

**Федеральное агентство по образованию  
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)  
государственного образовательного учреждения высшего  
профессионального образования  
«Казанский государственный технологический университет»**

Н.Х. Зиннатуллин, М.Г. Гарипов, Д.Н. Латыпов

**Лабораторный практикум по гидравлике  
и гидравлическим машинам**

Учебное пособие

Нижекамск, 2011

УДК 532: 621.65

Авторы: проф. Н.Х. Зиннатуллин,  
доц. М.Г. Гарипов,  
доц. Д.Н. Латыпов

Под редакцией профессора Н.Х. Зиннатуллина.

Лабораторный практикум по гидравлике и гидравлическим машинам : учебное пособие под. ред. проф. Н.Х. Зиннатуллина. – Нижнекамск, Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ. – 2011, 104 с.

Даны теоретические основы гидравлики и гидравлических машин, расчетные формулы, задачи и примеры, описание лабораторных установок, методика проведения экспериментов, обработка опытных данных и контрольные вопросы.

Предназначено для студентов механических и технологических специальностей всех форм обучения. Подготовлено на кафедре ПАХТ НХТИ.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института.

Рецензенты: д.т.н, проф. КГЭУ А.И. Гурьянов  
д.т.н, проф. КГТУ Ф.М. Гимранов

© Нижнекамский химико-технологический институт, 2011 г.

## Содержание

Введение.....	4
Работа № 1. Определение гидростатического давления.....	6
Работа № 2. Определение силы давления жидкости на плоские стенки.....	15
Работа № 3. Определение плотности неизвестной жидкости.....	19
Работа № 4. Определение режима течения воды в цилиндрической трубе.....	26
Работа №5. Опытная демонстрация уравнения Бернулли.....	35
Работа № 6. Определение потерь напора в прямