основное уравнение гидростатики.
4. Единицы измерения давления и их взаимосвязь.
5. Понятие абсолютного, избыточного давлений, вакуума.
6. Устройство и принцип действия приборов для измерения атмосферного, избыточного давлений, вакуума, перепада давлений.

Лабораторная работа № 2

ЗАКОН ПАСКАЛЯ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРЕСС

Цель работы: изучить закон Паскаля и принцип действия гидравлического пресса.

1. Общие сведения

По основному уравнению гидростатики давление p в любой точке покоящейся жидкости складывается из давления на поверхности (внешнего давления p_0) и давления столба жидкости (гидростатического давления $p = \gamma h$).

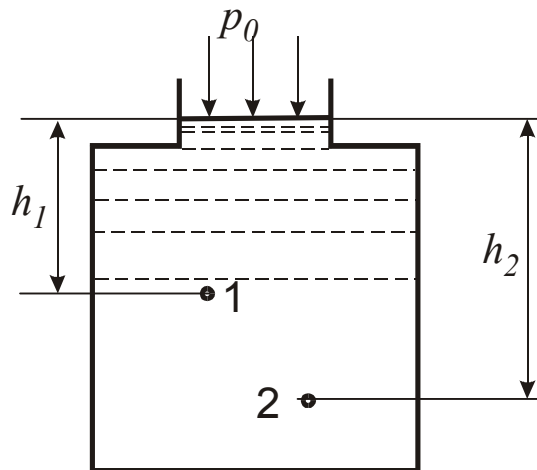


Рис. 1. Схема, поясняющая закон Паскаля

Таким образом, можно записать для точек 1, 2, и т.д.:

$$p_1 = p_0 + \gamma h_1$$

$$p_2 = p_0 + \gamma h_2$$

.....

$$p_n = p_0 + \gamma h_n$$

То есть, внешнее давление p_0 передается во все точки покоящейся жидкости одинаково и всякое изменение внешнего давления ($p_0 \pm \Delta p$) влечет за собой равновеликое изменение давления в любой точке данной схемы. Это положение в гидравлике известно под названием закона Паскаля.

В технической практике имеется немало случаев, когда жидкости, находящейся в замкнутом резервуаре, сообщается значительное давление - десятки и даже сотни атмосфер. В этих случаях давление стол-

ба жидкости (γh) в различных точках покоящейся жидкости можно пренебречь. Тогда $p_1 \approx p_2 \approx p_n \approx p_0$, т.е. давление во всех точках объема покоящейся жидкости можно считать одинаковым.

На основании закона Паскаля основана работа многих гидравлических устройств - гидравлических прессов, тормозной гидросистемы автомобиля, домкратов и др.

На рис.2 показана схема гидравлического пресса.

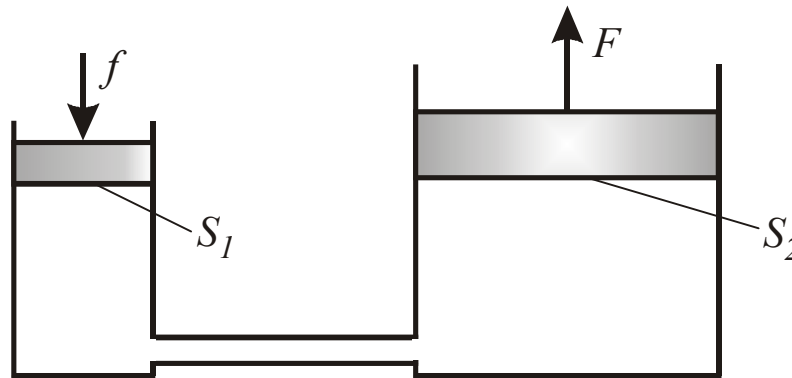


Рис.2. Схема гидравлического пресса

Если к поршню 1, имеющему площадь S_1 , приложить силу f , то давление, создаваемое этим поршнем ($p = \frac{f}{S_1}$) будет передаваться во все точки замкнутого объема жидкости одинаково. Тем самым это давление будет создавать *силу* давления на поршень 2 площадью S_2 :

$$F = pS_2 = \frac{f}{S_1} S_2 = f \left(\frac{S_2}{S_1} \right)$$

Как видно, при помощи пресса сила увеличивается во столько раз, во сколько раз площадь прессующего поршня S_2 больше площади поршня S_1 , создающего давление в гидросистеме пресса (без учета сил трения).

2. Описание экспериментальной установки

Гидравлический пресс (рис. 3) имеет две цилиндрических камеры А и Б, которые соединены между собой общей гидросистемой. В цилиндре А установлен плунжер (скалка) 1 диаметром d , а в цилиндре Б - плунжер 2 диаметром D . Плунжер 1 имеет сальниковое уплотнение, сила трения в котором зависит от усилия затяжки накидной гайки (при нормальной затяжке давление прижатия сальниковой набивки к движущемуся поршню должно быть примерно в 1,3 раза больше максимально возможного давления в гидросистеме). Плунжер 2 уплотнен манжетой. Сила трения при манжетном уплотнении пропорциональна величине

давления в гидросистеме, т.к. манжета тем плотнее будет прижиматься к плунжеру 2, чем больше будет давление в гидросистеме пресса.

Цилиндр А вместе с плунжером 1 и клапанной коробкой 3 образуют поршневой насос, имеющий ручной привод посредством рычага 4. С его помощью за счет всасывающего и нагнетательного клапанов, установленных в клапанной коробке, можно перекачивать рабочую жидкость (масло индустриальное) из ванны 5 в полость гидроцилиндра Б. Манометром 6 замеряется давление в гидросистеме пресса. Предохранительный клапан 7 откроется в том случае, если по каким-либо причинам давление в гидросистеме превысит максимальное допустимое значение давления для данного пресса ($p_{\max} = 150 \text{ кгс/см}^2$). При этом произойдет слив рабочей жидкости в ванну 5, давление понизится, и разрушения конструкции пресса не произойдет.

После проведения опыта переливной вентиль 8 открывают, рабочую жидкость из камеры Б вручную выдавливают плунжером 2 в ванну 5.

Кран-воздушник 9 служит для удаления воздуха из гидросистемы пресса.

Гидравлический пресс оснащен просечным штампом 10 с пуансоном 11.

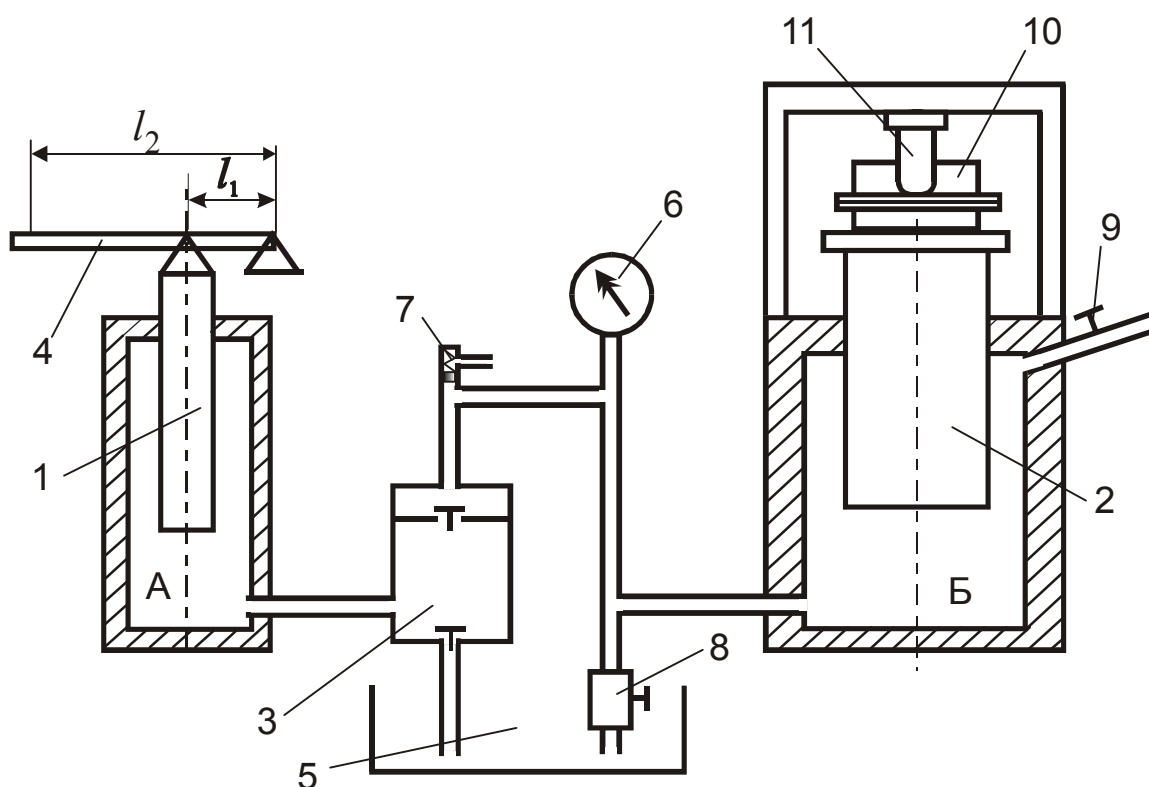


Рис. 3. Схема лабораторной установки

3. Последовательность выполнения работы и расчетов

3.1. Подготовить пресс к работе. Плунжер 2 должен находиться в крайнем нижнем положении. Переливной вентиль 8 должен быть закрыт. Приоткрыв на пол-оборота кран-воздушник 9, сделать прокачку гидросистемы (5 - 6 колебательных движений рычага 4). Закрыть кран-воздушник 9.

3.2. В просечной штамп заложить алюминиевую полоску, предварительно замерив ее толщину δ . Замерить диаметр пуансона d_{Π} и вставить его в верхнюю часть штампа. Замерить плечи рычага l_1 и l_2 , диаметр плунжеров 1 и 2 (соответственно d и D) (рис.3), результаты занести в табл. 1.

3.3. Плавно работая рычагом 4, создать нагрузку на алюминиевую полоску в просечном штампе. Следить за отклонением стрелки манометра от нулевой отметки. В момент разрушения образца зафиксировать давление p по показанию стрелки манометра. Испытание повторить 3 - 4 раза.

Таблица 1

Основные конструктивные размеры гидравлического пресса

| Наименование | Обозначение, размерность | Величина |
|---------------------------|--------------------------|----------|
| Диаметр малого плунжера | d , м | |
| Диаметр большого плунжера | D , м | |
| Длина плеча | l_1 , м | |
| Длина рукоятки | l_2 , м | |
| Диаметр пуансона | d_{Π} , м | |
| Толщина образцов | δ , м | |

3.4. Рассчитать силу F нагрузки на алюминиевую пластинку в момент ее разрушения (просечки) с учетом потерь силы давления гидросистемы на преодоление сил трения плунжера 2 о манжетное уплотнение:

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} - \mu r \pi d B ,$$

где p - давление в гидросистеме пресса в момент просечки пластины, Па

D - диаметр плунжера, м;

$B = 0,015$ м - ширина уплотнения манжеты;

$\mu = 0,08$ - коэффициент трения стали по материалу манжеты.

3.5. Рассчитать усилие f , приложенной к плунжеру 1, в момент просечки образца:

$$f = p \frac{\pi d^2}{4} + 1,3 \mu p_{\max} \pi d b ,$$

где d - диаметр плунжера, м;

$b = 0,008$ м - высота (ширина) сальниковой набивки;

p_{\max} - максимально возможное давление (150 кгс/см^2) в гидросистеме пресса, на которое рассчитана сила затяжки сальниковой набивки, Па.

3.6. Рассчитать коэффициент полезного действия гидравлического пресса:

$$\eta = \frac{F}{F_T} 100\%$$

Прессующее усилие без учета сил трения (теоретическое прессующее усилие):

$$F_T = p \frac{\pi D^2}{4}$$

3.7. Рассчитать разрушающее напряжение на срез для алюминиевой пластины:

$$\sigma = \frac{F}{\pi d_{\Pi} \delta}$$

где d_{Π} - диаметр пуансона просечного штампа, м;

δ - толщина алюминиевой пластины, м.

3.8. Рассчитать усилие, приложенное к рукоятке рычага:

$$f_P = f \frac{l_1}{l_2} ,$$

где l_1 - длина плеча, м;

l_2 - длина рукоятки, м.

Результаты замеров по п.п. 3.3 - 3.8 занести в табл.2.

Опытные и расчетные данные по изучению работы гидравлического пресса

| Показания манометра, p | | Прессующ. усилие, F | Усилие на плунжере 1, f | К.П.Д. η | Усилие на рукоятке f_p | Разрушающ. напряжение σ |
|--------------------------|----|-----------------------|---------------------------|---------------|--------------------------|--------------------------------|
| кгс/см ² | Па | Н | Н | % | Н | Па |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторной работы
2. Закон Паскаля, его формулировка
3. Практическое применение закона Паскаля на примере гидравлического пресса
4. Устройство и принцип действия гидравлического пресса
5. На примере лабораторных исследований покажите, какой выигрыш получается при использовании гидравлического пресса? Рычага?
6. Определите силы трения в манжетном и сальниковом уплотнениях.
7. Коэффициент полезного действия гидравлического пресса.

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ
НА ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

Цель работы: опытное определение величины силы давления жидкости на плоские наклонные стенки и координаты точки приложения этой силы (центра давления).

1. Основные понятия и расчетные формулы

Расчет силы давления жидкости на плоскую стенку является одной из наиболее часто встречающихся задач инженерной практики. Определить ее можно аналитическим и графоаналитическим методами. При аналитическом методе силу давления выражают формулой:

$$F = p_C \cdot S, \quad (1)$$

где p_C - гидростатическое давление в центре тяжести плоской фигуры;

S - площадь стенки,

т.е. полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению гидростатического давления в центре тяжести плоской стенки на площадь этой стенки.

По основному уравнению гидростатики:

$$p_C = p_0 + \rho g h_C = p_0 + \gamma h_C, \quad (2)$$

где p_0 - абсолютное давление на поверхности жидкости;

ρ - плотность жидкости;

g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \frac{M}{C^2}$;

γ - удельный вес жидкости;

h_C - глубина погружения центра тяжести плоской поверхности под уровень жидкости.

В общем случае:

$$F = (p_0 + \rho g h_C) \cdot S = p_0 S + \rho g h_C S \quad (3)$$

т.е. полная сила давления жидкости на стенку складывается из двух сил: F_0 от внешнего давления ($F_0 = p_0 \cdot S$) и силы $F_{ж}$ от веса жидкости ($F_{ж} = \rho g h_C S$):

$$F = F_0 + F_{ж} \quad (4)$$

Как правило, вместо p_0 в уравнении (3) оперируют избыточным (манометрическим) давлением или вакуумом, т.к. атмосферное давление действует на расчетную конструкцию со всех сторон и поэтому его можно не принимать во внимание:

- а) при $p_0 > p_{\text{АТМ}}$ $F = (p_{\text{ИЗБ}} + \rho g h_C) S$
 б) при $p_0 < p_{\text{АТМ}}$ $F = (\rho g h_C - p_{\text{ВАК}}) S$ (5)
 в) при $p_0 = p_{\text{АТМ}}$ $F = \rho g h_C S$

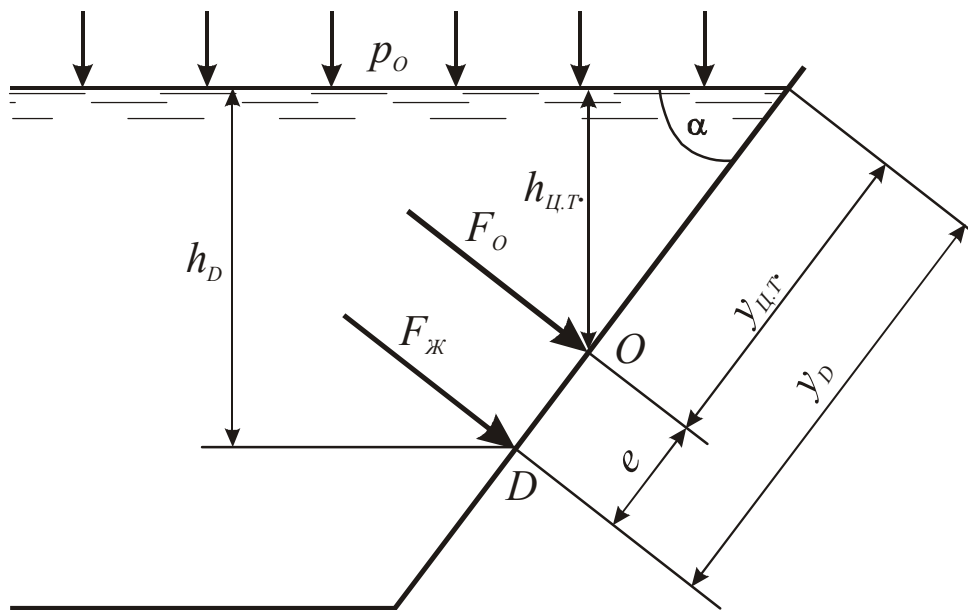


Рис. 1. Точки приложения силы внешнего давления F_0 и силы давления жидкости $F_{\text{Ж}}$

Внешнее давление p_0 передается всем точкам плоской стенки одинаково. Следовательно, его равнодействующая F_0 будет приложена в центре тяжести площади S . Координату y_D точки приложения силы давления жидкости $F_{\text{Ж}}$ (см. рис. 1) находят по формуле:

$$y_D = y_C + \frac{I_0}{y_C \cdot S}, \quad (6)$$

где y_C - координата центра тяжести стенки;

I_0 - момент инерции площади S относительно центральной оси, проходящей в плоской стенке параллельно свободной поверхности.

Величину $\left(\frac{I_0}{y_C \cdot S} \right) = e$, характеризующую расстояние между координатами точек приложения сил F_0 и $F_{\text{Ж}}$, называют эксцентриситетом.

Эти условные точки называют также центрами давления (внешнего и гидростатического).

При графоаналитическом методе строят эпюры давления, выражающие закон распределения давления на контур тела, погруженного в жидкость. Сила давления равняется объему пространственного эпюра, выражающего вес жидкости в объеме этого эпюра (с учетом масштаба построения эпюра). Вектор этой силы проходит через центр тяжести этого эпюра.

2. Описание лабораторной установки

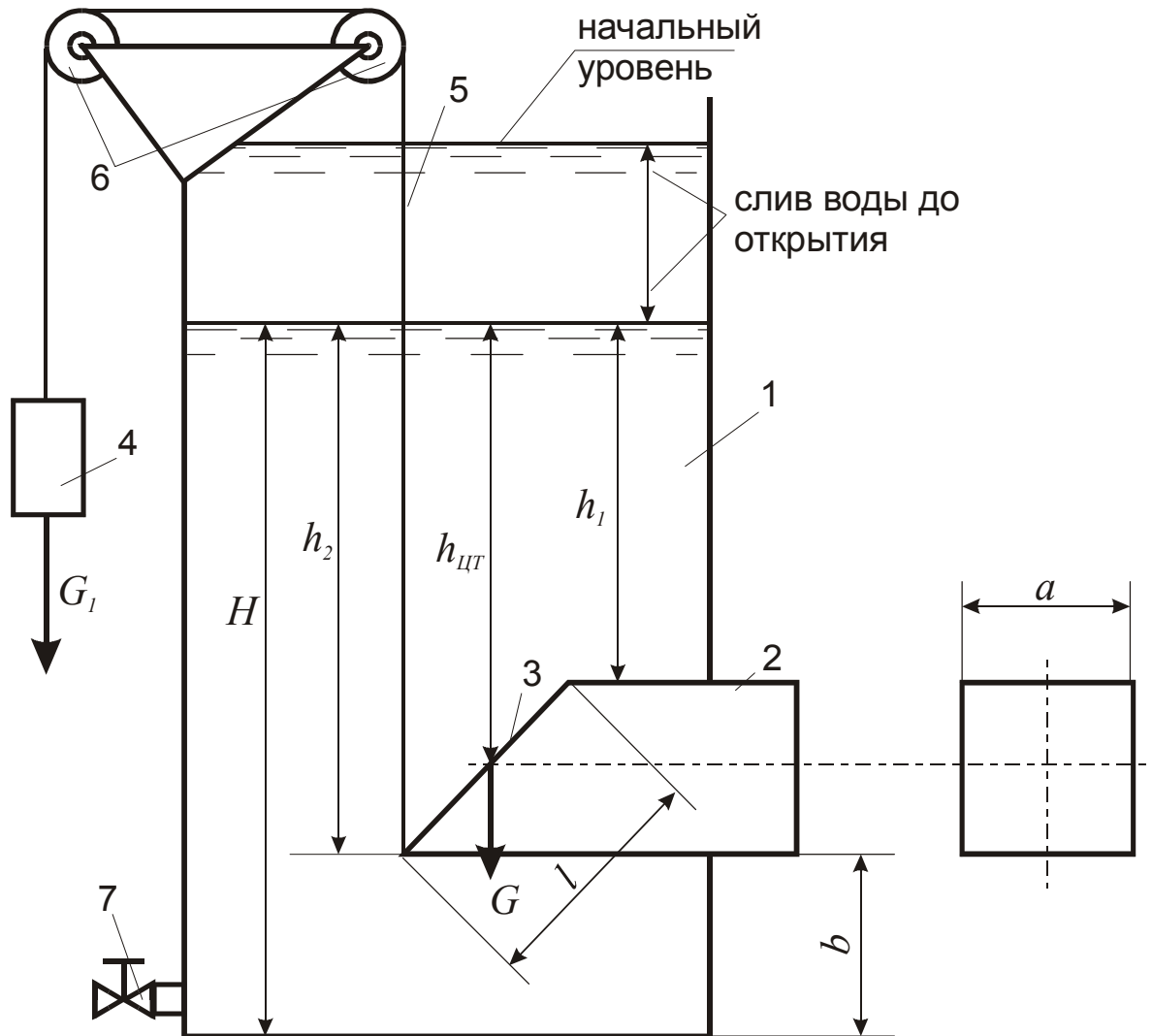


Рис. 2. Схема лабораторной установки

Труба 2 квадратного сечения со стороной $a = 10$ см закрыта плоской наклонной крышкой со сторонами a и $l = \frac{a}{\sin \alpha}$; угол наклона $\alpha = 45^\circ$. Расстояние от дна сосуда до нижней стенки трубы $b = 8$ см.

Резервуар 1 заливают водой, уровень которой контролируется по водомерной стеклянной трубке (на рис. 2 не показана). Наклонная крышка прижимается к трубе силой гидростатического давления жидкости $F_{Ж}$

и собственной силой тяжести G . Незакрепленный кран крышки в точке В соединен с тросиком 5, который пропущен через блоки 6 и другим концом подсоединен к грузу 4 (G_1). В ходе лабораторного исследования уровень жидкости в резервуаре 1 понижают сливом ее из резервуара через кран 7 и фиксируют уровень, при котором сила давления жидкости на наклонную стенку становится равной силе натяжения тросика и крышка 3 открывается под действием груза G_1 .

3. Порядок проведения работы

3.1. В резервуар 1 наливают воду до некоторого уровня, при котором груз 4 не способен открыть крышку 3. Вес груза G_1 известен.

3.2. Открывают сливной кран 7, добиваясь медленного понижения уровня воды в резервуаре.

3.3. Фиксируют уровень жидкости H , при котором крышка 3 резко откроется и вода потечет по трубе 2.

4. Обработка опытных данных

4.1. Определить глубину погружения центра тяжести

$$h_c = H - b - \frac{a}{2} \quad (7)$$

4.2. Рассчитать силу давления жидкости на крышку 3

$$F_{ж} = \rho g h_c a l \quad (8)$$

4.3. Рассчитать гидростатическое давление на глубине погружения h_1 верхней стенки и на глубине погружения h_2 нижней стенки трубы 2.

$$p_1 = \rho g h_1; \quad p_2 = \rho g h_2 \quad (9)$$

Построить эпюр гидростатического давления.

4.4. Вычислить объем пространственного эпюра (см. рис. 3).

$$V = \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot S \quad (10)$$

4.5. Определить точку приложения силы давления жидкости по формуле (6).

$$\text{При этом: } y_c = \frac{h_c}{\sin \alpha}; \quad l_o = \frac{a \cdot l^3}{12}$$

На эпюре гидростатического давления показать эксцентриситет и центр давления y_D .

Рассчитать глубину погружения точки приложения силы гидростатического давления (условного центра гидростатического давления).

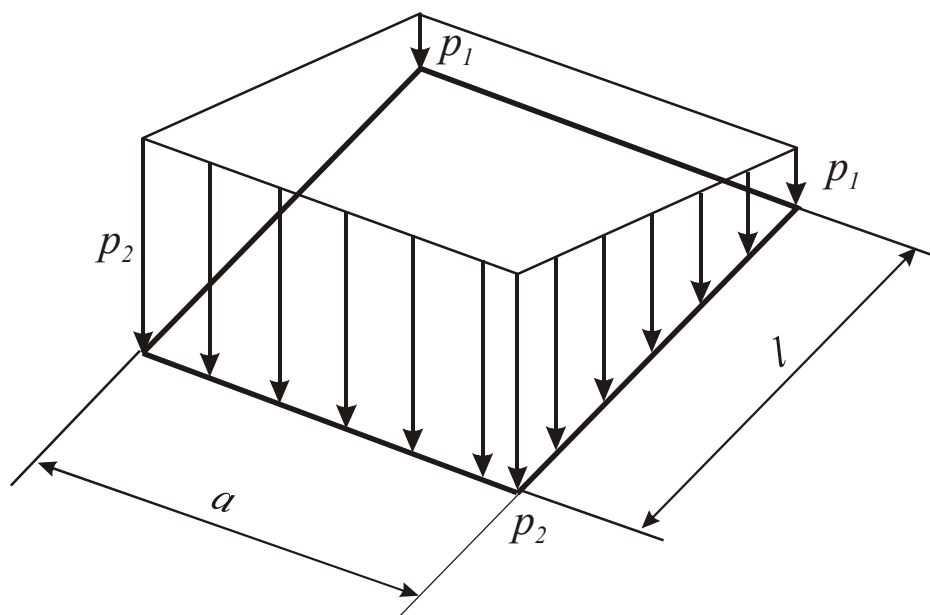


Рис. 3. Пространственный эпюр гидростатического давления на плоскую наклонную стенку

4.6. Опыты повторяют 3 раза с различными весами грузов G_1 . Расчетные данные заносят в таблицу.

Таблица

Опытные данные по определению силы давления жидкости на плоскую наклонную стенку

| Вес груза | H м | h_c м | $F_{ж}$ Н | p_1 Па | p_2 Па | V Н | e м | h_D м |
|-----------|----------|------------|--------------|-------------|-------------|----------|----------|------------|
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторного исследования.
2. Как можно рассчитать силу гидростатического давления жидкости на плоскую стенку?
3. Где находится условная точка приложения силы поверхностного, гидростатического и полного гидростатического давлений?
4. Построение эпюр гидростатического давления.
5. Почему объем пространственного эпюра гидростатического давления равен силе давления жидкости на стенку?

Лабораторная работа № 4

ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ПОКОЙ ЖИДКОСТИ
ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ СОСУДЕ**Цель работы:**

1. Экспериментально определить координаты точек свободной поверхности жидкости в диаметральной плоскости сосуда с последующим сравнением их с величинами координат, определенными при теоретическом расчете.
2. Построить эпюры гидростатического давления на дно и стенки вращающегося сосуда.

1. Общие сведения

Если сосуд с жидкостью находится в неравномерном или непрямолинейном движении, то на частицы жидкости, кроме силы тяжести, действуют еще силы инерции, причем, если они постоянны по времени, то жидкость принимает новое положение равновесия. Такое равновесие жидкости называется **относительным покоем**.

При относительном покое свободная поверхность жидкости и прочие поверхности уровня могут существенно отличаться от поверхности уровня при покое жидкости в неподвижном сосуде, т.е. от горизонтальной плоскости. Поверхностью уровня или поверхностью равного давления называется такая поверхность, во всех точках которой давление одинаково.

Из основного дифференциального уравнения гидростатики:

$$dp = (Xdx + Ydy + Zdz) \quad (1)$$

можно получить дифференциальное уравнение поверхности, для которой $dp = 0$ или $p = \text{const}$, т.е. уравнение поверхности уровня (с учетом, что $\rho \neq 0$):

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0, \quad (2)$$

где X, Y, Z - проекции массовых сил, отнесенных к единице массы или, иначе, проекции ускорений на оси x, y и z , соответственно.

Отметим следующие свойства поверхности уровня:

- две поверхности уровня не пересекаются между собой;
- внешние массовые силы направлены нормально к поверхности уровня.

Рассмотрим (рис. 1) цилиндрический сосуд с жидкостью, вращающейся вокруг оси с постоянной угловой скоростью ω . Вращающиеся стенки цилиндра приведут во вращательное движение ближайшие к стенкам слои жидкости, а затем, вследствие вязкости жидкости, и всю ее

массу. По истечении какого-то времени все частицы жидкости будут вращаться примерно с одной и той же угловой скоростью ω .

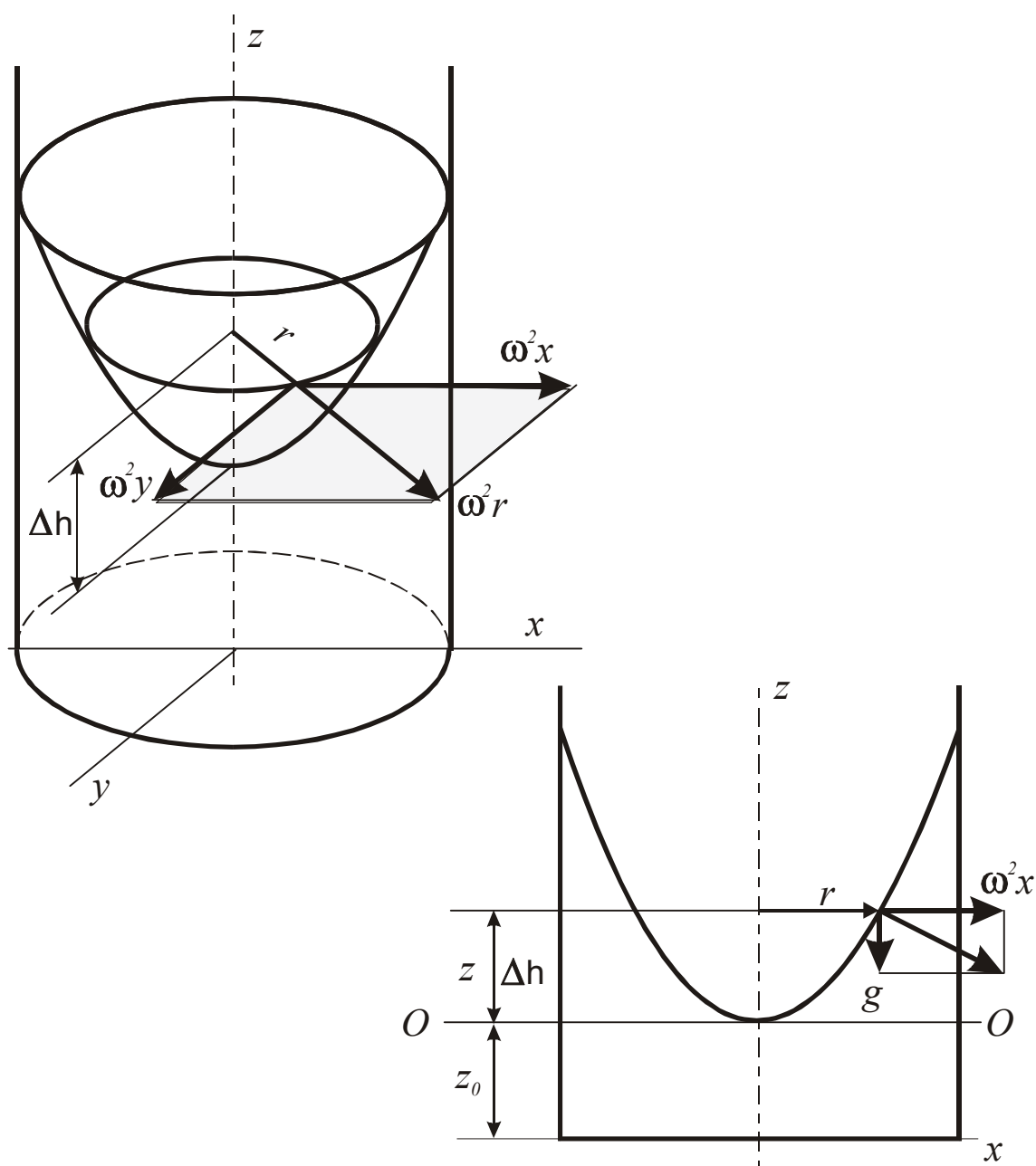


Рис.1. Относительный покой жидкости в равномерно вращающемся цилиндрическом сосуде

При этом свободная поверхность жидкости видоизменится; в центральной части уровень жидкости понизится, у стенок - повысится, и вся свободная поверхность жидкости станет некоторой поверхностью вращения. Вся масса жидкости при этом находится в состоянии относительного покоя. В этом случае на любую частицу жидкости массой ΔM действует сила тяжести $\Delta M g$ и центробежная сила $\Delta M \omega^2 r$. Проекции этих сил, отнесенных к единице массы (единичных массовых сил) или проекции ускорений на соответствующие оси, определяются:

$$X = \omega^2 x; Y = \omega^2 y; Z = -g$$

и уравнение (2) примет вид:

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0 \quad (3)$$

После интегрирования получим:

$$\frac{\omega^2}{2} (x^2 + y^2) - gz = C$$

или, поскольку: $x^2 + y^2 = r^2$

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} - gz = C \quad (4)$$

Из (4) ясно, что поверхности равного давления в данном случае представляют собой семейство конгруэнтных (т.е. совмещающихся при наложении) параболоидов вращения с вертикальной осью. Различным значениям постоянной интегрирования C соответствуют разные параболоиды равного давления. Свободная поверхность также является поверхностью равного давления, во всех точках которой давление равно внешнему давлению p_0 , например, атмосферному.

Найдем значение произвольной постоянной C для параболоида свободной поверхности. Координаты вершины параболоида $x = 0, y = 0, z = 0$. Подставив эти координаты в (4), получим: $C_0 = -gz_0$.

Уравнение свободной поверхности:

$$z - z_0 = \frac{\omega^2}{2g} (x^2 + y^2) = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \quad (5)$$

или относительно плоскости сравнения $0 - 0$, проведенной через вершину параболоида, уравнение свободной поверхности примет вид:

$$z' = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \quad (6)$$

Для выявления закона распределения гидростатического давления по объему воспользуемся уравнением (1), подставив в него значения X, Y, Z согласно формуле (3):

$$p = \rho \frac{\omega^2}{2} (x^2 + y^2) - \rho g z + C$$

или

$$p = \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} - \rho g z + C$$

На вершине параболоида ($x = 0, y = 0, z = 0$) обозначим давление через p_0 и определим постоянную интегрирования $C = p_0 + \rho g z_0$. Тогда:

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} + \rho g(z_0 - z) = p_0 + \rho g \left(\frac{\omega^2 r^2}{2g} + z_0 - z \right) = p_0 + \rho g h, \quad (7)$$

где h - глубина погружения точки под свободной поверхностью.

Таким образом, в жидкости, покоящейся в равномерно вращающемся сосуде, давление по вертикали распределяется по основному уравнению гидростатики. Однако, в различных точках горизонтальной плоскости давление будет разное, т.к. вертикальное расстояние от рассматриваемой точки до свободной параболической поверхности зависит от радиуса вращения этой точки и от угловой скорости. Радиальное ускорение в данной точке вызывает дополнительное давление, соответствующее поднятию жидкости на высоту $\Delta h = \frac{\omega^2 r^2}{2g}$ (рис.1).

При большой угловой скорости жидкости можно получить весьма значительную суммарную силу давления на стенку. Это используется в некоторых фрикционных муфтах, центрифугах.

2. Описание лабораторной установки

Установка (рис. 2) содержит литой корпус 1, сосуд 2 с жидкостью, измерительное устройство, содержащее измерительную иглу 3 и каретку 4. При вращении рукоятки 5, каретка, а следовательно, и измерительная игла, перемещаются в горизонтальном направлении. Отсчет перемещений (в правую или левую сторону) регистрируется по шкалам 6 и 7, размещенным на направляющей 8. При измерении ординат правой ветви параболы горизонтальных перемещений по шкале 7, а при изменении ординат левой ветви параболы - по шкале 6.

Вертикальное перемещение измерительной иглы осуществляется при вращении рукоятки 9. На поверхности штока измерительной иглы нанесена шкала, по которой регистрируют вертикальные координаты свободной поверхности жидкости.

Конструкция установки предусматривает регулирование частоты вращения сосуда с жидкостью в пределах 40 ...160 об/мин. Частота вращения сосуда изменяется регулятором 10 и регистрируется индикатором 11. Включение-выключение электропривода установки осуществляется тумблером 12. Лампочка 13 сигнализирует о включении сети. Зона измерений при выполнении работы освещается лампой. Для обеспечения безопасной работы сосуд с жидкостью закрыт прозрачным кожухом.

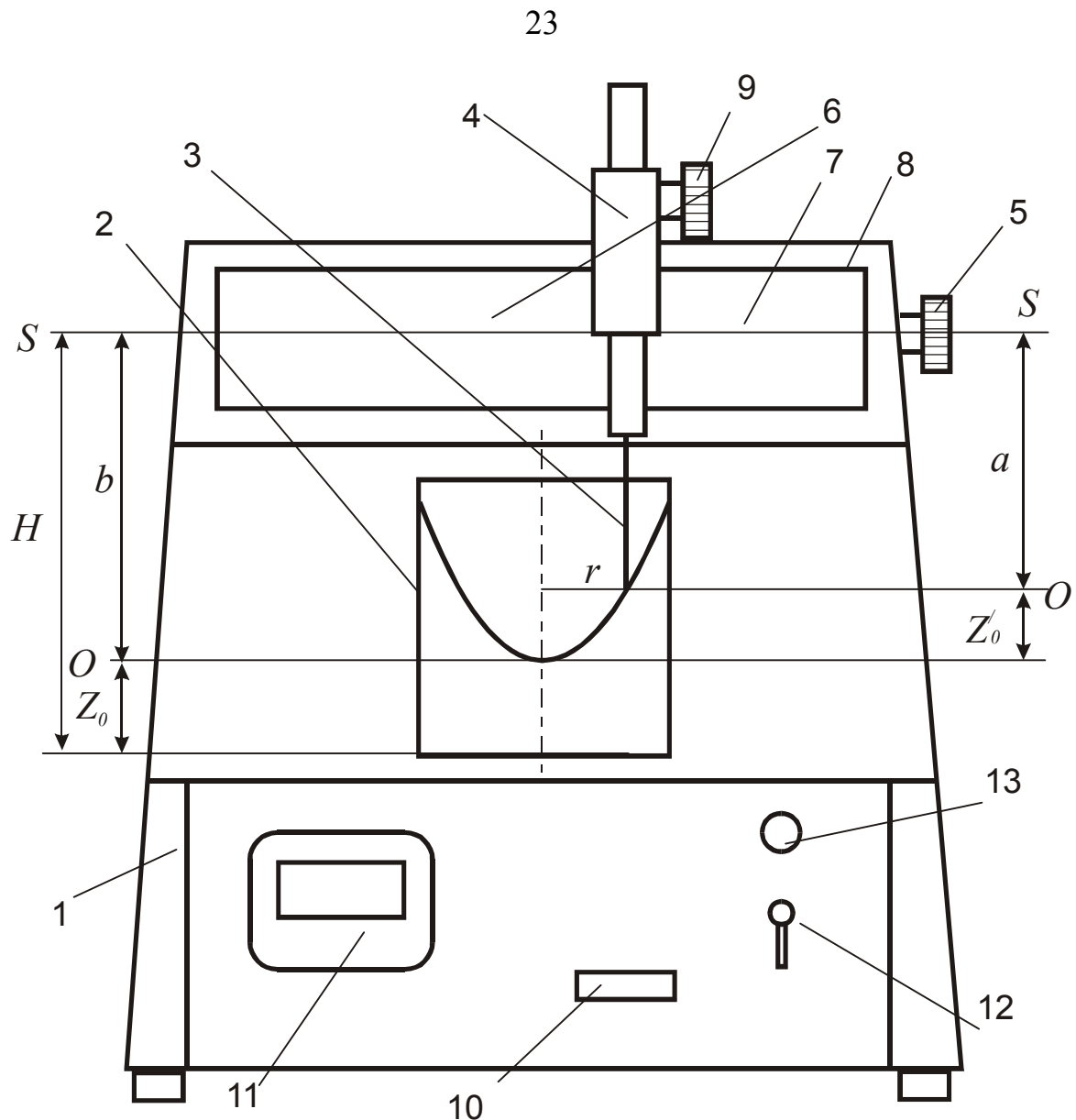


Рис. 2. Схема лабораторной установки

1 - корпус; 2 - цилиндрический сосуд с жидкостью; 3 - измерительная игла; 4 - каретка; 5,9 - рукоятки; 6,7 - измерительные шкалы; 8 - направляющая; 10 - регулятор частоты вращения; 11 - индикатор частоты вращения; 12 - тумблер; 13 - сигнальная лампочка.

3. Порядок выполнения работы

3.1. Проверить положение регулятора 10. Он должен находиться в крайнем левом положении.

3.2. Тумблером 12 включить установку.

3.3. Выждать 5 минут самопрогрева установки.

3.4. Плавное вращение регулятора 10 вправо, установить по индикатору 11 заданную частоту вращения цилиндра.

3.5. После того, как жидкость в сосуде придет в состояние относительного покоя (по отношению к стенкам вращающегося сосуда), можно приступать к измерениям.

3.6. Вращением рукоятки 5 измерительную иглу 3 устанавливают сначала в такое положение, чтобы ее ось совпала с осью сосуда (отметка "0" по горизонтальной шкале). Затем вращением рукоятки 9 иглу опускают до соприкосновения ее острия со свободной поверхностью жидкости и производят отсчет по нониусу. После этого иглу поднимают вверх и перемещают в горизонтальном направлении (влево или вправо от оси сосуда) на 10 мм и снова опускают до соприкосновения со свободной поверхностью.

В новом положении берут отсчеты по нониусу. Аналогичные измерения проводят для ряда других точек, расположенных вдоль радиуса сосуда (7 - 8 точек). Результаты измерений записывают в таблицу отчета по работе.

3.7. Необходимо учесть, что опытные измерения производятся от оси S - S измерительного устройства (рис. 2). В этом случае опытное значение координаты z' относительно плоскости сравнения 0 - 0 определится $z'_{\text{оп}} = b - a$. Расстояние от дна сосуда до вершины параболы определится $z_0 = H - b$, ($H = \dots$ мм).

3.8. Теоретическое значение координаты z'_T рассчитывается по формуле (6).

3.9. Рассчитать расхождение в процентах между величинами z'_T и $z'_{\text{оп}}$ по формуле:

$$\varepsilon = \frac{|z'_T - z'_{\text{оп}}|}{z'_{\text{оп}}} 100\%$$

3.10. В заключение лабораторной работы произвести построения теоретической и экспериментальной кривых свободной поверхности жидкости в меридиальном сечении сосуда (в масштабе). На этом же чертеже построить эпюры гидростатического давления на дно и стенки сосуда, используя зависимость (7).

Таблица 1

| | |
|--|--|
| Частота вращения сосуда, n , об/мин | |
| Угловая скорость, ω , с^{-1} , ($\omega = \pi n/30$) | |
| Расстояние от оси S - S до вершины параболоида, b , мм | |
| Расстояние от дна сосуда до вершины параболоида, z_0 , мм | |

Таблица 2

| Показатели | Радиус вращения, r , мм | | | | | | | |
|---|---------------------------|----|----|----|----|----|----|----|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 |
| Расстояние от оси $S-S$ до свободной поверхности, a , мм | | | | | | | | |
| Опытная ордината точки свободной поверхности, $z'_{оп}$, мм | | | | | | | | |
| Теоретическая ордината точки свободной поверхности, z'_T , мм | | | | | | | | |
| Расхождение, ε , % | | | | | | | | |
| Гидростатическое давление на дно сосуда, p , Па | | | | | | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель работы.
2. Поверхность равного давления.
3. Относительный покой жидкости.
4. Форма свободной поверхности. От чего зависит эта форма при относительном покое во вращающемся сосуде?
5. Распределение давления при относительном покое во вращающемся сосуде.

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Цель работы: ознакомиться с различными режимами течения жидкости в круглой трубе и освоить методику определения режимов течения жидкости по критерию Рейнольдса.

1. Общие сведения

В 1883 году английский физик О.Рейнольдс опубликовал результаты своих экспериментальных исследований, наглядно иллюстрирующих существование двух режимов течения жидкости - ламинарного (слоистого) и турбулентного (вихревого). В практике в качестве характеристики режима движения жидкости используют число Рейнольдса, которое обозначают символом Re . Число Рейнольдса представляет собой безразмерный комплекс (критерий), являющийся мерой отношения сил инерции и сил трения в потоке жидкости (физический смысл):

$$Re = \frac{vl}{\nu}, \quad (1)$$

где v - средняя (по течению русла) скорость потока жидкости;
 l - характерный (определяющий) геометрический размер поперечного сечения русла;
 ν - кинематический коэффициент вязкости.

Для напорного движения в круглых трубах определяющим размером является диаметр трубы ($l \equiv d$):

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (1a)$$

Для открытых потоков (безнапорное течение), а также для некруглого сечения, характерным размером является эквивалентный диаметр ($l \equiv d_{\text{ЭКВ}}$):

$$Re = \frac{vd_{\text{ЭКВ}}}{\nu} \quad (16)$$

При этом эквивалентный диаметр равен так называемому учетверенному гидравлическому радиусу R_{Γ} , характеризующему соотношение площади живого сечения потока S и смоченного периметра Π :

$$d_{\text{ЭКВ}} = 4R_{\Gamma} = 4 \frac{S}{\Pi} \quad (2)$$

В результате исследований движения жидкости в круглых гладких трубах на участках, достаточно удаленных от входа, и при отсутствии

различных источников возмущения (вибрация и т.п.) установлено, что если число Рейнольдса меньше значения $Re=2320$, режим движения будет устойчиво ламинарным, а если число Рейнольдса больше значения $Re=10000$, режим движения будет устойчиво турбулентным. При числах Рейнольдса $2320 < Re < 10000$ может наблюдаться неустойчиво ламинарный режим или неустойчиво турбулентный режим и взаимный переход от одного вида течения в другой. Этот интервал чисел Рейнольдса (2320 - 10000) называют переходной областью.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу от устойчивого ламинарного режима к неустойчивому турбулентному при последовательном увеличении скорости, принято называть нижним критическим числом Рейнольдса ($Re=2320$) и скорость, при которой достигнуто это число - нижней критической скоростью. Из формулы (1) можно определить нижнюю критическую скорость для любой жидкости и конкретной гладкой круглой трубы:

$$V_{\text{кр.н}} = \frac{2320v}{d} \quad (3)$$

Соответственно, число Рейнольдса $Re = 10000$, характеризующее переход к устойчивому турбулентному течению при постепенном увеличении скорости течения жидкости в круглой гладкой трубе, называют верхним критическим числом Рейнольдса, а соответствующую скорость - верхней критической скоростью:

$$V_{\text{кр.в}} = \frac{10000v}{d} \quad (4)$$

Ламинарный режим наблюдается преимущественно при движении жидкости повышенной вязкости (битума, мазута, смазочных масел; из пищевых продуктов - сиропа, расплава карамельной массы и т.п.), а также при движении жидкости в трубах малого диаметра (капиллярах).

В большинстве случаев при движении воды или других жидкостей примерно той же вязкости (близкой к $\nu=10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) имеет место турбулентный режим движения.

2. Описание опытной установки

Опытная установка (рис. 1) состоит из напорного бака 1 с сетчатой перегородкой 2, служащей для успокоения потока жидкости, поступающей по питательному трубопроводу 3; стеклянной трубки 4 внутренним диаметром $d = 35 \text{ мм}$; бачка 5 с подкрашенным раствором той же плотности, что и исследуемая жидкость, из которой выходит трубочка 6 с вентилем 7; крана 8, регулирующего скорость движения жидкости по трубе 4; мерного бачка 9 с водомерной трубкой 10 и сливной трубой с

краном 12. Установка в напорном баке сливной перегородки 11 позволяет поддерживать постоянный уровень жидкости H :

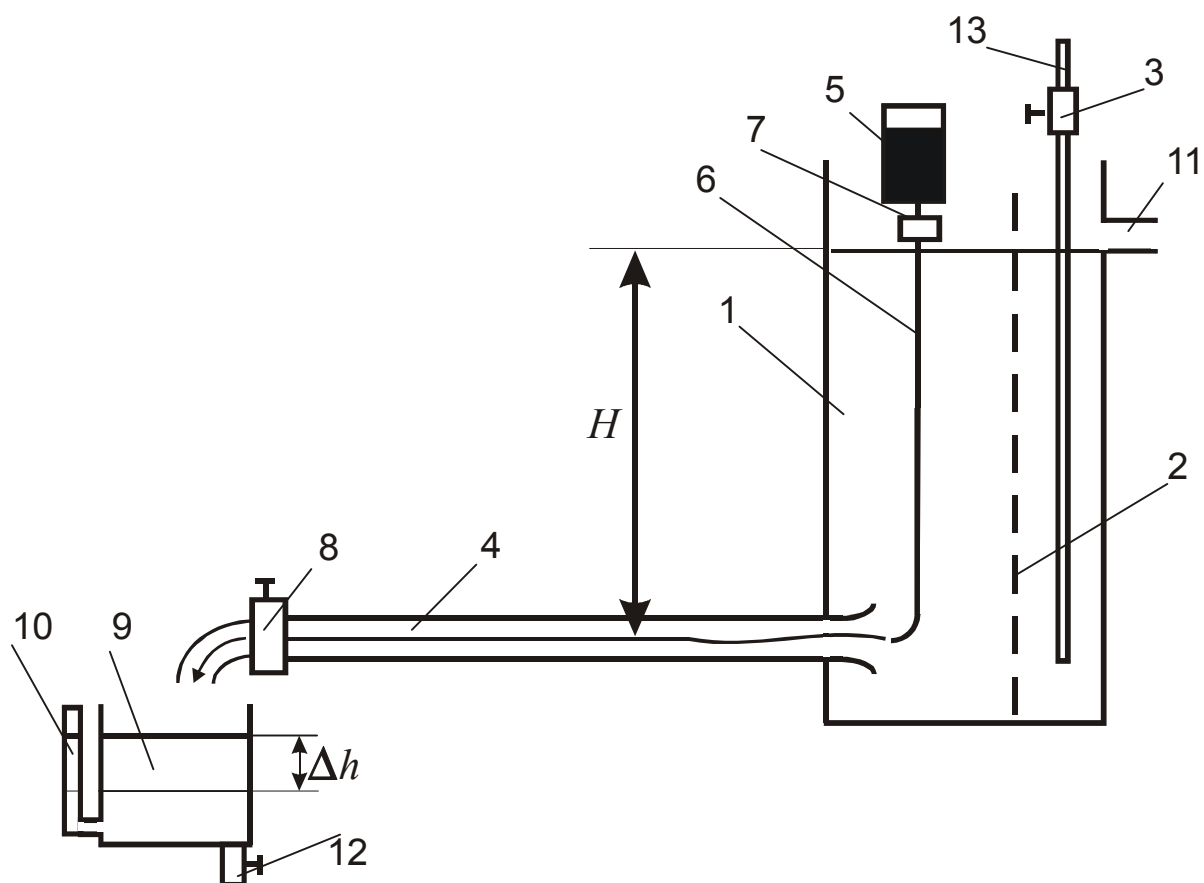


Рис. 1. Схема лабораторной установки

3. Последовательность проведения работы

3.1. Открыть вентиль 3 на трубопроводе 13 и наполнить напорный бак 1 водой. При этом уровень воды в баке поддерживается все время постоянным, т.е. непрерывно работает слив.

3.2. Приоткрыть кран 8. При этом вода начинает поступать из напорного бака 1 в трубу 4, в результате в трубе устанавливается небольшая скорость движения воды.

3.3. Открывая краник 7 на трубке 6, регулируют поступление краски с стеклянную трубу 4 так, чтобы она вытекала в виде тонкой струйки. Струйчатое движение краски будет свидетельствовать о наличии ламинарного режима в трубе.

3.4. Объемным способом определить расход воды в трубе 4. Для этого зафиксировать положение уровня жидкости в мерном бачке 9 и одновременно включить секундомер. При изменении уровня жидкости в баке на 3 - 4 см, зафиксировать изменение уровня Δh и время τ за ко-

торое это изменение достигнуто. Таким образом, можно определить объем, поступившей в мерный бачок воды:

$$V = \Delta h \cdot S, \quad (5)$$

где S - площадь сечения мерного бачка, а отсюда объемный расход (Q) воды по трубе 4:

$$Q = \frac{V}{\tau} = \frac{\Delta h \cdot S}{\tau} \quad (6)$$

Одновременно с измерением расхода воды по трубе измерить температуру воды t^0 .

3.5. Медленно открывая кран 8, установить новый несколько больший расход воды в трубе 4. Все измерения повторить, наблюдая за состоянием подкрашенной струйки. Таким образом, проводят 4 - 6 опытов до полного открытия крана 8.

4. Обработка опытных данных

4.1. По замеренной температуре воды в баке определить коэффициент кинематической вязкости либо по справочнику, либо по эмпирической формуле Пуазейля:

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337 \cdot t^0 + 0,000221(t^0)^2}, \text{Ст}$$

4.2. По замеренному объему воды V , поступившей в мерный бачок 9, и времени наполнения τ бачка водой на величину объема V подсчитать для каждого опыта расход воды в трубе по формуле (6).

4.3. По найденному расходу воды в трубе Q и площади поперечного сечения трубы $S_{\text{ТР}}$ определить среднюю скорость:

$$v = \frac{Q}{S_{\text{ТР}}} = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

4.4. По формуле (1а) для каждого опыта подсчитать критерий (число) Рейнольдса Re .

4.5. Рассчитать по формулам (3) и (4) критические скорости - нижнюю и верхнюю, сравнить со средней скоростью и сделать выводы.

Все данные измерений и результаты вычислений занести в соответствующие графы таблицы.

Таблица

Определение режимов течения жидкости

Температура воды $t^{\circ} = \dots^{\circ}C$ Кинематический коэффициент вязкости $\nu = \dots \frac{M^2}{c}$

| № опыта | Состояние подкрашенной струйки | Объем воды, поступившей в мерный сосуд V, M^3 | Время наполнения сосуда τ, c | Расход воды $Q, \frac{M^3}{c}$ | Средняя скорость $v, \frac{M}{c}$ | Число Рейнольдса Re | Режим движения жидкости |
|---------|--------------------------------|--|--------------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|-------------------------|
| 1. | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| | | | | | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторного исследования.
2. Режимы движения жидкости.
3. Физический смысл критерия Рейнольдса.
4. Гипотеза Ньютона о внутреннем трении в жидкости.
5. Кинематический и динамический коэффициенты вязкости; их физический смысл и взаимосвязь.
6. Понятие средней скорости истечения жидкости.
7. Критические значения критерия Рейнольдса; понятие критической скорости.
8. Понятие эквивалентного диаметра потока; расчет эквивалентного диаметра для различных русел (пример).
9. Методика проведения опытов; назначение основных элементов лабораторной установки.

ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ ТРУБОПРОВОДА. КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ

Цель работы: определить коэффициенты гидравлического трения в трубопроводе при различных скоростях движения жидкости; установить зависимость потерь напора по длине трубопровода от средней скорости движения жидкости.

1. Общие сведения

Основным законом гидродинамики является уравнение Д. Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Sigma h, \quad (1)$$

где z_1, z_2 - геометрическая высота, или геометрический напор (удельная потенциальная энергия положения) для сечений 1-1 и 2-2, соответственно (см. рис. 1);

$\frac{p_1}{\rho g}, \frac{p_2}{\rho g}$ - пьезометрическая высота, или пьезометрический напор (удельная потенциальная энергия давления) для соответствующих сечений потока;

$\frac{v_1^2}{2g}, \frac{v_2^2}{2g}$ - скоростная высота, или скоростной напор (удельная кинетическая энергия) для сечений 1-1 и 2-2, соответственно;

α_1, α_2 - безразмерный коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения действительных скоростей по сечению русла.

От аналогичного уравнения для элементарной струйки идеальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} = H = \text{const}, \quad (2)$$

где H - полный гидродинамический напор (полная удельная энергия) движущейся жидкости.

уравнение (1) отличается слагаемым Σh , представляющим собой потери полного напора H (или, как часто называют, падение напора), происшедшими при движении жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2. Кроме того, скорости, входящие в уравнение (1), являются средними по сече-

ниям 1 и 2 (соответственно v_1, v_2), а в уравнении (2) – скорости действительные (соответственно u_1, u_2).

Потери напора (удельной энергии), или, как их часто называют, гидравлические потери зависят от формы, размеров и шероховатости русла (трубы), а также от скорости течения и вязкости жидкости. Гидравлические потери разделяют на:

- местные потери $\Sigma h_{\text{м.с.}}$, характеризующие затраты энергии на преодоление местных сопротивлений (диафрагм, кранов, поворотов, внезапного сужения или расширения трубопровода и т.п.),
- потери напора по длине на трение $h_{\text{дл}}$.

Полные потери напора определяются как сумма всех видов потерь напора:

$$\Sigma h = \Sigma h_{\text{м.с.}} + h_{\text{дл}} \quad (3)$$

В настоящей лабораторной работе изучаются и рассматриваются потери напора по длине, а потери напора на местных сопротивлениях являются предметом изучения следующей лабораторной работы.

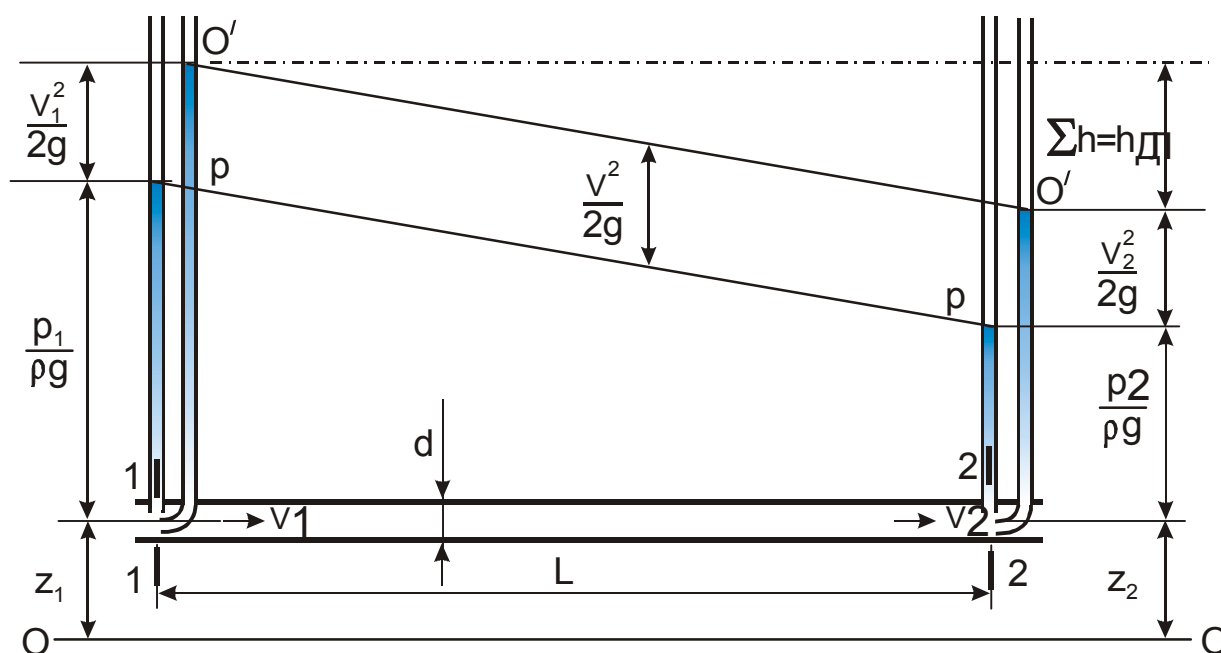


Рис. 1. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли для реального потока реальной (вязкой) жидкости

Потери на трение по длине $h_{\text{дл}}$ - это потери энергии, которые возникают в прямых трубах постоянного сечения, т.е. при равномерном течении возрастают пропорционально длине трубы:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{L v^2}{d 2g} \quad (4)$$

или в единицах давления:

$$p_{\text{дл}} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2}; \quad (4a)$$

где L - длина прямолинейного участка трубопровода;

d - диаметр трубопровода;

λ - безразмерный коэффициент гидравлического трения по длине (коэффициент Дарси).

Формулу (4) обычно называют формулой Дарси – Вейсбаха.

Коэффициент гидравлического трения λ определяется, в общем случае, режимом движения жидкости, т.е. числом Рейнольдса Re и относительной шероховатостью внутренних стенок трубопровода ε :

$$\lambda = f(Re, \varepsilon) \quad (5)$$

В свою очередь, $\varepsilon = \frac{\Delta}{d}$, где Δ - абсолютная эквивалентная шероховатость стенок трубы (средняя высота выступов шероховатости).

Высота выступов шероховатости вдоль стенки не постоянна, а сами выступы имеют различную форму. Поэтому для упрощения расчетов вводят понятие эквивалентной шероховатости $\Delta_{\text{э}}$, при которой потери напора в трубе получаются такими же, как и при фактической неоднородной шероховатости. Значения $\Delta_{\text{э}}$ для некоторых труб:

| | $\Delta_{\text{э}}$, мм |
|---|--------------------------|
| Трубы тянутые, из стекла и цветных металлов | 0,001...0,002 |
| Трубы тянутые стальные бесшовные: | |
| новые | 0,01...0,02 |
| после нескольких лет эксплуатации | 0,15...0,3 |
| после длительной эксплуатации | 0,5...2,0 |
| Трубы чугунные: | |
| новые | 0,2...0,5 |
| бывшие в эксплуатации | 0,5...1,5 |

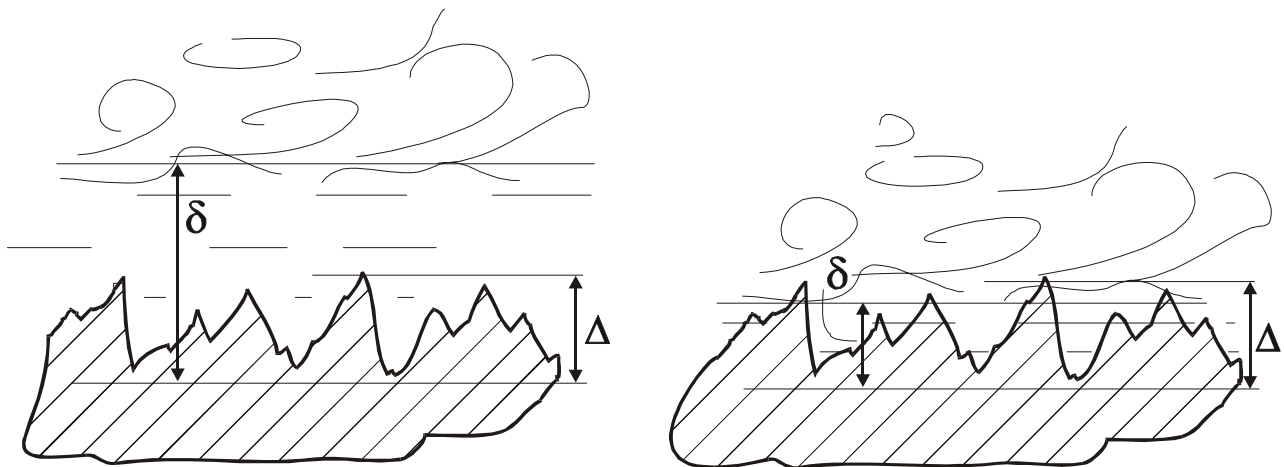
Вследствие неравномерного распределения действительных скоростей движения жидкости (от максимального значения на оси потока до 0 у стенок, ограничивающих поток) возле стенок трубы создаются особые условия течения жидкости. Согласно полуэмпирической теории Л. Прандтля даже при турбулентном режиме в непосредственной близости от стенок трубы образуется весьма тонкий слой (его называют вязкий подслой), в котором жидкость движется по законам ламинарного режима течения. Толщину вязкого подслоя δ можно приблизительно рассчитать по следующей формуле:

$$\delta \approx \frac{30d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (6)$$

Таким образом, толщина вязкого подслоя δ относительна и уменьшается с ростом значения критерия Re и коэффициента Дарси.

Если толщина вязкого подслоя δ больше, чем высота выступов шероховатости Δ (т.е. $\delta > \Delta$), то все неровности полностью погружены в вязкий подслей и жидкость в пределах этого подслоя плавно обтекает выступы шероховатости. В этом случае шероховатость стенок трубы не влияет на характер движения и, соответственно, потери напора не зависят от шероховатости, и наблюдается гладкое трение. Такие трубы условно называют *гидравлически гладкими*.

В противном случае (т.е. $\delta < \Delta$) неровности стенок выходят в пределы турбулентного ядра, что сопровождается интенсивным перемешиванием частиц жидкости. В этом случае потери напора зависят от шероховатости и при этом наблюдается докватратичное или квадратичное трение (см. ниже). Такие трубы условно называют *гидравлически шероховатыми*.



гидравлически гладкая труба

гидравлически шероховатая труба

Рис. 2. К понятию видов трения в трубопроводе

При гладком трении коэффициент гидравлического трения λ не зависит от шероховатости стенок ε , а определяется только величиной критерия Рейнольдса. Естественно, при ламинарном режиме движения жидкости в трубе круглого сечения ($Re < 2320$) имеет место лишь гладкое трение и для него справедлива формула Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6)$$

При турбулентном режиме в зависимости от скорости течения, т.е. числа Re , может быть как гладкое, так и докватратичное или квадратичное трение.

Если $Re \leq 20 \frac{d}{\Delta}$, то имеем гладкое трение и коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (7)$$

Эта формула при $4000 < Re < 10^5$ дает результаты, хорошо совпадающие с опытными данными.

Если $20 \frac{d}{\Delta} < Re < 500 \frac{d}{\Delta}$, то имеем доквадратичное трение; коэффициент гидравлического трения λ зависит от Re и от ε ; его рассчитывают по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (8)$$

При $\frac{\Delta}{d} \ll \frac{68}{Re}$ формула (8) практически совпадает с формулой Блазиуса (7). Отметим, что в последнее время этой формулой широко пользуются при расчетах трубопроводов.

Если же $Re \geq 500 \frac{d}{\Delta}$, то для расчета λ используют формулу Б.Л.Шифринсона для квадратичного трения, из которой следует, что λ не зависит от числа Рейнольдса:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (9)$$

Кроме этого аналитического способа, численное значение коэффициента гидравлического трения λ можно установить по специальным графикам.

Как следует из формулы Дарси-Вейсбаха (4) потери напора по длине в общем случае можно выразить в функции скорости:

$$h_{дл} = A \cdot v^m, \quad (10)$$

где A учитывает влияние размеров трубы и шероховатости ее стенок и вида жидкости, m – показатель степени.

При ламинарном режиме движения эта зависимость имеет линейный характер, т.е. $h_{дл} = A_1 \cdot v^{1,0}$ ($m=1$).

При турбулентном режиме движения зависимость потерь напора от скорости будет иной, причем различной для гидравлически гладких и шероховатых труб. Если подставить значение λ из формулы (7) в формулу (4) получим $h_{дл} = A_2 \cdot v^{1,75}$, т.е. при гидравлически гладких трубах $m=1,75$. А если в ту же формулу (4) подставить значение λ из формулы (9), получим $h_{дл} = A_3 \cdot v^{2,0}$, т.е. при вполне шероховатых трубах потери напора пропорциональны квадрату скорости ($m=2$).

Таким образом, в одной и той же трубе, при увеличении скорости движения жидкости (a , значит, и критерия Re) от нуля до какого-то максимального значения, характер зависимости потерь напора от скорости

будет изменяться от линейного ($m=1$) до квадратичного ($m=2$) закона. Кстати, отсюда и появились понятия гладкого ($m=1$), доквадратичного ($1 < m < 2$) и квадратичного ($m=2$) трения.

Итак, зная геометрические размеры трубопровода (L, d), материал трубы и степень его износа (Δ), среднюю скорость движения жидкости (v) и её свойства (ρ, μ или ν) можно по формуле Вейсбаха *рассчитать* потери напора по длине. Но эти же потери можно и *замерить* с помощью пьезометров или манометров.

Вернемся к уравнению Д.Бернулли (1). Потери напора определяются:

$$\Sigma h = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) \quad (11)$$

В нашем частном случае, когда рассматривается движение жидкости в горизонтальном ($z_1=z_2$) трубопроводе постоянного сечения ($v_1=v_2$) без местных сопротивлений ($\Sigma h_{\text{м.с.}}=0$ и $\Sigma h=h_{\text{дл}}$), уравнение (11) примет вид:

$$h_{\text{дл}} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \quad (12)$$

Таким образом, потери напора по длине в горизонтальном трубопроводе постоянного сечения могут быть определены как разность показаний пьезометров (манометров), установленных в начале и конце исследуемого трубопровода.

Отметим особо, что для определения полного напора необходимо к пьезометрическому напору (показания пьезометра) добавить величину скоростного напора $\frac{v^2}{2g}$ (разность показаний трубки Пито и пьезометра).

2. Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки показана на рис. 3.

Лабораторная установка состоит из бака 1, служащего одновременно основанием установки. Жидкость насосом (на рис. не показан) подается в напорный резервуар 2, из которого поступает в трубопровод 3 (внутренний диаметр 10 мм, длина 1 м). Для измерения величины напора установка оснащена пьезометрическим щитом (панелью) 4, на котором установлены пьезометры (10 штук) и мерная шкала.

Подача жидкости из бака 1 в напорный резервуар 2 регулируется краном 5. Расход жидкости, а, значит, и скорость ее движения в исследуемом трубопроводе регулируется краном 6. Для определения расхода и скорости движения жидкости объемным методом установка снабжена

мерным бачком с водомерным окном 7. Жидкость из мерного бачка сливается при открытии сливного крана 8.

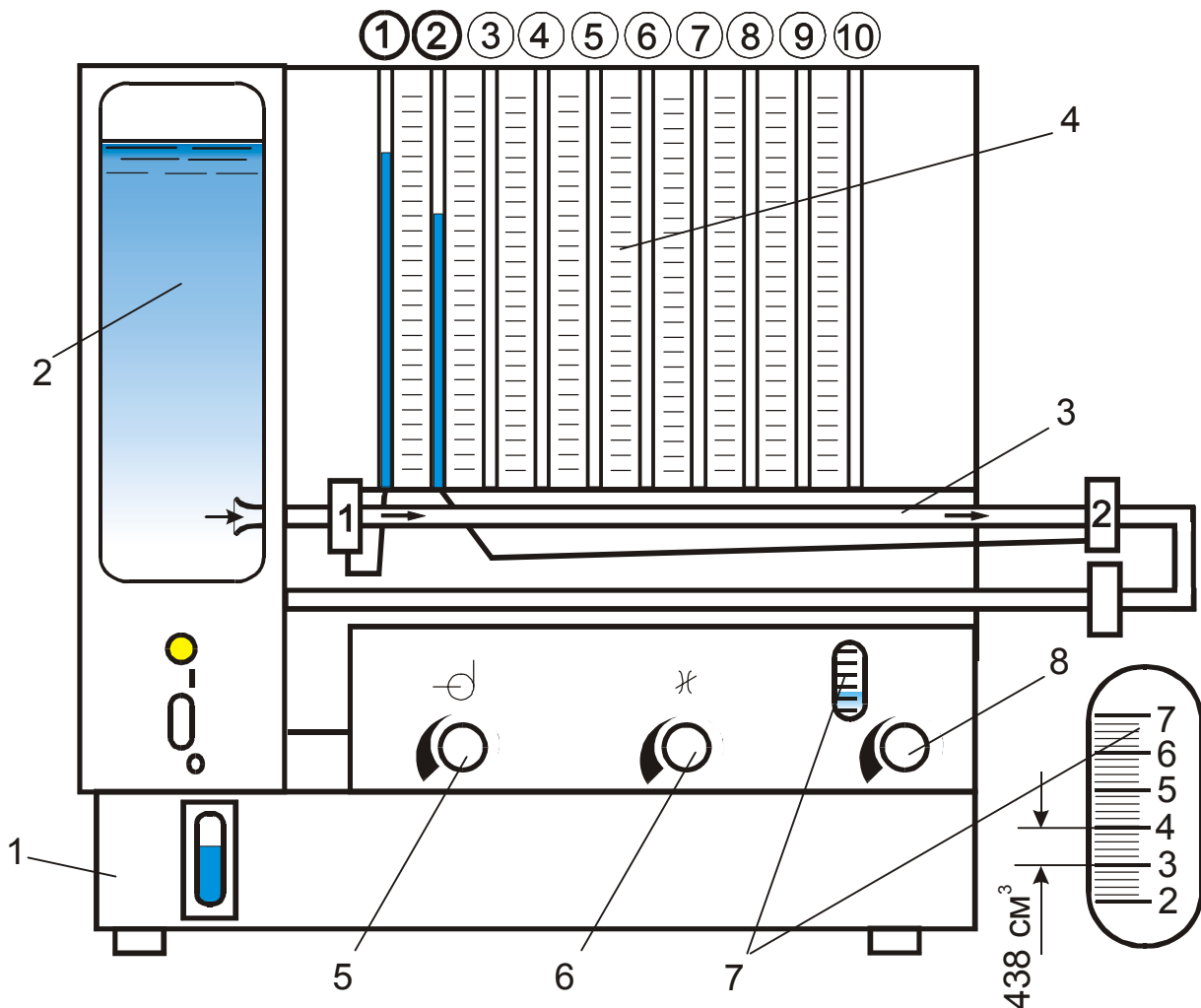


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

3. Порядок выполнения работы

3.1. При закрытом кране 6 в напорный резервуар 2 с помощью насоса подайте воду из бака 1, обеспечив заданный уровень (выполняется лаборантом или преподавателем).

3.2. Медленно открывая кран 6, следите за показаниями пьезометров (1) и (2), которые присоединены, соответственно, в начале и в конце исследуемого трубопровода. Добившись снижения уровня жидкости в пьезометре (2) на 15-20 мм и создав установившееся движение, что можно определить по отсутствию колебания жидкости в пьезометрах, можно приступать к необходимым измерениям.

3.3. Замерьте показания пьезометров (1) и (2). Результаты занесите в таблицу 1.

Таблица 1

| № опыта | Показания пьезометров | | Потери напора по длине (опыт) |
|---------|-----------------------|----------------------|-------------------------------|
| | $\frac{p_1}{\rho g}$ | $\frac{p_2}{\rho g}$ | $h_{дл}$ |
| | м | м | м |
| 1 | | | |
| 2 | | | |
| 3 | | | |
| | | | |
| | | | |
| 9 | | | |
| 10 | | | |

Таблица 2

| № опыта | Мерный объем | Время отбора | Расход | Средняя скорость | Критерий Рейнольдса | Коэффициент Дарси | Потери напора по длине (расчет) |
|---------|--------------|--------------|---------|------------------|---------------------|-------------------|---------------------------------|
| | W | τ | Q | v | Re | λ | $h_{дл}^T$ |
| | $м^3$ | с | $м^3/с$ | м/с | - | - | м |
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | |

3.4. Для определения расхода Q закройте кран 8 и, включив секундомер, замерьте время τ , за которое в мерный бачок поступит жидкость объемом W (около 1000 см^3).

3.5. Увеличивая степень открытия крана 6 и добившись снижения уровня жидкости в пьезометре (2) на 15-20 мм по сравнению с предыдущим опытом, произведите аналогичные замеры. Всего рекомендуется выполнить не менее 7 - 8 опытов. Полученные экспериментальные данные занесите в таблицу.

3.6. По разности показаний пьезометров определите потери напора по длине трубопровода:

$$h_{\text{дл}} = \left(\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \right)$$

3.7. Рассчитайте расход жидкости:

$$Q = \frac{W}{\tau}$$

3.8. Рассчитайте среднюю скорость движения жидкости:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где S – площадь живого сечения потока

3.9. Рассчитайте критерий (число) Рейнольдса :

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu} = \frac{vd}{\nu}$$

3.11. В зависимости от рассчитанного значения критерия (числа) Рейнольдса и известной шероховатости трубы определите, по какой из формул (6, 7, 8, 9) следует рассчитать коэффициент гидравлического трения λ и рассчитайте его.

3.12. Рассчитайте потери напора по длине (теоретические) $h_{\text{дл}}^T$ с помощью формулы Дарси-Вейсбаха (4), подставляя значение λ , рассчитанное в п.3.11.

3.12. Опытные и расчетные данные занесите в таблицу.

3.13. Постройте графики зависимости потерь напора по длине от средней скорости:

- по опытным данным $h_{\text{дл}} = f(v)$;
- по расчетным формулам $h_{\text{дл}}^T = f(v)$.

Сопоставьте полученные графики. Сделайте выводы.

3.14. Для определения эмпирической зависимости (10) потерь напора по длине от средней скорости в явном виде необходимо найти коэффициенты A и m . Эмпирические формулы должны быть по возможности простыми и соответствовать экспериментальным данным в преде-

лах изменения аргумента. Подбор эмпирических формул необходимо начинать с самых простых выражений. Так, например, результаты измерений многих явлений и процессов аппроксимируются простейшими эмпирическими линейными уравнениями типа $y=a+mx$. Линеаризацию кривых можно осуществить на логарифмических координатных сетках, которые сравнительно широко применяют при графическом методе подбора эмпирических формул.

3.14.1. Рассмотрим графический способ определения коэффициентов A и m . Прологарифмируем уравнение (10) $h_{дл} = A \cdot v^m$. Получим:

$$\lg h_{дл} = \lg A + m \cdot \lg v$$

или, обозначив $\lg h_{дл} = y$, $\lg A = a$, $\lg v = x$, получим уравнение прямой линии $y=a+mx$.

Для дальнейшей обработки определим значения логарифмов потерь напора и средней скорости движения жидкости, т.е. $\lg h_{дл}$ и $\lg v$. Строим график зависимости $\lg h_{дл} = f(\lg v)$ и через полученное поле точек проводим среднюю прямую линию. По данному графику находят константу m , равную тангенсу угла наклона прямой линии к оси абсцисс (значения $\lg v$), т.е.

$$m = \operatorname{tg} \alpha,$$

где α - угол, образованный построенной линией и осью абсцисс.

Очевидно, что отрезок, отсекаемый построенной линией на оси ординат (значения $\lg h_{дл}$) равен a . Потенцированием определим значение коэффициента A :

$$A = 10^a$$

Подставив найденные значения коэффициентов A и m в уравнение (10), получим выражение зависимости потерь напора по длине от средней скорости в явном виде.

3.14.2. Коэффициенты A и m можно определить, используя метод наименьших квадратов. Суть этого метода заключается в том, что если все измерения функций y_1, y_2, \dots, y_n произведены с одинаковой точностью и распределенные величины ошибок измерения соответствуют нормальному закону, то параметры (в нашем случае

| № опыта | $h_{\text{дл}}$ | v | $y = \lg h_{\text{дл}}$ | $x = \lg v$ | $y \cdot x$ | x^2 |
|---------|-----------------|-----|-------------------------|------------------|----------------------------|--------------------|
| 1 | | | | | | |
| 2 | | | | | | |
| 3 | | | | | | |
| | | | | | | |
| n-1 | | | | | | |
| n | | | | | | |
| | | | $\sum_1^n y_i =$ | $\sum_1^n x_i =$ | $\sum_1^n y_i \cdot x_i =$ | $\sum_1^n x_i^2 =$ |

Нахождение коэффициентов a и m уравнения $y=a+mx$ производится из условия минимизации суммы квадратов отклонения опытных значений y от рассчитанных y^* по формуле:

$$\sum_{i=1}^{i=n} (y_i - y_i^*)^2 = \min$$

или

$$\sum_{i=1}^{i=n} (y_i - a - mx_i)^2 = \min$$

Данное условие выполнимо при равенстве нулю частных производных

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial a} \sum_1^n (y_i - a - mx_i)^2 = 0 \\ \frac{\partial}{\partial m} \sum_1^n (y_i - a - mx_i)^2 = 0 \end{cases}$$

Отсюда получаем систему уравнений для расчета значений a и m :

$$\begin{cases} \sum_1^n y_i = m \cdot \sum_1^n x_i + a \cdot n \\ \sum_1^n y_i \cdot x_i = m \cdot \sum_1^n x_i^2 + a \cdot \sum_1^n x_i \end{cases}$$

где i – номер опыта, n – общее число опытов.

Решая систему уравнений, определите m и a . Коэффициент A определится потенцированием $A=10^a$. Подставив найденные значения коэффициентов A и m в уравнение (10), получим выражение зависимости потерь напора по длине от средней скорости в явном виде.

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторной работы.
2. Уравнение Д.Бернулли для идеальной и реальной жидкости; геометрический и энергетический смысл уравнения Д.Бернулли.
3. Виды потерь напора.
4. Формула Дарси-Вейсбаха.
5. Гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые трубы.
6. Коэффициент гидравлического трения, от чего зависит его значение?
7. Понятие гладкого, доквадратичного и квадратичного трения.
8. Профиль скоростей по сечению русла. Понятие средней скорости.
9. Объемный способ измерения средних скоростей движения жидкости.
10. Графический способ обработки экспериментальных данных.
11. Метод наименьших квадратов.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Цель работы: определить опытным путем коэффициенты местных сопротивлений в трубопроводе при различных скоростях движения жидкости, сравнить полученные значения со справочными.

1. Общие сведения

Как уже указывалось, помимо потерь напора по длине потока могут возникать и, так называемые, местные потери напора. Причиной последних, например, в трубопроводах, являются разного рода конструктивные вставки (вход и выход трубы из резервуара, тройники, колена, сужения и расширения трубопровода, задвижки, вентили и др.), необходимость которых вызывается условиями монтажа и эксплуатации трубопровода.

Местные сопротивления вызывают изменение скорости движения жидкости по величине, направлению или величине и направлению одновременно.

В практических расчетах местные потери определяют по формуле Вейсбаха, выражающей потери напора на местном сопротивлении пропорционально скоростному напору:

$$h_M = \zeta \frac{v^2}{2g}, \text{ м.ж.ст.} \quad (1)$$

где v - средняя скорость движения жидкости в сечении потока за местным сопротивлением;

ζ - безразмерный коэффициент, называемый коэффициентом местного сопротивления. Значение ζ устанавливают, как правило, опытным путем.

Исследованию местных сопротивлений посвящено большое число работ, в основном экспериментальных. Установлено, что ζ зависит не только от вида самого местного сопротивления, но и от характера режима движения жидкости, т.е. от критерия Рейнольдса Re . До настоящего времени, однако, вопрос о местных сопротивлениях при ламинарном режиме исследован еще недостаточно полно. Значительно более обстоятельно исследован вопрос о местных сопротивлениях при турбулентном режиме. Установлено, что в этом случае изменение ζ в зависимости от Re незначительны, и при практических расчетах считают зависимым только от характера и конструктивного оформления местного сопротивления.

Каждое местное сопротивление характеризуется своим значением ζ , которое приближенно считают постоянным для данной формы мест-

ного сопротивления. Значения коэффициентов местного сопротивления приводятся в специальной литературе.

В рассматриваемой лабораторной работе предлагается изучить некоторые местные сопротивления:

- 1) резкий поворот на 180° или двойной резкий поворот на 90° ;
- 2) внезапное расширение трубопровода;
- 3) внезапное сужение трубопровода.

При внезапном расширении трубопровода поток по инерции срывается с внутренней угловой кромки и образует струю, которая отделяется от стенок расширенной трубы вихревой зоны (водоворотной области A) (см. рис. 1).

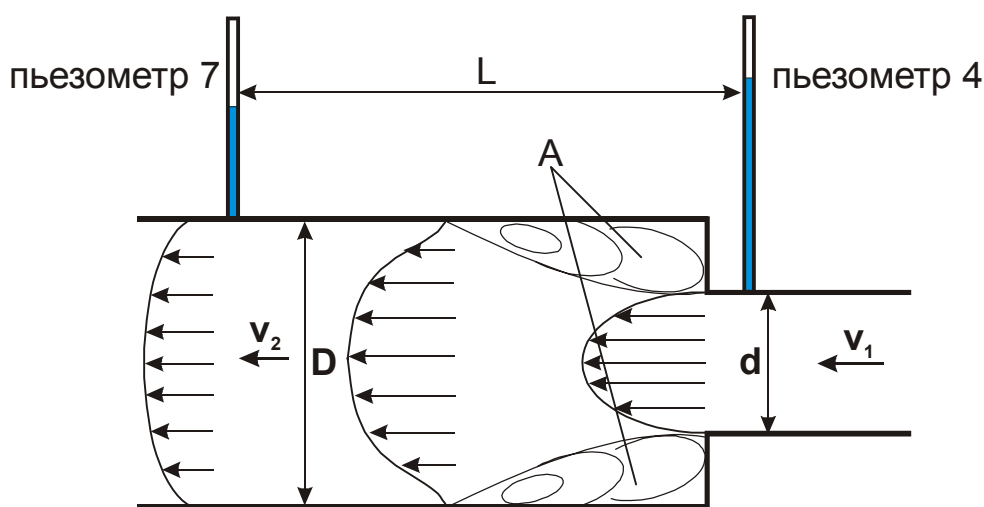


Рис.1. Схема внезапного расширения трубопровода

При турбулентном режиме имеет место интенсивный обмен беспорядочно движущимися частицами между транзитным потоком и вихревой зоной. Увлекая частицы вихревой зоны, транзитный поток замедляется и, постепенно расширяясь, снова заполняет все сечение трубопровода (см. рис. 1). Происходящее при этом повышение давления вызывает возвратное движение частиц вихревой зоны у стенок. В результате этого возникает вращательное (циркуляционное) движение жидкости, заполняющей вихревую зону, которое поддерживается непрерывным обменом частицами между этой зоной и транзитным потоком.

Из неустойчивой вихревой зоны транзитный поток периодически захватывает отдельные крупные вихри и уносит их по течению.

Последнее интенсивное перемешивание частиц вызывает дробление этих завихрений и постепенное их затухание в транзитном потоке. При этом уменьшается неравномерность скоростей, возникающая на участке расширения струи, происходит стабилизация потока, которая в

основном завершается по длине L , равной примерно десяти диаметрам трубопровода.

Затрата механической энергии на создание вихрей с последующим переходом кинетической энергии их вращения в тепло под действием сил внутреннего трения составляет здесь наибольшую часть местной потери.

Периодический унос вихрей из зон вихреобразования является, кроме того, причиной возникновения пульсации давления в потоке.

Потерю напора при резком расширении потока можно определить по теоретической формуле Борда:

$$h = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (2)$$

а теоретический коэффициент местного сопротивления по формуле:

$$\zeta_{\text{ВН.Р}} = \left(\frac{\Omega}{\omega} - 1 \right)^2, \quad (3)$$

где Ω - площадь живого сечения "после расширения",
 ω - площадь живого сечения "до расширения"

Такие же явления, как и при внезапном расширении трубопровода, характерны для местных сопротивлений, в которых поток обтекает острые кромки, фиксирующие места отрыва потока от стенок и образование вихревых зон (колена, диафрагма, задвижка и пр.). В таких сопротивлениях (рис.2) основными являются вихревые потери, а тормозящее действие стенок на поток имеет второстепенную роль.

Потери напора при резком повороте (рис.2) рассчитываются по формуле Вейсбаха (1).

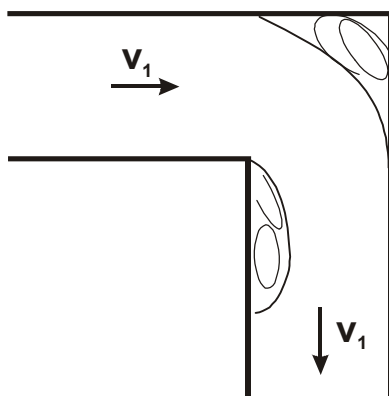


Рис.2. Схема резкого поворота на 90°

Значение коэффициента ζ для данного местного сопротивления зависит от диаметра трубопровода d и при $d=10$ мм, как в нашем случае, $\zeta=2,0\dots2,2$. При резком повороте на 180 градусов, значение коэффициента ζ приближенно можно удвоить, т.е.

$$\zeta_{180} = 4\dots4,4. \quad (4)$$

Схема местного сопротивления под названием “внезапное сужение” представлена на рис. 3.

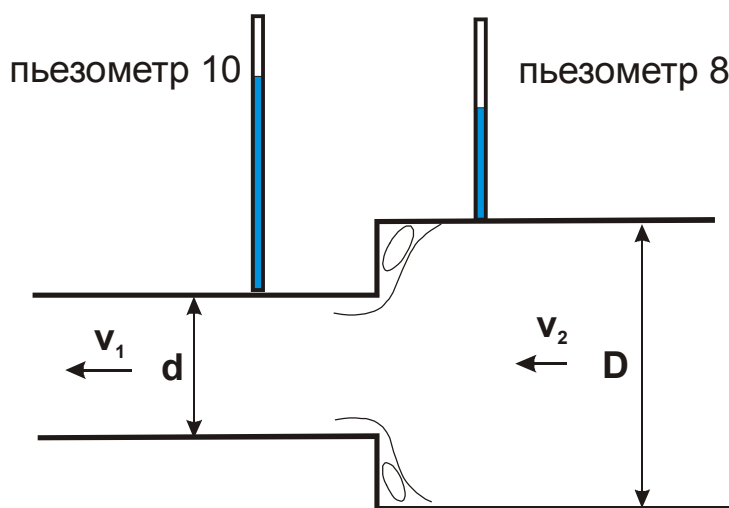


Рис.3. Схема внезапного сужения

Потери напора рассчитываются также по формуле Вейсбаха (1), за расчетную скорость принимается скорость “после сужения”, т.е. в нашем случае v_2 , коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{вн.с.}}$ может быть определен по теоретической формуле:

$$\zeta_{\text{вн.с.}} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (5)$$

где ε - коэффициент сжатия струи, представляющий собой отношение площади сечения сжатой струи в узком трубопроводе $\omega_{\text{сж}}$ к площади сечения узкой трубы ω , $\varepsilon = \omega_{\text{сж}} / \omega$.

В свою очередь, коэффициент сжатия струи ε зависит от степени сжатия потока $n = \omega / \Omega$, где Ω - площадь сечения широкой трубы и может быть найден по формуле А.Д.Альтшуля:

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n}$$

2. Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки показана на рис. 4.

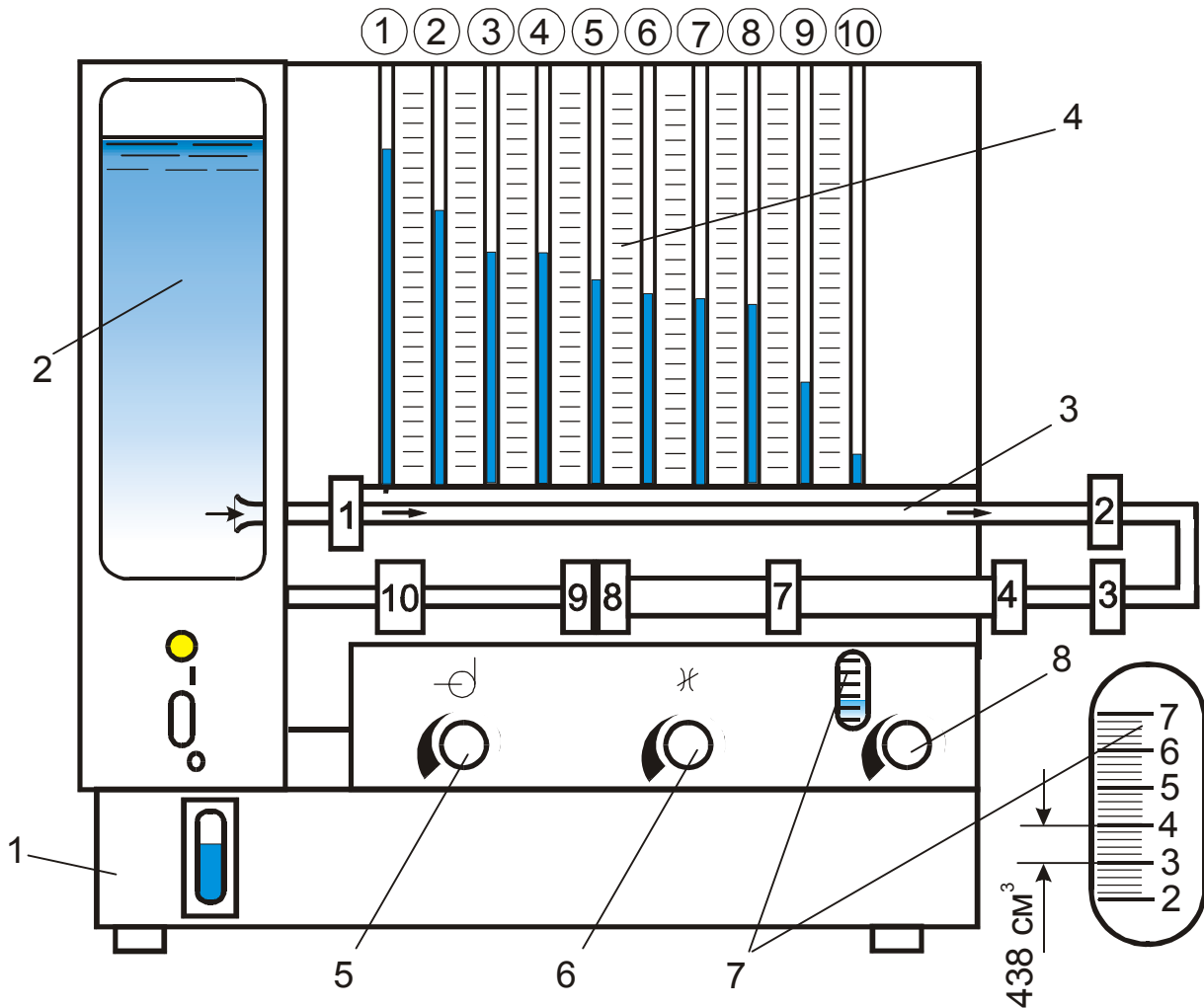


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

Лабораторная установка состоит из бака 1, служащего одновременно основанием установки. Жидкость насосом (на рис. не показан) подается в напорный резервуар 2, из которого поступает в трубопровод 3 (внутренний диаметр в узком сечении 10 мм и 21 мм в широком сечении). Для измерения величины напора установка оснащена пьезометрическим щитом (панелью) 4, на котором установлены пьезометры (10 штук) и мерная шкала.

Подача жидкости из бака 1 в напорный резервуар 2 регулируется краном 5, расход жидкости, а, значит, и скорость ее движения в исследуемом трубопроводе регулируется краном 6. Для определения расхода и скорости движения жидкости объемным методом установка снабжена мерным бачком с водомерным окном 7. Жидкость из мерного бачка сливается при открытии сливного крана 8.

3. Порядок выполнения работы

3.1. При закрытом кране 6 в напорный резервуар 2 с помощью насоса подайте воду из бака 1, обеспечив заданный уровень (выполняется лаборантом или преподавателем).

3.2. Медленно открывая кран 6, следите за показаниями пьезометров. Добившись снижения уровня жидкости в пьезометре (2) на 15-20 мм и создав установившееся движение, что можно определить по отсутствию колебания жидкости в пьезометрах, можно приступить к необходимым измерениям.

3.3. Замерьте показания пьезометров:

- второго и третьего - для определения потерь напора при резком повороте,
- - четвертого и седьмого - для определения потерь напора при внезапном расширении трубопровода,
- - восьмого и девятого для - определения потерь напора при внезапном сужении трубопровода.

Результаты занесите в таблицу.

3.4. Одновременно для определения расхода Q закройте кран 8 и, включив секундомер, замерьте время τ , за которое в мерный бачок поступит жидкость объемом W (не менее 1000 см^3).

3.5. Увеличивая степень открытия крана 6 и добившись снижения уровня жидкости в пьезометре (2) на 15-20 мм по сравнению с предыдущим опытом, произведите аналогичные замеры. Всего рекомендуется выполнить 3 - 4 опытов. Полученные экспериментальные данные занесите в таблицу.

3.6. По разности показаний второго и третьего пьезометров определите потери напора при резком повороте на 180° (точнее, два последовательно расположенных резких поворота на 90°) $h_{\text{пов.}} = h_{2-3}$.

3.7. По разности показаний четвертого и седьмого пьезометров (4) и (7) определите потери напора при внезапном расширении трубопровода $h_{\text{вн.расш}} = h_{4-7}$.

3.8. По разности показаний восьмого и девятого пьезометров определите потери напора при внезапном (резком) сужении трубопровода $h_{\text{вн.суж}} = h_{8-9}$.

3.7. Рассчитайте расход жидкости:

$$Q = W / \tau$$

3.8. Рассчитайте среднюю скорость движения жидкости:

$$v = Q / S, \text{ где } S - \text{площадь живого сечения потока}$$

3.9. Рассчитайте коэффициенты местных сопротивлений по опытными данным:

для резкого поворота на 180 градусов

$$\zeta_{180} = \frac{h_{2-3} 2g}{v_1^2},$$

для внезапного расширения

$$\zeta_{\text{ВН.Р}} = \frac{h 2g}{v_2^2}, \quad \text{где } h = h_{4-7} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g},$$

для внезапного сужения

$$\zeta_{\text{ВН.С}} = \frac{h_{8-9} 2g}{v_1^2}.$$

3.10. Рассчитайте коэффициенты местных сопротивлений по соответствующим теоретическим формулам (3), (4), (5).

3.11. Опытные и расчетные данные занесите в таблицу.

Таблица

| Показания пьезометров | | | | | | Режимные параметры | | | ξ_{180} | | $\xi_{\text{ВН.Р}}$ | | $\xi_{\text{ВН.С}}$ | |
|-----------------------|----|----|----|----|----|--------------------|---|-----|-------------|------|---------------------|------|---------------------|------|
| h2 | h3 | h4 | h7 | h8 | h9 | W | T | v | опытн | теор | опытн | теор | опытн | теор |
| м | м | м | м | м | м | м ³ | с | м/с | - | - | - | - | - | - |
| | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторной работы.
2. Местное сопротивление.
3. Коэффициент местного сопротивления.
4. Формула Вейсбаха.
5. Методика определения коэффициента местного сопротивления.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ РАСХОДОМЕРНАЯ ДИАФРАГМА

Цель работы: изучить вопросы практического применения уравнения Д. Бернулли, ознакомиться с принципом работы мерной диафрагмы, построить тарировочный график и определить постоянную расходомера.

1. Общие сведения

Неоценимый вклад в развитие гидродинамики внес один из представителей семьи швейцарских ученых Бернулли (Bernoulli) – Даниил Бернулли (1700-1782 г.г.), академик и иностранный почетный член Петербургской Академии Наук. В 1738 г. Д. Бернулли вывел уравнение, выражающее в специфической форме закон сохранения энергии движущейся жидкости. Уравнение Д. Бернулли связывает скорость и давление в потоке жидкости при установившемся движении.

Уравнение Д. Бернулли для струйки идеальной жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} = H = \text{const} , \quad (1)$$

где z_1, z_2 - нивелирная высота, или геометрический напор (удельная потенциальная энергия положения) для сечений 1-1 и 2-2, соответственно (см. рис. 1);

$\frac{p_1}{\rho g}, \frac{p_2}{\rho g}$ - пьезометрическая высота, или пьезометрический напор (удельная потенциальная энергия давления) для соответствующих сечений потока;

$\frac{u_1^2}{2g}, \frac{u_2^2}{2g}$ - скоростная высота, или скоростной напор (удельная кинетическая энергия) для сечений 1-1 и 2-2, соответственно;

H - полный гидродинамический напор (полная удельная энергия) движущейся жидкости.

При переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к потоку реальной (вязкой) жидкости, имеющему конечные размеры и ограниченному стенками, необходимо учесть неравномерность распределения скоростей по сечению, а также потери энергии (напора). То и другое является следствием вязкости жидкости.

Уравнение Д. Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости:

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

где α_1, α_2 - безразмерный коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения действительных скоростей по сечению русла;

Σh - потери полного напора H (падение напора).

От аналогичного уравнения для элементарной струйки идеальной жидкости (1) последнее уравнение отличается слагаемым Σh , представляющим собой потери полного напора H (или, как часто называют, падение напора), происшедшими при движении жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2. Кроме того, скорости, входящие в уравнение (2), являются средними по сечениям 1 и 2 (соответственно v_1, v_2), а в уравнении (1) – скорости действительные (соответственно u_1, u_2).

Потери напора Σh (или потери удельной энергии), или, как их часто называют, гидравлические потери зависят от формы, размеров и шероховатости русла (трубы), а также от скорости течения и вязкости жидкости.

Если для струйки идеальной жидкости уравнение Д.Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии, то для потока реальной жидкости оно является уравнением баланса энергии с учетом потерь. Энергия, теряемая жидкостью на рассматриваемом участке, разумеется, не исчезает бесследно, а лишь превращается в другую форму – тепловую. Правда, тепловая энергия непрерывно рассеивается, поэтому повышение температуры часто бывает практически малозаметным. Этот процесс преобразования механической энергии в тепловую является необратимым.

Из уравнения Д.Бернулли (1, 2) следует, что если площадь поперечного сечения струйки или потока уменьшается, то скорость течения жидкости увеличивается, а давление уменьшается, и, наоборот, если скорость при расширении уменьшается, то давление возрастает. Именно эта взаимосвязь между изменяющимися значениями скорости и давления (или между кинетической и потенциальной энергиями) находит самое широкое применение при решении ряда практических вопросов.

Так, например, для измерения установившихся расходов разнообразных жидкостей широко применяются дроссельные (от нем. Drosseln – душить, сокращать) приборы. Принцип работы этих приборов основан на создании искусственного перепада давления путем сужения сечения потока. Между величиной изменения давления и протекающим расходом устанавливается определенная зависимость, которую можно получить, применяя уравнение Д.Бернулли для двух сечений потока: первого – непосредственно перед дросселем и второго – в сжатом сечении потока.

Расходомеры переменного перепада давления с сужающим устройством получили очень широкое применение в различных отраслях промышленности.

Из всех сужающих устройств для измерения расхода жидкости наиболее простым является диафрагма (рис.1). Диафрагма представляет собой тонкий диск с центральным отверстием круглого сечения. Диафрагма устанавливается (врезается) по оси трубопровода. Вследствие установки диафрагмы поток жидкости испытывает внезапное сжатие, а затем расширение, т.е. диафрагма по сути является местным сопротивлением. Для измерения перепада давления по обе стороны диафрагмы устанавливаются пьезометры (или дифференциальный манометр).

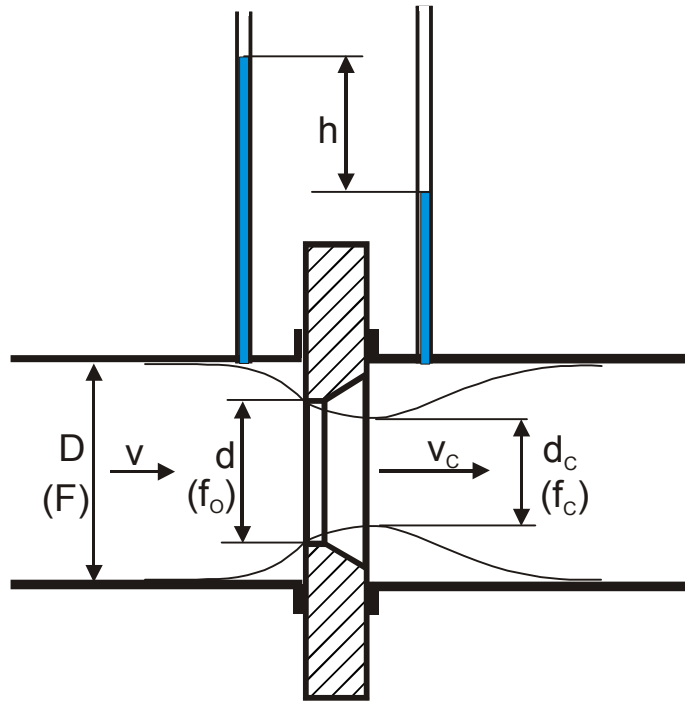


Рис.1. Схема работы диафрагмы

Обозначим: F - площадь сечения потока до диафрагмы,
 f_0 - площадь сечения отверстия диафрагмы,
 f_c - площадь сжатого сечения потока жидкости непосредственно за диафрагмой, причем $f_c = \varepsilon f_0$, где ε - коэффициент сжатия.

Запишем уравнение неразрывности потока для полного и сжатого сечений: $Q = v \cdot F = v_c \cdot f_c = \varepsilon \cdot f_0 \cdot v_c$. Из этого уравнения найдем соотношение между скоростью потока и скоростью движения жидкости в сжатом сечении:

$$v = \varepsilon \cdot \frac{f_0}{F} \cdot v_c = \varepsilon \cdot k \cdot v_c.$$

Для круглого сечения $k = \frac{f_0}{F} = \frac{d^2}{D^2}$.

Составим уравнение Бернулли для сечений f_c и F :

$$\frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} = \frac{p_c}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_c \cdot v_c^2}{2g} + \zeta \frac{v_c^2}{2g}, \quad (1)$$

где ζ - коэффициент сопротивления диафрагмы, p – давление жидкости в сечении F (перед диафрагмой), а p_c – давление жидкости в сжатом сечении f_c (непосредственно за диафрагмой).

Преобразуем уравнение (1)

$$\frac{p - p_c}{\rho g} = \frac{v_c^2}{2g} (\alpha_c + \zeta - \alpha \cdot \varepsilon^2 \cdot k^2). \quad (2)$$

Из уравнения (2) выразим скорость и определим расход жидкости, обозначив $\frac{p - p_c}{\rho g} = h$, где h – разность показаний пьезометров:

$$Q = v_c \cdot f_c = \varepsilon \cdot f_0 \sqrt{\frac{2g}{\alpha_c + \zeta - \alpha \cdot \varepsilon^2 \cdot k^2}} \cdot \sqrt{h} \quad (3)$$

или

$$Q = f_0 \sqrt{\frac{2g}{\frac{\alpha_c + \zeta}{\varepsilon^2} - \alpha \frac{d^4}{D^4}}} \cdot \sqrt{h}. \quad (4)$$

Обозначив $\mu = \sqrt{\frac{2g}{\frac{\alpha_c + \zeta}{\varepsilon^2} - \alpha \frac{d^4}{D^4}}}$, где μ - коэффициент расхода диафрагмы,

получим $Q = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{h}$ и, окончательно, приняв $\mu \cdot f_0 = c$, получим:

$$Q = c \sqrt{h}, \quad (5)$$

здесь c – постоянная диафрагмы.

Постоянная диафрагмы, как правило, определяется опытным путем, т.к. теоретический расчет (см. выше) является весьма сложным и приближенным.

2. Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки показана на рис. 2.

Лабораторная установка состоит из бака 1, служащего одновременно основанием установки. Жидкость насосом (на рис. не показан) подается в напорный резервуар 2, из которого поступает в трубопровод 3. Для измерения величины напора установка оснащена пьезометрическим щитом (панелью) 4, на котором установлены пьезометры (10 штук) и мерная шкала.

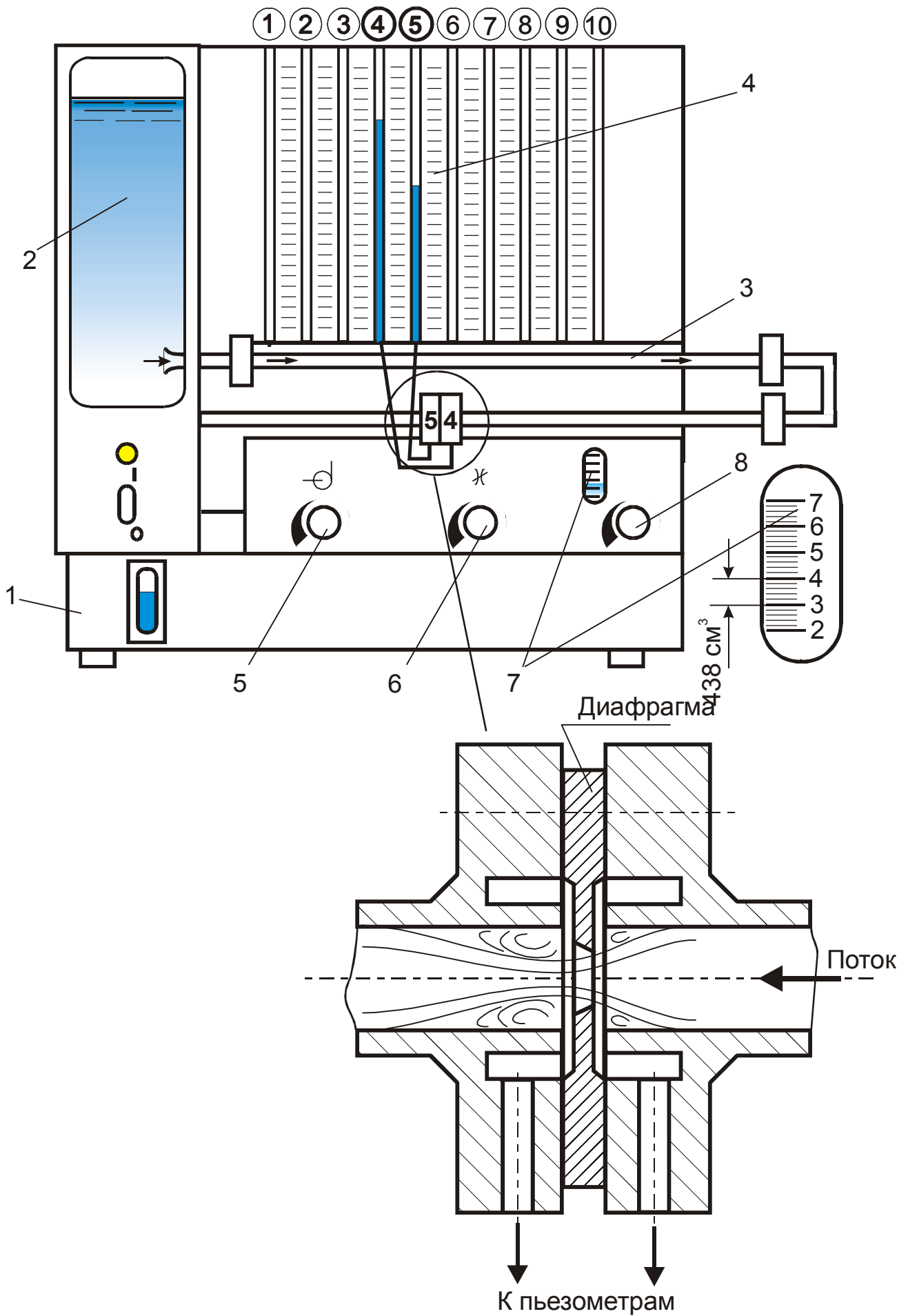


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

Подача жидкости из бака 1 в напорный резервуар 2 регулируется краном 5. Расход жидкости, а, значит, и скорость ее движения в исследуемом трубопроводе регулируется краном 6. Для определения расхода и скорости движения жидкости объемным методом установка снабжена мерным бачком с водомерным окном 7. Жидкость из мерного бачка сливается при открытии сливного крана 8.

3. Порядок выполнения работы

3.1. При закрытом кране 6 в напорный резервуар 2 с помощью насоса подайте воду из бака 1, обеспечив заданный уровень (выполняется лаборантом или преподавателем).

3.2. Медленно открывая кран 6, следите за показаниями пьезометров (4) и (5), которые присоединены, соответственно, перед диафрагмой и после нее. Обеспечив установившееся движение, что можно определить по отсутствию колебания жидкости в пьезометрах, можно приступить к необходимым измерениям.

3.3. Замерьте показания пьезометров (4) и (5). Результаты занесите в таблицу.

3.4. Для определения расхода Q закройте кран 8 и, включив секундомер, замерьте время τ , за которое в мерный бачок поступит жидкость объемом W (около 1000 см^3).

3.5. Увеличивая степень открытия крана 6 и добившись снижения уровня жидкости в пьезометре (4) на 15-20 мм по сравнению с предыдущим опытом, произведите аналогичные замеры. Всего рекомендуется выполнить не менее 7 - 8 опытов. Полученные экспериментальные данные занесите в таблицу.

3.6. По разности показаний пьезометров определите перепад статических напоров (перепад давления) на диафрагме:

$$h = \left(\frac{p_4}{\rho g} - \frac{p_5}{\rho g} \right).$$

3.7. Рассчитайте расход жидкости:

$$Q = \frac{W}{\tau}.$$

3.8. Рассчитайте среднюю скорость движения жидкости:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где S – площадь живого сечения потока.

3.9. Опытные и расчетные данные занесите в таблицу.

Таблица

| № п/п | Показания пьезометров | | Перепад напоров h, м | Объем жидкости W, м ³ | Время отбора τ, с | Расход Q, м ³ /с | Средняя скорость v, м/с |
|----------|--------------------------|-----------------------|----------------------------|--|-------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| | p ₄ /ρg, м | p ₅ /ρg, м | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |

3.10. Постройте графики зависимости:

- расхода жидкости от перепада статических напоров $Q = f(h)$;
- средней скорости от перепада статических напоров $v = f(h)$

Сопоставьте полученные графики. Сделайте выводы.

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторной работы.
2. Уравнение Д.Бернулли для идеальной и реальной жидкости; геометрический и энергетический смысл уравнения Д.Бернулли.
3. Принцип работы дроссельных расходомеров.
4. Устройство мерной диафрагмы.
5. От чего зависит значение постоянной диафрагмы?
6. Методика проведения экспериментальных исследований.

Лабораторная работа № 9

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЕ И НАСАДКИ
ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

Цель работы: экспериментальное определение коэффициентов расхода при истечении воды через малое круглое отверстие в тонкой стенке и через насадки; экспериментальное определение коэффициента скорости при истечении воды через круглое отверстие в тонкой стенке.

1. Общие сведения

Рассмотрим истечение жидкости плотностью ρ из резервуара через малое незатопленное отверстие (рис. 1). Глубина погружения центра тяжести отверстия под свободной поверхностью равна H (напор).

Истечение происходит при постоянном напоре. Это возможно, если свободная поверхность жидкости занимает большую площадь или если в резервуар подается такой же расход, что и вытекает через отверстие. При постоянном напоре скорости истечения будут неизменными во времени, т.е. движение будет установившимся.

Малым отверстием называется такое, у которого соблюдается условие $d < 0,1H$. При этом скорости движения частиц жидкости в верхней и нижней точках живого сечения вытекающей струи можно считать одинаковыми.

Как показывают опыты, картина истечения жидкости из некоторого сосуда через малое круглое отверстие в тонкой вертикальной стенке имеет вид, изображенный на рис. 1, где обозначено:

p_o - давление на поверхности жидкости;

ω - площадь сечения отверстия диаметра d ;

ω_c - площадь сечения струи в некотором сечении $C - C$ струи, называемом сжатым сечением;

Q - расход жидкости.

При выходе из отверстия струя до сечения $C - C$ сжимается, что обусловлено инерцией частиц жидкости, движущихся при подходе к отверстию по криволинейным траекториям.

Величина:

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega} \quad (1)$$

называется коэффициентом сжатия струи.

На участке струи внутренней поверхности стенки сосуда до сечения $C-C$ имеется резко изменяющееся движение; в сечении $C-C$ и далее - плавно изменяющееся движение.

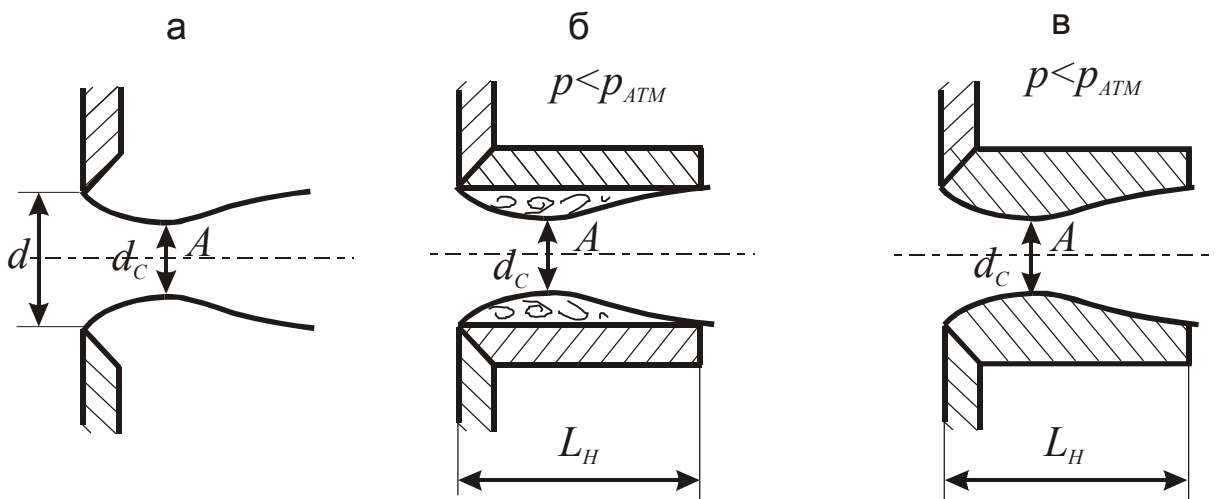
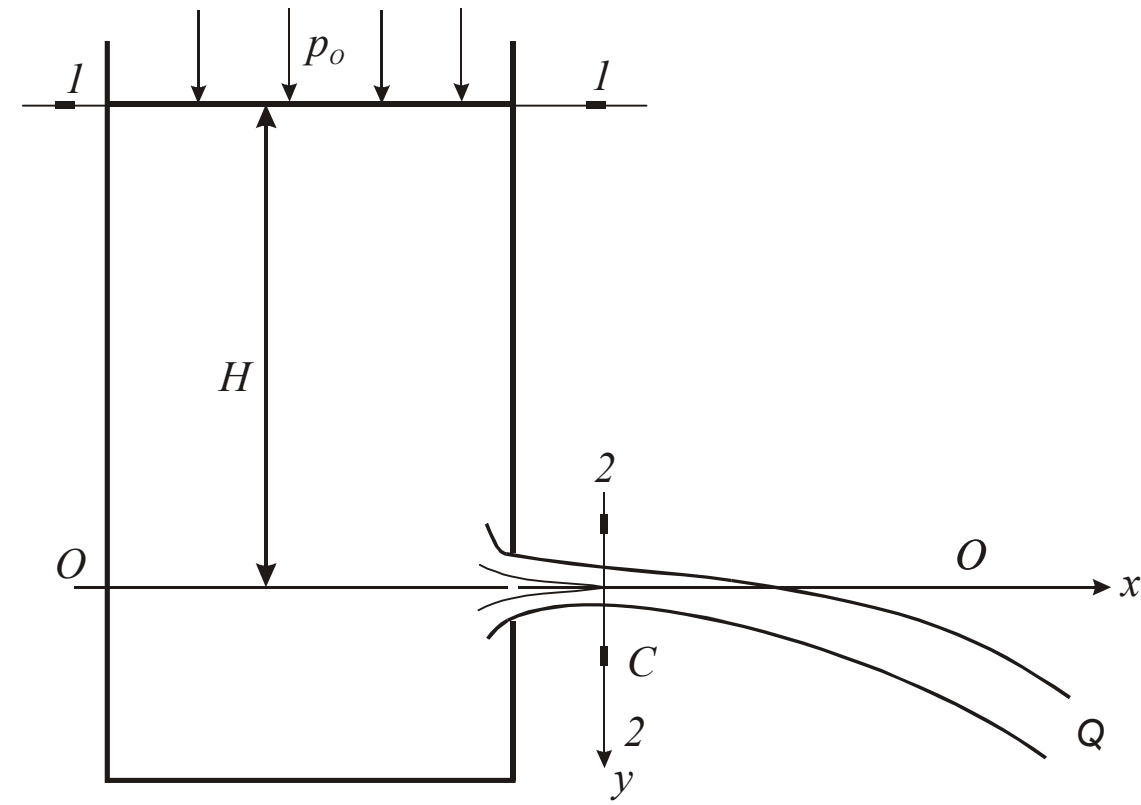


Рис. 1. Схема истечения жидкости из отверстия (а), цилиндрического (б) и конoidalного (в) насадков

К сжатому сечению (в связи с равномерным распределением скоростей по сечению) применимо уравнение Бернулли, пользуясь которым, можно определить расход жидкости Q и среднюю скорость v_C в сечении $C - C$. Соединим уравнением Бернулли два сечения: 1 - 1 и 2 - 2, из них первое намечаем на уровне жидкости в сосуде и второе - по линии $C - C$. Плоскость сравнения $O - O$ проведем на уровне центра тяжести площади ω_C .

Уравнение Бернулли имеет вид:

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

Значение отдельных слагаемых уравнения:

$$z_1 = H; \quad \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_O}{\rho g}; \quad \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \approx 0$$

$$z_2 = 0; \quad \frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{\text{АТМ}}}{\rho g}; \quad \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \approx \frac{v_C^2}{2g}$$

Скоростью движения жидкости в сосуде можно пренебречь, величина потерь напора от сечения 1 - 1 до сечения 2 - 2 может быть представлена в виде:

$$h_{\text{пот}} = \zeta \frac{v_C^2}{2g} .$$

Потери напора в данном случае сосредоточены, в основном, в районе малого отверстия, где скорости движения уже достаточно велики. Произведя подстановки, уравнение (2) преобразуется к виду:

$$H + \frac{p_O}{\rho g} = \frac{p_{\text{АТМ}}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_C^2}{2g} .$$

Обозначим

$$H + \left(\frac{p_O}{\rho g} - \frac{p_{\text{АТМ}}}{\rho g} \right) = H_{\text{ПР}} ,$$

где $H_{\text{ПР}}$ - приведенный напор

Тогда, вместо уравнения (2) имеем:

$$H_{\text{ПР}} = (1 + \zeta) \frac{v_C^2}{2g} .$$

Откуда,

$$v_C = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}} \cdot \sqrt{2gH_{\text{ПР}}} .$$

Или

$$v_C = \varphi \sqrt{2gH_{\text{ПР}}} .$$

При $p_O = p_{\text{АТМ}}$ $H_{\text{ПР}} = H$

$$v_C = \varphi \sqrt{2gH} , \quad (3)$$

где φ - коэффициент скорости, учитывающий в формуле (3) потери напора, для идеальной жидкости $h_{\text{пот}} = 0$ и (3) имеет вид:

$$v_C = \sqrt{2gH} .$$

Это формула Торричелли, названная так в честь ученого Торричелли, впервые (1643 г.) установившего экспериментальным путем зависимость (3), правда, без учета потерь напора.

Зная скорость в сжатом сечении, по уравнению неразрывности (сплошности) для случая $p_O = p_{\text{АТМ}}$, можно определить расход жидкости в том же сечении.

Очевидно,

$$Q = \omega_C \cdot v_C = \omega_C \cdot \varphi \sqrt{2gH} = \omega \frac{\omega_C}{\omega} \cdot \varphi \sqrt{2gH} .$$

Подставляя сюда ε по (1), получим:

$$Q = \mu_O \cdot \omega \sqrt{2gH} , \quad (4)$$

где μ_O - коэффициент расхода отверстия:

$$\mu_O = \varepsilon \cdot \varphi . \quad (5)$$

Этот коэффициент учитывает потери напора и степень сжатия струи, истекающей из отверстия. Степень сжатия струи, в свою очередь, зависит от расположения отверстия относительно боковых стенок и дна сосуда. В зависимости от удаления отверстия от боковых стенок и дна сосуда различают совершенное, несовершенное, а также неполное сжатия струи.

Совершенное сжатие возникает, когда боковые стенки и дно сосуда практически не влияют на истечение. Условием совершенного сжатия является удаленность всех кромок отверстия на расстояние $L > 3d$ от стенок и дна сосуда, тогда последние не влияют на форму струи и характер истечения. Степень сжатия в этом случае будет наибольшей. В случае совершенного сжатия средние численные значения коэффициентов, относящихся к круглым и квадратным отверстиям (экспериментальные данные), для квадратичной области сопротивления, составляют:

$$\varepsilon = 0,63 \dots 0,64; \quad \zeta = 0,06; \quad \varphi = 0,97; \quad \mu_O = 0,62$$

При не соблюдении условия $L > 3d$, т.е. когда отверстие расположено сравнительно близко к боковой стенке или дну сосуда, сжатие струи получается *несовершенным*.

В этом случае величина коэффициента сжатия зависит от расположения отверстия относительно дна сосуда или его стенок. Чем ближе отверстие расположено к дну или стенкам, тем меньше сжатие струи и, следовательно, тем больше величина ε .

Траектория струи (рис. 1) - ось струи жидкости, свободно падающей после истечения из отверстия. Уравнение траектории жидкости может быть найдено путем следующих рассуждений. В центре O сжатого сечения расположить начало координат осей x и y . Сопротивление воздуха не учитывается. Материальная частица жидкости, находящаяся в точке A , имеет скорость v_C . Приложив к этой материальной частице уравнение движения, известное из теоретической механики:

$$x = v_C \cdot t; \quad y = \frac{g \cdot t^2}{2},$$

где t - время; x и y - текущие координаты струи, получим (после совместного решения уравнений движения) уравнение траектории материальной частицы, движущейся со скоростью v_C :

$$y = \frac{g \cdot x^2}{2v_C^2}. \quad (6)$$

Решая совместно (3) и (6), определяют, что:

$$\varphi = \frac{x}{\sqrt{H \cdot y}}. \quad (7)$$

Пользуясь (7), можно вычислить величину коэффициента скорости, если предварительно, опытным путем, определить координаты какой-либо точки траектории струи.

Насадки - это короткие патрубки различных форм, герметично присоединенные к кромкам отверстия, сделанного в тонкой стенке. При гидравлическом расчете такой весьма короткой трубы можно пренебречь потерями напора по длине, а учитывать только местные потери напора.

Насадки, как правило, приводят к увеличению расхода по сравнению с истечением через отверстие. Кроме того, насадки служат для придания струе нужной формы.

В инженерной практике используют разнообразные насадки. Например, конические сходящиеся насадки применяют в том случае, когда нужно получить компактную струю, обладающую кинетической энергией и бьющую на большое расстояние. Такие насадки используют в пожарных брандспойтах, в гидромониторах для размыва грунта, в соплах активных гидравлических турбин.

Конические расходящиеся насадки приводят к торможению и распылению струи, они используются для замедления течения жидкости в

отсасывающих трубах гидравлических турбин, при вводе жидкости из трубопровода в резервуар для предупреждения удара струи о стенку, для распыла топлива в двигателях внутреннего сгорания и т.д.

При течении жидкости через насадки любой формы, кроме конoidalного, внутри него вблизи входа образуется сжатое сечение струи, затем струя расширяется, заполняет насадок целиком и на выходе либо не сжимается (например, для насадки Вентури), либо сжимается очень слабо. При истечении в атмосферу, в сжатом сечении образуется вакуум. Наличие его и объясняется увеличением расхода при истечении через насадок по сравнению с истечением из отверстия.

Для того чтобы рассматриваемая, весьма короткая цилиндрическая труба “работала”, как насадок (без отрыва транзитной струи от боковых стенок и в условиях, когда потери напора по длине получаются пренебрежительно малыми) требуется соблюдение следующих условий:

-длина насадки должна быть ограничена следующими пределами:

$$(3,5 - 4,0)d \leq L_H \leq (6,0 - 7,0),$$

где d - диаметр отверстия насадки.

При $L < (3,5 - 0,4)d$ длина насадка может оказаться недостаточной для расширения транзитной струи после сжатия на выходе, т.е. возможен “проскок” струи через насадок (отрыв потока от боковых стенок трубы), а при $L > (6,0 - 7,0)d$ потери напора по длине соизмеримы с местными потерями, т.е. имеет место случай “короткого” трубопровода, когда необходимо учитывать, как местные потери, так и потери напора по длине. Именно при таких соотношениях размеров наблюдается максимальная величина вакуума при истечении в атмосферу в тонкой стенке. Благодаря вакууму насадок дополнительно подсасывает жидкость, что и приводит к увеличению его производительности, несмотря на увеличение потерь напора.

Основные расчетные зависимости для насадков остаются те же, что и для случая истечения жидкости из отверстия:

$$v = \varphi_H \sqrt{2gH} \quad , \quad (8)$$

где v - средняя скорость в выходном сечении насадка;
 φ_H - коэффициент скорости для насадка.

$$\varphi_H = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta_H}} \quad , \quad (9)$$

где ζ_H - полный коэффициент сопротивления насадка, учитывающий все потери напора внутри насадка.

Например, для насадка Вентури коэффициент потерь складывается из коэффициента при выходе в насадок (до сжатого сечения струи), при расширении струи и по всей длине насадка, т.е.

$$\zeta_H = \zeta_{ВХ} + \zeta_{РАСШ} + \lambda \frac{L_H}{d} . \quad (10)$$

Далее,

$$Q = \omega \cdot v = \mu_H \cdot \omega \sqrt{2gH} , \quad (11)$$

где μ_H - коэффициент расхода насадка, равный φ_H (так как коэффициент сжатия для выходного отверстия насадка приблизительно равен единице).

Так как потери в насадке, как правило, больше, чем при истечении через отверстие, коэффициент скорости для насадка меньше, чем для отверстия. Следовательно, при одинаковом напоре истечение из насадка происходит с меньшей скоростью, чем из отверстия (исключение составляет коноидальный насадок, где нет потерь на внезапное сужение).

2. Конструкция лабораторной установки

Схема лабораторной установки приведена на рис. 2.

Установка состоит из бака 1, выполненного в виде основания, напорного резервуара 2 с резьбовым отверстием в стенке, куда ввинчивается три сменных насадка 3, кронштейна 4 с измерительными иглами 6 и мерного бачка 5 с кранами 7.

На крышке бака смонтирован и погружен в воду электронасос, подающий воду в напорный резервуар через кран 8. Постоянство напора может быть обеспечено регулировкой краном 8 подачи жидкости в бак, равной истечению из насадка (отверстия).

3. Порядок работы

3.1. Установить исследуемый насадок 3 в резьбовом отверстии напорного резервуара.

3.2. Перед пуском насоса кран 8 должен быть закрыт, краны 7 открыты.

3.3. Тумблером 9 включить насос, при этом загорится сигнальная лампочка 10.

3.4. Плавно открывая кран 8, задать необходимый расход жидкости (воды). При подъеме уровня воды в напорном резервуаре до отверстия истечения, вода начинает вытекать из насадка.

3.5. При достижении заданного постоянного уровня (напора) H воды в напорном резервуаре произвести необходимые измерения.

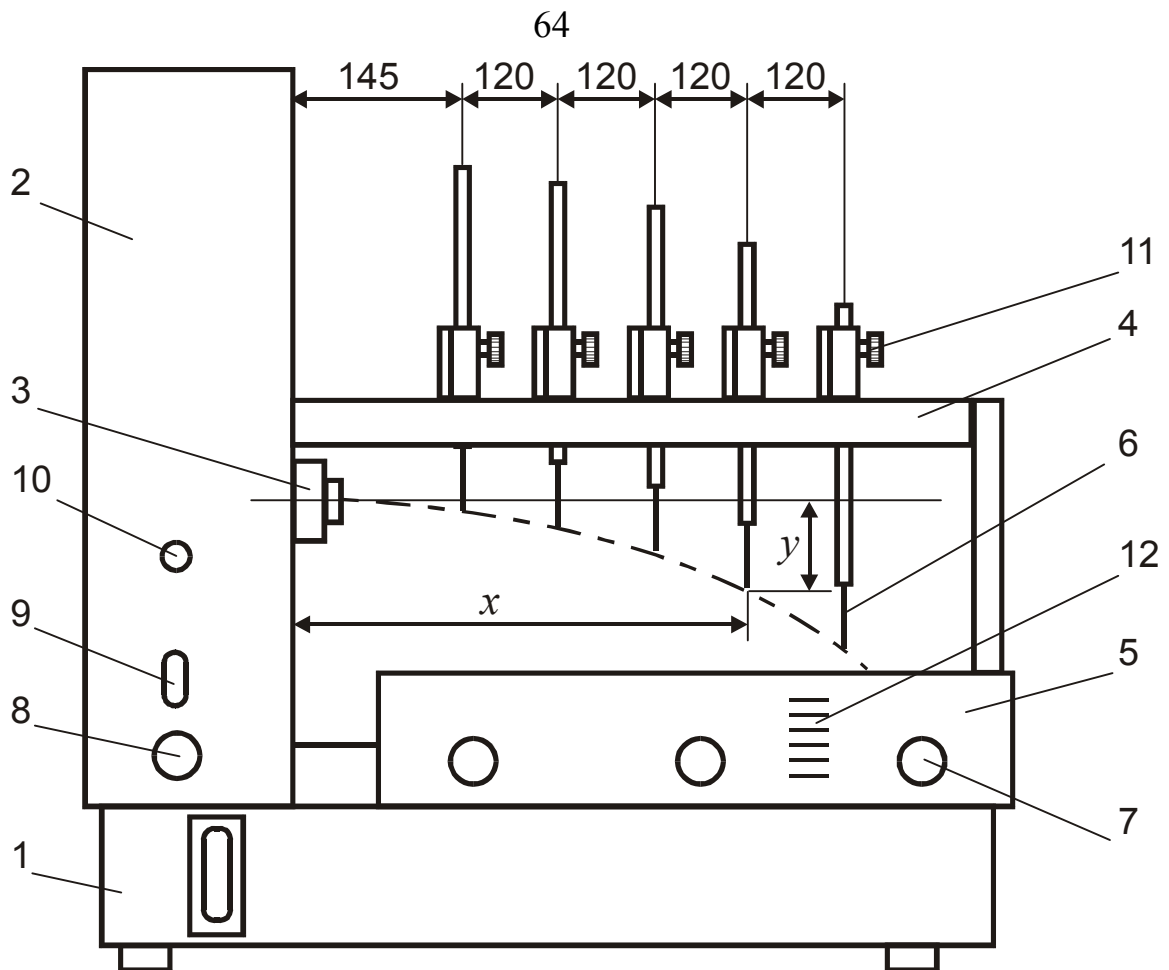


Рис. 2. Схема лабораторной установки

3.6. При исследовании истечения через отверстие траектория струи (координаты x, y) отмечаются иглами 6, которые подводятся маховичком 11.

3.7. По формуле (7) вычисляют величину коэффициента скорости при истечении жидкости через отверстие.

3.8. Закрывают краны 7.

3.9. По мерной шкале 12 отмечают начальный уровень воды в мерном бачке 5, одновременно с этим включают секундомер. Произведя отбор воды в количестве $W=2 \dots 4$ л (1 л большого мерного бачка 5 соответствует 20 мм мерной шкалы), отключают секундомер и определяют время отбора воды τ .

3.10. Определяют действительный расход:

$$Q_D = \frac{W}{\tau}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.11. Рассчитывают теоретический расход Q_T по (4), полагая для идеальной жидкости $\mu = 1$.

3.12. Определяют коэффициент расхода:

$$\mu_0 = \frac{Q_D}{Q_T} .$$

3.13. Рассчитывается действительная скорость истечения:

$$v_D = \frac{Q_D}{\omega}, \text{ м/с} .$$

3.14. Рассчитывается коэффициент скорости:

$$\varphi = \frac{v_D}{v_T} ,$$

где $v_T = \sqrt{2gH}$ - теоретическая скорость истечения

3.15. При исследовании истечения через насадки исключаются пункты 3.7 и 3.6.

3.16. Результаты экспериментальных исследований занести в таблицы 1 и 2.

Таблица 1

| Отверстие в тонкой стенке | | | | |
|---------------------------|------------------|------|----------------------|----------------|
| Напор H , м | Координаты струи | | Коэффициент скорости | |
| | х, м | у, м | φ | $\varphi_{ср}$ |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

Таблица 2

| | Измеряемая величина | | Отверстие в тонкой стенке | Цилиндрический насадок | Конический насадок |
|----|--|-----------------------|---------------------------|------------------------|--------------------|
| 1. | Объем воды, W | м^3 | | | |
| 2. | Время отбора, τ | с | | | |
| 3. | Диаметр отверстия, d | м | | | |
| 4. | Напор, H | м | | | |
| 5. | Расход теоретический, Q_T | $\text{м}^3/\text{с}$ | | | |
| 6. | Расход действительный, Q_D | $\text{м}^3/\text{с}$ | | | |
| 7. | Скорость истечения действительная, v_D | м/с | | | |
| 8. | Скорость истечения теоретическая, v_T | м/с | | | |
| 9. | Коэффициент скорости, φ | | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторной работы.
2. Совершенное и несовершенное сжатие струи. Коэффициент сжатия
3. Формула Торричелли.
4. Малое отверстие, тонкая стенка.
5. Коэффициенты сжатия, скорости и расхода отверстия
6. Насадки: определение, классификация, назначение.
7. Определение действительного расхода жидкости через отверстие и насадки.

Лабораторная работа № 10

ИСТЕЧЕНИЕ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ
ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ

Цель работы: определить опытным путем время частичного опорожнения бака через отверстие и насадки и сравнить его с теоретическим временем истечения, определяемым по аналитической формуле.

1. Общие сведения

В инженерной практике часто приходится решать задачу на истечение жидкости при переменном напоре - случай понижения уровня воды в открытом сосуде при истечении в атмосферу и при отсутствии притока в сосуд извне. Истечение жидкости при переменном напоре относится к области неустановившегося движения, когда характеристики потока - скорость, расход, давление - изменяются во времени.

При истечении жидкости из резервуара с площадью свободной поверхности жидкости S (при $S = \text{const}$ - это площадь сечения резервуара, параллельного свободной поверхности) через отверстие площадью $S_{\text{ОТВ}}$ за время $d\tau$, ввиду малости которого движение можно условно считать установившимся, а расход постоянным, вытечет объем жидкости (произведение расхода на время):

$$dV = Q \cdot d\tau = \mu \cdot S_{\text{ОТВ}} \sqrt{2g \cdot z} \cdot d\tau, \quad (1)$$

где z - напор над центром отверстия;

μ - коэффициент расхода жидкости через отверстие.

Однако, в действительности уровень жидкости в сосуде опустится на величину dz (см. рис. 1), чему соответствует объем $dW = S \cdot dz$. Вследствие неразрывности потока $dV = dW$. Следовательно:

$$-S \cdot dz = \mu \cdot S_{\text{ОТВ}} \sqrt{2g \cdot z} \cdot d\tau \quad (2)$$

(знак минус здесь взят потому, что напор z уменьшается).

Интегрируя это уравнение в пределах от H_1 до H_2 , и, полагая, что μ и $S = \text{const}$, получим:

$$\tau = \frac{2S}{\mu \cdot S_{\text{ОТВ}} \cdot \sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \quad (3)$$

Это уравнение позволяет вычислить время понижения уровня воды в резервуаре от сечения 1 - 1 до сечения 2 - 2.

Для определения времени полного опорожнения резервуара следует в формуле (3) положить $H_2 = 0$:

$$\tau = \frac{2SH_1}{\mu \cdot S_{\text{ОТВ}} \sqrt{2gH_1}}. \quad (3a)$$

Числитель этой формулы равен удвоенному объему сосуда, а знаменатель представляет собой расход в начальный момент опорожнения, т.е. при напоре H_1 . Следовательно, время полного опорожнения сосуда в 2 раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

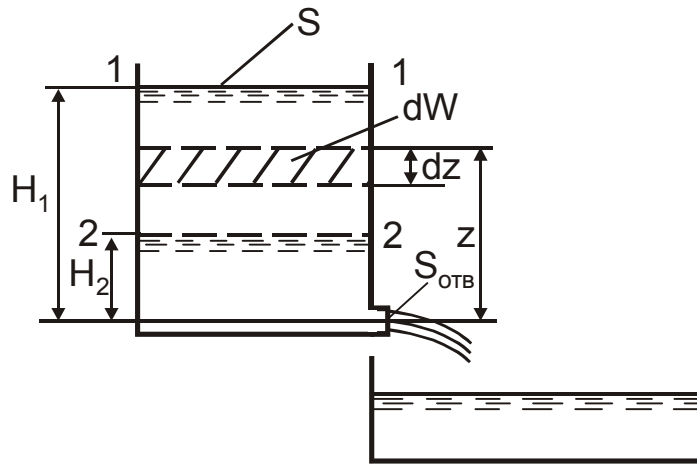


Рис.1. Истечение жидкости при переменном напоре

2. Описание опытной установки

Работа проводится на установке, которая используется при изучении истечения жидкости через малые отверстия и насадки при постоянном напоре (описание этой установки см. в предыдущей лабораторной работе №9).

3. Порядок выполнения работы

3.1. Произвести необходимые подготовительные операции в соответствии с п.п. 3.1. - 3.3. указаний к лабораторной работе №9.

3.2. Уравняв подачу насоса и расход истечения жидкости через отверстие (насадок), установить уровень жидкости в напорном резервуаре 2 бака 1 не менее 0,5 м.

3.3. Одновременно произвести следующие операции: отключить подачу насоса закрытием крана 8, измерить начальный уровень жидкости H_1 в напорном резервуаре 2, включить секундомер.

3.4. При изменении (уменьшении) уровня жидкости в напорном резервуаре 2 до значения H_2 , отключить секундомер, отметив опытное время истечения $\tau_{оп}$ жидкости из напорного резервуара при уменьшении уровня жидкости (напора) от H_1 до H_2 .

3.5. Рассчитать по формуле (3) теоретическое время истечения $\tau_{теор}$ жидкости из напорного резервуара при уменьшении уровня жидкости (напора) от H_1 до H_2 . Размеры отверстия (насадка), напорного ре-

зернуара и значения коэффициентов расхода μ взять по результатам исследований, проведенных при выполнении лабораторной работы №8.

3.6. Результаты исследований свести в таблицу

Таблица

| Величина | Единицы измерения | Опыты | | |
|---|-------------------|-----------|------------------------|----------------------|
| | | отверстие | цилиндрический насадок | коноидальный насадок |
| Начальный напор H_1 | м | | | |
| Конечный напор H_2 | м | | | |
| Опытное время истечения, $\tau_{оп}$ | с | | | |
| Коэффициент расхода, μ | с | | | |
| Теоретическое время истечения, $\tau_{теор}$ | с | | | |
| Расхождение, $\Delta\tau$ | % | | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторного исследования.
2. Классификация отверстий и насадков.
3. В чем заключается задача расчета истечения жидкости через отверстия и насадки?
4. Основные характеристики истечения через отверстия и насадки, их физический смысл и взаимосвязь.
5. Понятие установившегося и неустойчившегося течения жидкости.
6. Оцените время полного опорожнения сосуда и время истечения того же объема жидкости при постоянном напоре (лабораторная работа №9). Сравните опытные данные с теоретическими.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: практическое ознакомление с насосной установкой, определение по экспериментальным данным характеристики центробежного насоса.

1. Общие положения

Наибольшее распространение для перемещения больших количеств разнообразных жидкостей получили центробежные насосы.

Основным элементом центробежного насоса (рис. 1) является рабочее колесо 1, состоящее из двух дисков, соединенных изогнутыми лопастями. Жидкость по подводу 2 поступает в центральную часть рабочего колеса, стремительно отбрасывается к периферии, попадает в улиткообразный спиральный канал, который кольцом охватывает рабочее колесо. Увеличивающееся к выходному патрубку - отводу 3 - поперечное сечение спирального канала приводит к плавному снижению большой скорости, полученной жидкостью на выходе из рабочего колеса, до нормальной скорости в отводе 3 и далее в нагнетательном трубопроводе.

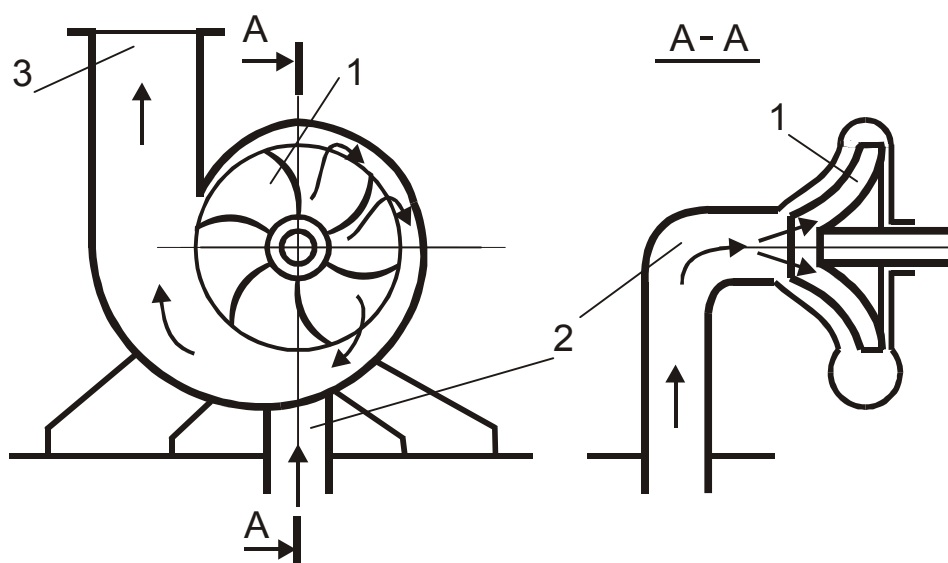


Рис. 1. Одноступенчатый центробежный насос

При этом часть кинетической энергии жидкости переходит в потенциальную, что сопровождается увеличением давления (напора) жидкости.

Внутри корпуса центробежного насоса может быть установлено одно или несколько рабочих колес. Соответственно, центробежные насосы делятся на одно - и многоступенчатые. В многоступенчатых насосах для повышения напора жидкость, выходящая из первого рабочего

колеса, поступает на второе рабочее колесо, затем на третье и т.д. Общий напор, создаваемый многоступенчатым насосом, приблизительно равен сумме напоров, приобретенных жидкостью в каждом рабочем колесе.

Особенностью эксплуатации центробежных насосов является то, что перед пуском их необходимо заливать перекачиваемой жидкостью.

Основными параметрами работы насосов являются: подача Q , напор H , мощность N , коэффициент полезного действия η и частота вращения n рабочего колеса.

Подачей насоса называется количество жидкости (объем), подаваемое насосом за единицу времени в напорный трубопровод.

Напором насоса называется механическая энергия, сообщаемая насосом единице веса (1 Н) жидкости. Поэтому напор имеет линейную размерность (м. ст. ж.): $\text{Дж/Н} = \text{Н м/Н} = \text{м}$.

Напор насоса равен разности полного гидродинамического напора (удельной энергии жидкости) за насосом H_H (в нагнетательном трубопроводе) и полного гидродинамического напора перед ним H_B (во всасывающем трубопроводе):

$$H = H_H - H_B = \left(z_H + \frac{p_H}{\rho g} + \frac{v_H^2}{2g} \right) - \left(z_B + \frac{p_B}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} \right), \quad (1)$$

$$H = \Delta z + \frac{p_H - p_B}{\rho g} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}$$

где $p_H; p_B$ - абсолютные давления в местах установки приборов, измеряющих давление (манометра, вакуумметра) на нагнетательном и всасывающем трубопроводах;

$v_H; v_B$ - средние (по сечению) скорости в нагнетательном и всасывающем трубопроводах;

$\Delta z = z_H - z_B$ - вертикальное расстояние между точками установки приборов, измеряющих давление;

ρ - плотность перемещаемой жидкости;

g - ускорение силы тяжести.

Ввиду того, что вертикальное расстояние между точками установки приборов, измеряющих давление, бывает обычно небольшое, а скоростные напоры обычно на выходе и входе в насос или одинаковы, или весьма близки, то напор насоса можно определить по упрощенной формуле:

$$H = \frac{p_H - p_B}{\rho g}. \quad (2)$$

Насос передает жидкости не всю механическую энергию, которая подводится к насосу. **Полезная мощность** N_{Π} затрачивается на сообщение жидкости энергии. Отношение полезной мощности N_{Π} к потреб-

ляемой мощности на валу насоса N_e называется **коэффициентом полезного действия насоса** (к.п.д.) η_H :

$$\eta_H = \frac{N_{\Pi}}{N_e} \cdot (100\%) . \quad (3)$$

Коэффициент полезного действия насоса характеризует совершенство конструкции насоса и экономичность его эксплуатации:

$$\eta_H = \eta_{\text{ОБ}} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{МЕХ}} . \quad (4)$$

Объемный к.п.д. $\eta_{\text{ОБ}}$ учитывает потери объема жидкости (утечки жидкости через уплотнения, уменьшения подачи из-за кавитации и проникновения воздуха в насос). Гидравлическим к.п.д. η_{Γ} учитывается уменьшение напора насоса, вызываемое гидравлическими сопротивлениями в самом насосе. Механическим к.п.д. $\eta_{\text{МЕХ}}$ учитывается трение между элементами машины (в подшипниках, муфте, сальниках и т.п.).

Мощность, потребляемая двигателем W , больше мощности на валу насоса вследствие механических потерь в передаче от двигателя к насосу и в самом двигателе, что учитывается к.п.д. передачи $\eta_{\text{ПЕР}}$ и к.п.д. двигателя $\eta_{\text{ДВ}}$:

$$W = \frac{N_e}{\eta_{\text{ПЕР}} \cdot \eta_{\text{ДВ}}} = \frac{N_{\Pi}}{\eta_H \cdot \eta_{\text{ПЕР}} \cdot \eta_{\text{ДВ}}} .$$

Произведение $\eta_{\text{ДВ}} \cdot \eta_{\text{ПЕР}} \cdot \eta_{\text{ДВ}}$ называют **полным к.п.д. насосной установки** η . Таким образом

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{W} .$$

Величины, характеризующие работу центробежного насоса при данной (постоянной) частоте вращения рабочего колеса, обычно представляют в виде графических зависимостей напора H , мощности N и к.п.д. η от подачи Q (рис. 2). Эти графики называются рабочими характеристиками насоса.

Как видно из рис. 2, с увеличением подачи, мощность, потребляемая насосом, непрерывно растет. При закрытой задвижке (вентиле) на нагревательном трубопроводе ($Q=0$) насос потребляет минимальную мощность - на преодоление трения в подшипниках, сальнике и на перемещение жидкости рабочим колесом в корпусе насоса. Поэтому, чтобы не перегружать двигатель, необходимо пускать центробежный насос при закрытой задвижке.

Рабочие характеристики обычно определяют в ходе заводских или лабораторных испытаний, проводимых на специальном стенде.

2. Описание лабораторной установки

Центробежный насос 1 (рис.3) установлен на одном валу с электродвигателем постоянного тока 2, что позволяет проводить испытания

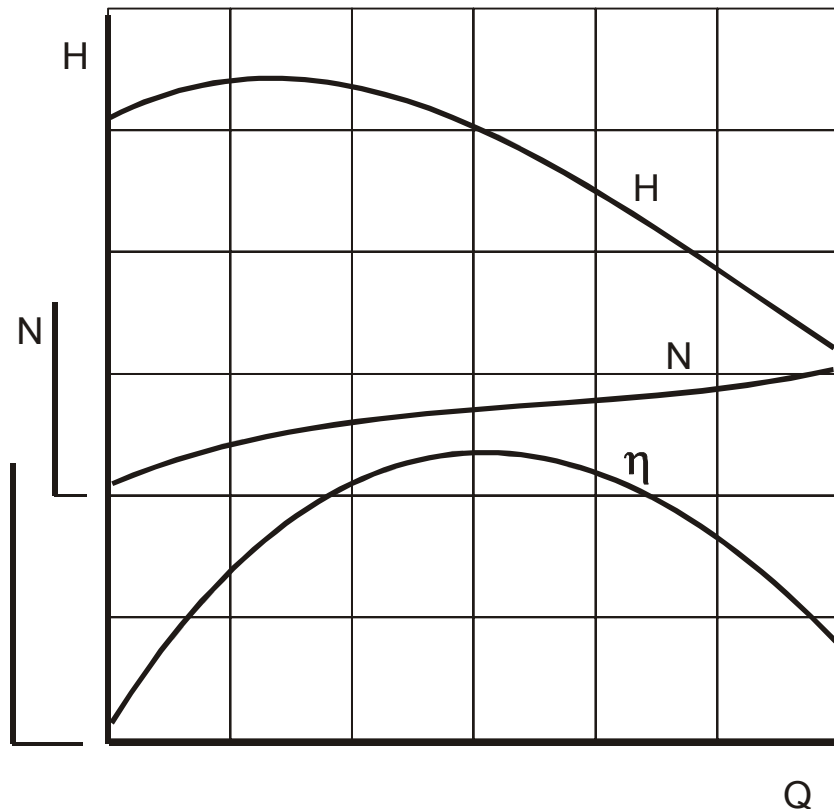


Рис. 2. Характеристика центробежного насоса

насоса при разных частотах вращения, изменение которых легко осуществляется с помощью лабораторного автотрансформатора 3. Частоту вращения измеряют тахометром 5. Мощность, потребляемую насосом, измеряют по показателям ваттметра 4.

Вода засасывается насосом из расходного бака 6, установленного выше насоса. Таким образом, при наличии жидкости в баке, насос всегда находится под заливом. На всасывающем трубопроводе установлены вентиль 7 и мановакуумметр 8. На нагнетательном трубопроводе установлены вентиль 9, манометр 10 и расходомер (счетчик воды) 11.

3. Методика проведения работы

3.1. Наполнить расходный бак 6 водой из водопроводной сети.

3.2. При полностью закрытом кране 9 включить насос, установить по тахометру заданную преподавателем частоту вращения рабочего колеса насоса с помощью автотрансформатора 3.

3.3. По показаниям мановакуумметра 8 замерить давление во всасывающем трубопроводе p_B , а с помощью манометра 10 замерить давление в нагнетательном трубопроводе p_H и по показаниям ваттметра 4 определить потребляемую мощность насосной установки W .

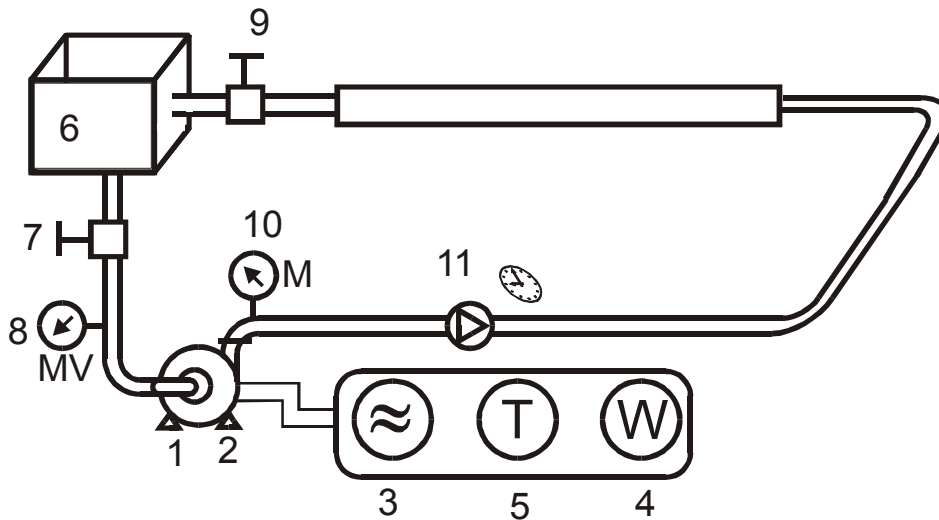


Рис. 3. Установка для испытания центробежного насоса

3.4. Приоткрыть частично кран 9 и включить секундомер (при одновременном фиксировании положения стрелки на счетчике воды 11). После прохождения через счетчик воды в количестве V (не менее 5 л) отмерить время τ . Замерить p_H , p_B и W , контролируя постоянство частоты вращения рабочего колеса. Рассчитать подачу насоса $Q = \frac{V}{\tau}$.

3.5. Повторить замеры по п.3.4 при дальнейшем частичном открытии крана до его полного открытия (6 - 7 замеров).

3.6. Данные замеров занести в отчетную таблицу.

3.7. Рассчитать полный напор насоса по формуле (2), мощность потока воды или полезную мощность $N_{\Pi} = \rho g H Q$ и к.п.д. насосной установки:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{W} \cdot 100, \%$$

Расчетные данные также занести в таблицу.

Частота вращения рабочего колеса = об/мин)

| № | Продолжительность замера $\tau, \text{с}$ | Объем воды $V, \text{м}^3$ | Давление $p_B, \text{Па}$ | Давление $p_H, \text{Па}$ | Мощность насосной установки $W, \text{Вт}$ | Подача насоса $Q, \text{м}^3/\text{с}$ | Полный напор $H, \text{м.вод.ст.}$ | Мощность потока $N_{\Gamma}, \text{Вт}$ | к.п.д. $\eta, \%$ |
|---|--|-------------------------------|------------------------------|------------------------------|---|---|---------------------------------------|--|----------------------|
| | | | | | | | | | |

3.6. Построить на миллиметровке графические зависимости $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторной работы.
2. Устройство и принцип работы центробежного насоса.
3. Основные параметры работы насоса.
4. Коэффициент полезного действия насоса и насосной установки.
5. Особенности пуска в работу центробежного насоса.
6. Методика проведения лабораторной работы.
7. Рабочая характеристика центробежного насоса.

Лабораторная работа № 12

ВЫБОР НАСОСА ПО КАТАЛОГУ - СПРАВОЧНИКУ

Цель работы: изучить методику выбора насосов по каталогам при проектировании насосных установок.

1. Общие сведения

Насосами называются гидравлические машины и аппараты, создающие поток жидкой среды. Насосы создают разность давлений жидкости непосредственно в самих насосах и трубопроводах и, таким образом, преобразуют энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости.

Насосы относятся к наиболее распространенным гидравлическим машинам, применяемым в технике. Они используются для перекачки самых различных жидкостей при самых различных условиях.

Большое разнообразие перемещаемых жидкостей и условий, в которых приходится работать насосам, вызвало появление огромного количества различных конструкций насоса.

По принципу действия все насосы можно разделить на динамические и объемные.

В *динамических* насосах жидкость перемещается при воздействии сил на незамкнутый объем жидкости, который непрерывно сообщается со входом в насос и выходом из него. К динамическим насосам относятся лопастные насосы (центробежные и осевые), в которых энергия сообщается жидкости при обтекании лопастей рабочего колеса (колес) насоса и насосы трения (струйные и эрлифты), в которых жидкость перемещается под воздействием сил трения.

В *объемных* насосах жидкость перемещается (точнее, вытесняется) при периодическом изменении замкнутого объема жидкости, который попеременно сообщается со входом в насос и выходом из него. Объемные насосы подразделяются на насосы с возвратно-поступательным движением рабочих органов (поршневые, плунжерные, монжусы) и вращательным (шестеренчатые, винтовые, шибберные или роторно-пластинчатые).

Предлагается и другой классификационный подход, согласно которому подавляющее большинство применяемых в технике насосов можно разделить на следующие три группы:

1) *Центробежные и осевые насосы*

Принцип их действия основан на динамическом взаимодействии перекачиваемой жидкости с вращающимся рабочим колесом насоса и использовании центробежной силы, возникающей в жидкости при ее вращении вместе с рабочим колесом. В центробежном насосе жидкость входит в рабочее колесо вдоль его оси, а затем движется, под действи-

ем центробежной силы, в радиальном направлении от центра рабочего колеса. В осевых насосах жидкость поступает к рабочему колесу и отводится от него в осевом направлении. Центробежные насосы относятся к лопастным насосам.

Основными достоинствами центробежных и осевых насосов являются: простота и компактность их конструкций, удобство и простота их непосредственного соединения с электродвигателем, равномерность подачи перекачиваемой жидкости, большая производительность и способность перекачивать загрязненные жидкости.

К их недостаткам можно отнести: сравнительно низкий к.п.д. (0,6-0,8), необходимость их заливки перекачиваемой жидкостью перед их пуском в работу, непригодность для перекачки жидкостей с абразивными взвесями, усложнение их конструкции при высоких напорах (многоколесность).

Ввиду простоты конструкций и надежности в работе центробежные насосы получили наибольшее распространение.

2) Поршневые насосы

Принцип действия их основан на вытеснении жидкости из цилиндра поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение. Поршневые насосы относятся к объемным насосам.

Основными преимуществами поршневых насосов являются: сравнительно более высокий к.п.д., они не требуют предварительной заливки перекачиваемой жидкости перед их запуском, могут перекачивать жидкости, содержащие абразивные взвеси, а также более вязкие, имеют сравнительно высокие характеристики по создаваемому напору.

Недостатками поршневых насосов являются: неравномерность подачи перекачиваемой жидкости (пульсирующая подача), имеют сравнительно сложную конструкцию (клапаны, поршневые кольца), имеют сложные соединения с электро- или паровым двигателем (кривошипно-шатунный механизм), сравнительно малая производительность.

Поршневые насосы целесообразно применять для перекачивания сравнительно небольших количеств жидкости под большим давлением, а также для перекачивания жидкостей с повышенной и сильно меняющейся вязкостью. Наибольшее распространение поршневые насосы имеют в системах гидравлических прессов и гидроприводов к различным станкам и машинам, а также в нефтяной промышленности для перекачивания взрывоопасных и вязких продуктов из нефти в исполнении с паровым приводом.

3) Роторные насосы

Принцип действия основан на перемещении и вытеснении жидкости от всасывающей полости к нагнетательной вытеснителями (зубьями, пластинами или другими элементами), вращающимися вместе с ротором насоса, они вначале перемещают жидкость от всасывающей полости к нагнетательной, а затем вытесняют ее в нагнетательный трубопро-

вод. Роторные насосы, как и поршневые, относятся к объемным насосам.

Основными преимуществами роторных насосов являются: простота и компактность их конструкций, более равномерная, по сравнению с поршневыми насосами, подача перекачиваемой жидкости, способность перекачивать жидкости с большей вязкостью и создавать высокий напор.

Недостатками этих насосов являются: непригодность для перекачивания маловязких жидкостей, сравнительно малая их производительность.

Роторные насосы применяют, главным образом, в циркуляционных смазочных системах и гидроприводах различных станков и машин, а также в технологических схемах для перекачки различных жидкостей, имеющих значительную вязкость.

Каждая из перечисленных групп имеют свою классификацию по ряду признаков, которые обычно приводятся в соответствующих каталогах.

Насос любой группы, как гидравлическая машина, характеризуется следующими основными параметрами: подачей (производительностью) Q , напором H , мощностью N , полным коэффициентом полезного действия (к.п.д.) η , высотой всасывания и числом оборотов n , которые указываются в каталогах. В большинстве каталогов приводятся рабочие характеристики насосов, т.е. графики зависимости напора, мощности, и к.п.д. насоса от его подачи и конструктивных отличий (диаметр рабочего колеса D_2 , частота его вращения n).

Более подробная информация о рабочих характеристиках насосов и методике их определения представлена в описании к предыдущей лабораторной работе № 11.

При выборе насоса необходимо учитывать характеристику сети, т.е. трубопровода и аппаратов, через которые жидкость перекачивается насосом.

Основные элементы насосной установки (рис.1): приемная емкость 1, напорная емкость 2, насос 3. Перекачивается жидкость из приемной емкости в напорную. Обозначим: p_1 - давление в приемной емкости; p_2 - давление в напорной емкости. Трубопровод на участке от приемной емкости до насоса называется всасывающим трубопроводом (патрубком). От насоса до напорной емкости трубопровод называется напорным или нагнетательным. Высота всасывания H_{BC} - расстояние от уровня жидкости в приемной емкости до оси насоса. Высота нагнетания H_H - расстояние от оси насоса до уровня жидкости в напорной емкости. Геометрическая высота подъема жидкости H_r ($H_r = H_{BC} + H_H$) - расстояние по вертикали между уровнями жидкости в приемной и напорной емкостях. Как правило, насосная установка оснащается вакуумметром (на всасывающем

трубопроводе) и манометром (на нагнетательном трубопроводе). На погруженном конце всасывающего патрубка устанавливают фильтр (фильтр-клапан), а на нагнетательном трубопроводе в непосредственной близости от насоса устанавливают кран (вентиль, задвижка).

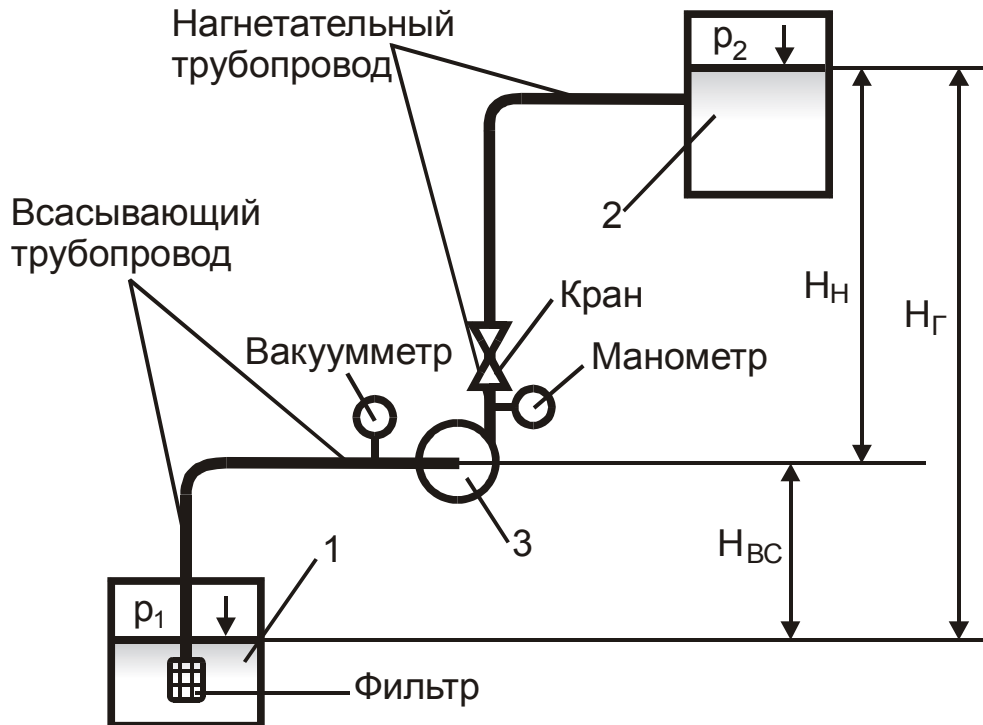


Рис.1 Схема насосной установки

Для того чтобы перемещать жидкость по трубопроводам насосной установки (рис. 1) из приемного резервуара 1 в напорный бак 2, необходимо затрачивать энергию на подъем жидкости на высоту $H_{Г}$, на преодоление разности давлений $p_2 - p_1$ в резервуарах и на преодоление суммарных гидравлических потерь $\Sigma h_{ПOT}$ всасывающего и напорного трубопроводов. Таким образом, энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости из приемного резервуара в напорный по трубопроводам установки или потребный напор установки, определится:

$$H_{ПOTP} = H_{Г} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \Sigma h_{ПOT} , \quad (1)$$

где $H_{Г} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = H_{CT}$ - статический напор установки.

Как известно, $\Sigma h_{ПOT} = h_{дл} + \Sigma h_{M.C.}$, т.е. суммарные потери напора складываются из:

- потерь напора на трение по длине трубопровода $h_{дл} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$;

- потеря напора на местных сопротивлениях $h_{\text{м.с.}} = \Sigma \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$,

где l - длина трубопровода;

d - диаметр трубопровода;

λ - коэффициент гидравлического трения;

ζ - коэффициент местного сопротивления;

v - средняя скорость течения жидкости.

Более подробно о потерях напора по длине и на местных сопротивлениях можно узнать из методических указаний к лабораторным работам № 6, 7.

Итак, необходимый (или потребный) напор:

$$H_{\text{ПОТР}} = H_{\text{СТ}} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g} = H_{\text{СТ}} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2}{2g}.$$

Выражая среднюю скорость v через расход жидкости Q из уравнения неразрывности: $v = \frac{Q}{S}$, где S – площадь живого сечения потока. В

случае напорного движения жидкости в трубе круглого сечения

$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ и $v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$. В этом случае

$$H_{\text{ПОТР}} = H_{\text{СТ}} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 d^4 2g} = H_{\text{СТ}} + k \cdot Q^2, \quad (2)$$

где k – коэффициент пропорциональности сети, $k = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{16}{\pi^2 d^4 2g}$.

Полученное выражение (2) представляет собой уравнение характеристики сети.

Таким образом, полученная характеристика сети выражается уравнением параболы, вершина которой расположена по оси ординат на высоте $H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = H_{\text{СТ}}$ от начала координат.

Совмещая на одном графике (рис.2) характеристику сети и рабочую характеристику насоса, определяют рабочую точку на их пересечении. Эта точка определяет условия совместной работы системы “насос - трубопровод”, когда $H = H_{\text{ПОТР}}$. Она показывает, что все гидравлические сопротивления трубопровода преодолеваются напором, создаваемым насосом. Положение рабочей точки дает возможность судить о степени использования возможностей насоса в данных условиях. Если, например, рабочая точка, занимает положение А (см. рис. 2), то насос работает с к.п.д. значительно меньшим максимального значения,

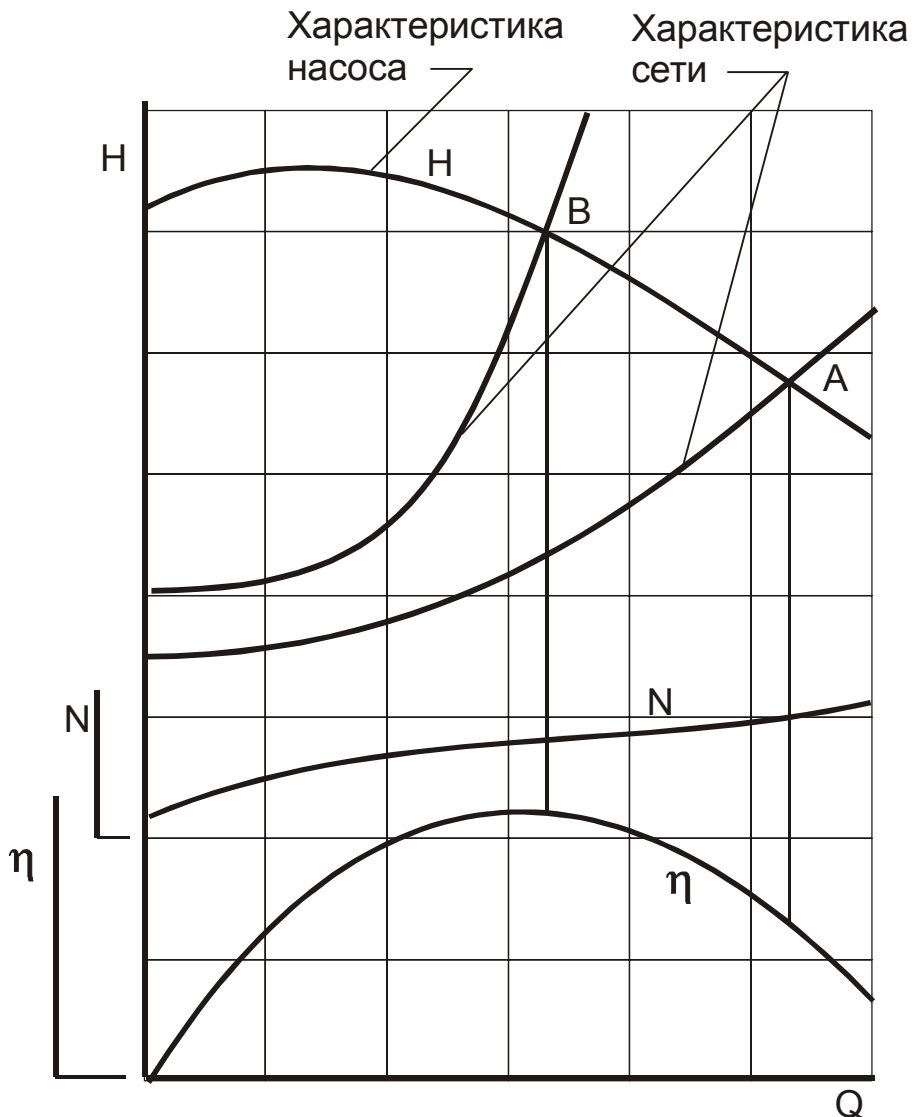


Рис.2. Совмещенные характеристики центробежного насоса и сети.
Рабочая точка.

с каким он мог бы работать на другую сеть, с другой характеристикой, при которой рабочая точка занимала бы положение В.

2. Выбор насоса по каталогу

При выборе насоса по каталогу, прежде всего, необходимо ознакомиться с общими сведениями о представленных в каталоге насосах. Предварительный выбор центробежного насоса целесообразно производить по сводным графикам основных параметров работы насоса – так называемым, полям Q-H, приводимым на первых страницах каталога.

Главными требованиями при выборе насоса являются:

- обеспечение насосом заданной производительности при необходимом напоре;

- максимально экономическая работа насоса при заданной производительности и необходимом напоре в зоне его максимального к.п.д.;
- надежная и длительная работа насоса в данных конкретных условиях на данной среде.

Для любого заданного графика расходов наиболее простым вариантом насосного узла будет вариант с одним рабочим и одним резервным насосами. При этом производительности обоих насосов должны быть одинаковыми. Иногда бывает экономически целесообразнее устанавливать на заданный расход два рабочих насоса и один резервный, той же производительности.

Расчеты по выбору насоса осуществляются в следующей последовательности:

1. Рассчитывают потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах и общий потребный напор $H_{\text{ПОТР}}$ насоса по формулам (1,2).
2. С учетом рассчитанного потребного напора и заданной производительности уточняют марку насоса, используя поля $H - Q$ насосов, приведенные в каталоге.
3. Переносят (копируют в масштабе) из каталога полную характеристику выбранного насоса.
4. Строят характеристику сети или кривую потребного напора трубопровода $H_{\text{ПОТР}} = f(Q)$ по формуле (2), задавая 6-8 значений расхода в пределах от 0 до 1,2 от заданной производительности Q с примерным шагом по $0,2Q$.
5. Совместив на одном графике характеристику выбранного насоса и рассчитанную по п.4 характеристику сети, определяют рабочую точку. Положение рабочей точки должно максимально соответствовать заданной производительности.

Если последнее условие не соблюдается, необходимо произвести регулирование работы насоса.

Регулирование работы центробежного насоса заключается в изменении Q и H насоса.

Способ 1 (рис.3) - регулирование при помощи задвижки (дросселирование). Изменяя степень открытия задвижки на напорном трубопроводе можно получить любую подачу в пределах от Q_A (при полностью открытой задвижке) до 0 (при закрытой). Увеличив степень закрытия задвижки (или, иными словами, увеличив значение коэффициента сопротивления задвижки), характеристика сети пойдет круче, т.к. увеличится значение коэффициента пропорциональности сети, и пересечет характеристику насоса в т.В, в которой подача насоса, будет Q_B ($Q_B < Q_A$). Напор расходуется на преодоление потерь давления в трубопроводе и потерь давления в задвижке. Т.е. сущность данного способа заключается

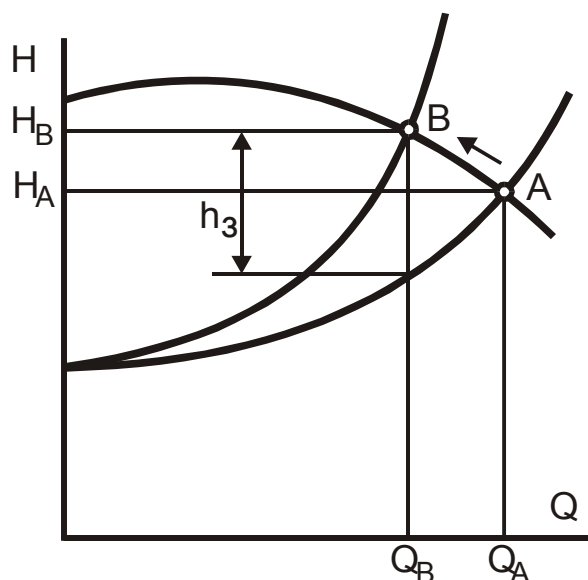


Рис.3. Регулирование с помощью задвижки

в изменении характеристики сети. Этот способ хотя и прост, но экономически не выгоден, т.к. ведет к значительному снижению к.п.д. из-за того, что часть напора затрачивается на потери напора h_3 в задвижке. Замерив на графике (рис.3) величину h_3 , можно определить на сколько должно измениться новое значение коэффициента сопротивления задвижки:

$$\zeta_{\text{изм}} = \frac{h_3 \cdot 2g}{v^2}.$$

Способ 2 (рис.4) - регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса. Сущность этого способа заключается в изменении характеристики насоса.

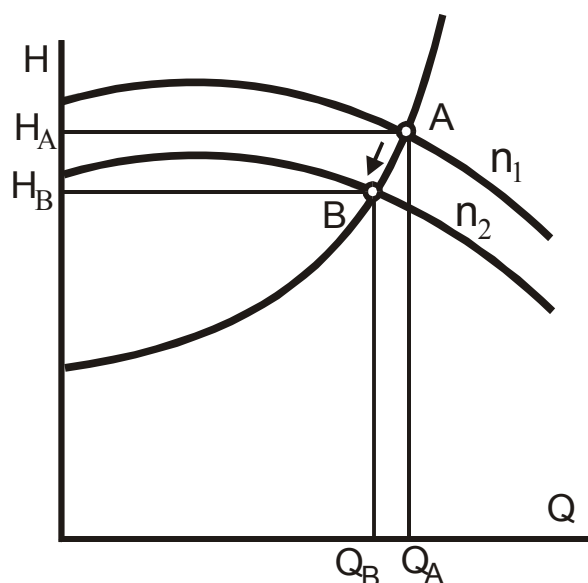


Рис.4. Регулирование подачи изменением частоты вращения

Уменьшение подачи от Q_A до Q_B достигается уменьшением частоты

ты вращения колеса от n_1 до n_2 . При этом характеристика сети пересечет характеристику насоса в точке В. Построение характеристики насоса при другом значении n (если известно начальное) осуществляется на основе законов пропорциональности динамических машин:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

Этот способ экономически более выгодный, т.к. ведет к незначительному снижению к.п.д., однако требует оснащения привода насоса двигателем с переменным числом оборотов или специальным устройством, позволяющим регулировать частоту вращения колеса.

Расширение области применения центробежного насоса.

В некоторых случаях экономически оправдано изменение рабочих параметров насоса путем обточки его рабочего колеса по наружному диаметру.

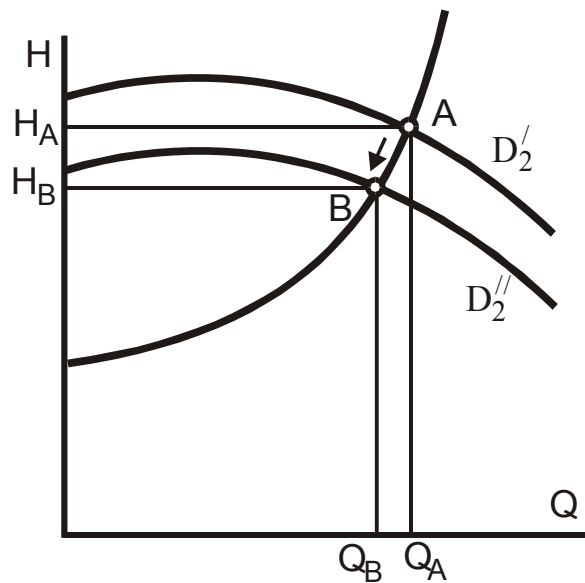


Рис.5 Регулирование обточкой рабочего колеса

Уменьшение производительности от Q_1 до Q_2 можно достичь обточкой диаметра. При этом $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_2'}{D_2''}$ (Рис. 5). Обточка приводит к снижению к.п.д., поэтому предельная величина лимитирована.

Для расширения диапазона работы насосной установки применяют параллельное и последовательное соединения насосов. Допустим два насоса имеют одинаковые рабочие характеристики (рис. 6).

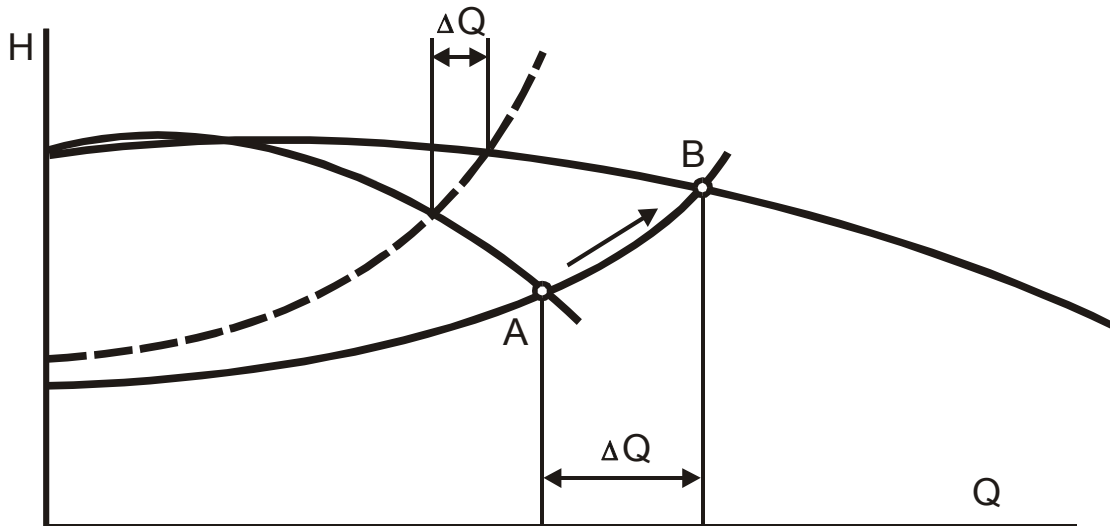


Рис.6. Параллельное соединение насосов

Суммарная характеристика получается сложением абсцисс характеристик насосов для данного напора. Из рисунка видно, что параллельное соединение насосов для сетей с крутыми характеристиками нецелесообразно (небольшое увеличение подачи).

Последовательное соединение насосов предпринимают для повышения напора. Суммарная характеристика получается путем сложения ординат при данной подаче (рис. 7).

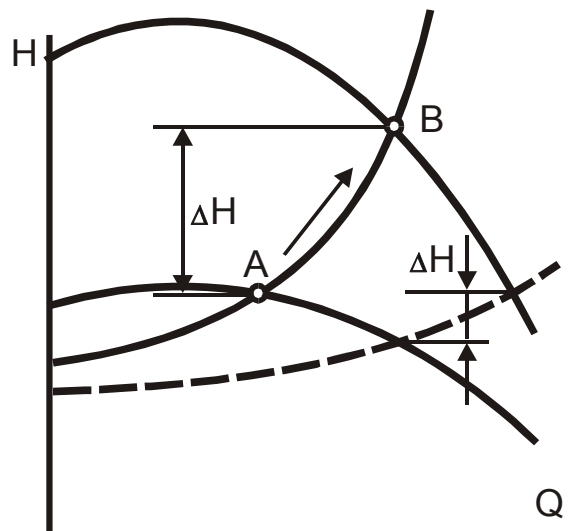


Рис.7. Последовательное соединение насосов

Для пологой характеристики сети последовательное соединение малоэффективно, при работе на сети с крутой характеристикой данное соединение дает значительное повышение напора.

Для закрепления полученных знаний и приобретения практического навыка при выборе насоса предлагается выполнить следующее задание.

Задание (см. рис.1). Жидкость Ж при температуре t в количестве Q транспортируется из аппарата 1, в котором поддерживается абсолютное давление p_1 , в аппарат 2 с давлением p_2 . Разность уровней (отметок) жидкости в аппаратах H_T . Перемещается жидкость по трубопроводу длиной L , внутренним диаметром d и абсолютной шероховатостью стенок трубы Δ . На трубопроводе установлены всасывающая сетка с обратным клапаном (ξ_1), вентиль нормальный (ξ_2), кран пробковый (ξ_3), задвижка (ξ_4). Трубопровод на своем протяжении имеет n_1 плавных поворотов ($\xi=0,5$) и резких поворотов в количестве n_2 ($\xi=1,1$). Определить потери напора по длине трубопровода и на местных сопротивлениях (учесть потери напора при выходе жидкости из трубы в аппарат 2, $\xi=1,0$). Рассчитать потребный напор и построить в масштабе характеристику сети. Выбрать по каталогу насос. Произвести регулирование работы насоса.

Исходные данные для выполнения задания приведены на стр.87 в таблице 1.

На стр. 88 приведена таблица 2 с указанием основных физических свойств жидкостей.

Исходные данные для выполнения задания

| | Ж | t, °C | Q, л/с | ρ_1 МПа | ρ_2 МПа | H _г , м | L, м | d, мм | Δ , мм | ξ_1 | ξ_2 | ξ_3 | ξ_4 | n ₁ | n ₂ |
|----|---------|-------|--------|--------------|--------------|--------------------|------|-------|---------------|---------|---------|---------|---------|----------------|----------------|
| 1 | вода | 20 | 1 | 0,025 | 0,03 | 6 | 100 | 30 | 0,1 | 5 | 2 | 8 | 15 | 3 | 1 |
| 2 | спирт40 | 40 | 5 | 0,04 | 0,06 | 11 | 120 | 75 | 0,1 | 5,5 | 1,8 | 7 | 0 | 4 | 1 |
| 3 | спирт40 | 20 | 3 | 0,06 | 0,09 | 10 | 140 | 80 | 0,2 | 6 | 1,6 | 6 | 12 | 3 | 2 |
| 4 | спирт40 | 30 | 5 | 0,08 | 0,14 | 9 | 160 | 60 | 0,2 | 6,5 | 1,4 | 5 | 10 | 2 | 2 |
| 5 | спирт40 | 30 | 12 | 0,1 | 0,15 | 8 | 180 | 90 | 0,3 | 7 | 1,2 | 4 | 9 | 4 | 3 |
| 6 | спирт40 | 20 | 20 | 0,12 | 0,14 | 7 | 120 | 105 | 0,3 | 7,5 | 1 | 6 | 3 | 5 | 2 |
| 7 | Вода | 30 | 12 | 0,07 | 0,21 | 19 | 190 | 65 | 0,25 | 8 | 1,3 | 18 | 17 | 7 | 1 |
| 8 | Вода | 30 | 25 | 0,16 | 0,24 | 11 | 180 | 115 | 0,25 | 8,5 | 1,6 | 10 | 21 | 3 | 2 |
| 9 | Вода | 20 | 30 | 0,18 | 0,27 | 13 | 170 | 105 | 0,2 | 9 | 1,9 | 12 | 15 | 2 | 3 |
| 10 | Вода | 20 | 10 | 0,2 | 0,3 | 12 | 80 | 125 | 0,15 | 6,5 | 2,2 | 4 | 2 | 4 | 4 |
| 11 | Вода | 30 | 30 | 0,22 | 0,33 | 17 | 150 | 145 | 0,1 | 10 | 2,5 | 16 | 0 | 6 | 3 |
| 12 | Вода | 30 | 40 | 0,24 | 0,3 | 19 | 130 | 130 | 0,05 | 10,5 | 2,8 | 19 | 3 | 2 | 3 |
| 13 | Вода | 30 | 80 | 0,26 | 0,27 | 21 | 80 | 155 | 0,07 | 15 | 3,1 | 6 | 5 | 3 | 2 |
| 14 | Спирт80 | 30 | 80 | 0,28 | 0,24 | 8 | 90 | 210 | 0,09 | 10 | 3,4 | 25 | 17 | 4 | 2 |
| 15 | Спирт80 | 30 | 10 | 0,34 | 0,21 | 1,5 | 70 | 65 | 0,11 | 9 | 3,7 | 20 | 9 | 5 | 3 |
| 16 | Спирт80 | 40 | 5 | 0,32 | 0,18 | 12 | 50 | 45 | 0,13 | 8 | 3,2 | 14 | 11 | 2 | 3 |
| 17 | Спирт80 | 20 | 11 | 0,24 | 0,15 | 9 | 60 | 75 | 0,15 | 7 | 2,7 | 20 | 13 | 1 | 1 |
| 18 | вода | 20 | 22 | 0,24 | 0,12 | 6 | 70 | 90 | 0,17 | 6 | 2,2 | 16 | 15 | 0 | 4 |
| 19 | Спирт40 | 40 | 13 | 0,14 | 0,09 | 3 | 80 | 75 | 0,19 | 5 | 1,7 | 12 | 7 | 3 | 2 |
| 20 | Спирт40 | 20 | 25 | 0,04 | 0,06 | 20 | 90 | 80 | 0,21 | 14 | 2 | 8 | 11 | 2 | 2 |
| 21 | вода | 80 | 10 | 0,02 | 0,03 | 12 | 100 | 70 | 0,1 | 5 | 2 | 8 | 15 | 3 | 1 |
| 22 | вода | 70 | 12 | 0,04 | 0,06 | 11 | 120 | 75 | 0,1 | 5,5 | 1,8 | 7 | 0 | 4 | 1 |
| 23 | вода | 70 | 14 | 0,06 | 0,09 | 10 | 140 | 80 | 0,2 | 6 | 1,6 | 6 | 12 | 3 | 2 |
| 24 | вода | 50 | 15 | 0,08 | 0,12 | 9 | 160 | 85 | 0,2 | 6,5 | 1,4 | 5 | 0 | 2 | 2 |
| 25 | вода | 40 | 18 | 0,1 | 0,15 | 8 | 180 | 90 | 0,3 | 7 | 1,2 | 4 | 9 | 4 | 3 |
| 26 | вода | 30 | 20 | 0,12 | 0,18 | 7 | 200 | 95 | 0,3 | 7,5 | 1 | 6 | 13 | 5 | 2 |
| 27 | молоко | 70 | 22 | 0,14 | 0,21 | 9 | 190 | 105 | 0,25 | 8 | 1,3 | 8 | 17 | 7 | 1 |
| 28 | молоко | 60 | 24 | 0,16 | 0,24 | 11 | 180 | 115 | 0,25 | 8,5 | 1,6 | 10 | 21 | 3 | 2 |
| 29 | молоко | 60 | 26 | 0,18 | 0,27 | 13 | 170 | 125 | 0,2 | 9 | 1,9 | 12 | 25 | 2 | 3 |
| 30 | молоко | 40 | 28 | 0,2 | 0,3 | 15 | 160 | 135 | 0,15 | 9,5 | 2,2 | 14 | 29 | 4 | 4 |
| 31 | молоко | 40 | 30 | 0,22 | 0,33 | 17 | 150 | 145 | 0,1 | 10 | 2,5 | 16 | 0 | 6 | 3 |
| 32 | молоко | 40 | 25 | 0,24 | 0,3 | 19 | 130 | 125 | 0,05 | 10,5 | 2,8 | 19 | 3 | 2 | 3 |
| 33 | молоко | 50 | 20 | 0,26 | 0,27 | 21 | 110 | 105 | 0,07 | 11 | 3,1 | 22 | 5 | 3 | 2 |
| 34 | пиво | 60 | 15 | 0,28 | 0,24 | 18 | 90 | 90 | 0,09 | 10 | 3,4 | 25 | 7 | 4 | 2 |
| 35 | пиво | 50 | 10 | 0,3 | 0,21 | 15 | 70 | 65 | 0,11 | 9 | 3,7 | 28 | 9 | 5 | 3 |
| 36 | пиво | 50 | 5 | 0,32 | 0,18 | 12 | 50 | 45 | 0,13 | 8 | 3,2 | 14 | 11 | 2 | 3 |
| 37 | пиво | 50 | 11 | 0,34 | 0,15 | 9 | 60 | 75 | 0,15 | 7 | 2,7 | 20 | 13 | 1 | 1 |
| 38 | мускат | 60 | 17 | 0,24 | 0,12 | 6 | 70 | 90 | 0,17 | 6 | 2,2 | 16 | 15 | 0 | 4 |
| 39 | мускат | 50 | 23 | 0,14 | 0,09 | 3 | 80 | 130 | 0,19 | 5 | 1,7 | 12 | 17 | 3 | 2 |
| 40 | мускат | 50 | 29 | 0,04 | 0,06 | 0 | 90 | 125 | 0,21 | 4 | 2 | 8 | 0 | 2 | 2 |

Основные свойства жидкостей в зависимости от температуры
(ρ – плотность, μ – динамический коэффициент вязкости)

| | ТЕМПЕРАТУРА, °С | | | | | | | | | |
|--------------------------------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| ВОДА | | | | | | | | | | |
| ρ , кг/м ³ | 1000 | 998 | 996 | 992 | 988 | 983 | 978 | 972 | 965 | 958 |
| μ , мПа·с | 1,31 | 1,0 | 0,804 | 0,657 | 0,549 | 0,47 | 0,406 | 0,355 | 0,315 | 0,282 |
| МОЛОКО | | | | | | | | | | |
| ρ , кг/м ³ | 1032 | 1029 | 1025 | 1021 | 1016 | 1011 | 1005 | 1000 | | |
| μ , мПа·с | 2,52 | 1,82 | 1,35 | 1,1 | 0,87 | 0,72 | 0,63 | 0,58 | | |
| МУСКАТ | | | | | | | | | | |
| ρ , кг/м ³ | 1089 | 1086 | 1082 | 1077 | 1071 | 1065 | 1059 | | | |
| μ , мПа·с | 4,7 | 3,13 | 2,27 | 1,75 | 1,44 | 1,341 | 1,236 | | | |
| ВОДНО-СПИРТОВЫЙ РАСТВОР (40%) | | | | | | | | | | |
| ρ , кг/м ³ | | 935 | 928 | 920 | 912 | 903 | 894 | 885 | | |
| μ , мПа·с | 4,355 | 2,867 | 1,941 | 1,455 | 1,116 | 0,887 | 0,724 | 0,626 | | |
| ВОДНО-СПИРТОВЫЙ РАСТВОР (80%) | | | | | | | | | | |
| ρ , кг/м ³ | | 844 | 836 | 826 | 817 | 807 | 797 | 787 | | |
| μ , мПа·с | 2,663 | 1,998 | 1,519 | 1,181 | 0,95 | 0,778 | 0,648 | 0,558 | | |
| ПИВО (12%св) | | | | | | | | | | |
| ρ , кг/м ³ | 1050 | 1048 | 1046 | 1042 | 1037 | 1033 | 1027 | 1019 | | |
| μ , мПа·с | 2,92 | 2,21 | 1,71 | 1,34 | 1,08 | 0,87 | 0,71 | 0,63 | | |

ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

1. Цель лабораторной работы.
2. Классификация насосов.
3. Насосная установка.
4. Характеристика сети.
5. Рабочая точка.
6. Способы регулирования подачи насоса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учеб. для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. 2-е изд.- М.: Машиностроение, 1982.
2. Гейер В.Г. Гидравлика и гидропривод: Учеб. для вузов/ С.В. Дулин, А.Н. Заря. – 3-е изд.- М.: Недра, 1991.
3. Скорняков Н.М. Гидравлика: теоретический курс с примерами практических расчетов: Учеб. пособие / Н.М.Скорняков, В.Н.Вернер, В.В.Кузнецов. – ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2003.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1975.
5. Гидравлика и гидропривод: Учеб. пособие / Н.С.Гудилин, Е.М.Кривенко, Б.С.Маховиков, И.Л.Пастоев / Под общей ред. И.Л.Пастоева. – 3-е изд. стер. – М.: Изд-во Моск. гос. горн. ун-та, 2001.
6. Крохалёв А.А. Гидравлика и гидравлические машины: Лабораторный практикум. – Кемерово, 2000.
7. Руководство к практическим занятиям в лаборатории процессов и аппаратов химической технологии: Учеб. пособие / А.А.Безденежных и др. / Под ред. П.Г.Романкова. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия. Ленингр. отд-ние, 1990.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|----|
| Введение..... | 3 |
| Лабораторная работа №1. Гидростатическое давление и его свойства. Измерение давления..... | 4 |
| Лабораторная работа №2. Закон Паскаля. Гидравлический пресс... | 8 |
| Лабораторная работа №3. Определение силы давления жидкости на плоскую стенку..... | 14 |
| Лабораторная работа №4. Относительный покой жидкости во вращающемся сосуде..... | 19 |
| Лабораторная работа №5. Исследование режимов течения жидкости в круглой трубе..... | 26 |
| Лабораторная работа №6. Потери напора по длине трубопровода Коэффициент гидравлического трения..... | 31 |
| Лабораторная работа №7. Определение коэффициентов местных сопротивлений..... | 43 |
| Лабораторная работа №8. Практическое применение уравнения Бернулли. Расходомерная диафрагма | 50 |
| Лабораторная работа №9. Истечение из отверстий и насадков при постоянном напоре | 57 |
| Лабораторная работа №10. . Истечение из отверстий и насадков при напоре переменном напоре | 67 |
| Лабораторная работа №11. Определение характеристик центробежного насоса..... | 70 |
| Лабораторная работа №12. Выбор насоса по каталогу — справочнику..... | 76 |
| Библиографический список | 89 |

Александр Александрович Крохалёв

Гидравлика
Лабораторный практикум

Редактор Л.М.Борискина
Художественный редактор Л.П.Токарева

Подписано к печати 15.01.2004г.
Формат 60×84 1/16. Уч. изд. л. 6,0
Тираж 700 экз. Заказ №9. Цена 24 руб.
Отпечатано на ризографе,
Кемеровский технологический институт пищевой промышленности,
650056, г.Кемерово, б-р Строителей, 47.
Отпечатано в лаборатории множительной техники КемТИППа,
650010, г.Кемерово, ул.Красноармейская, 52.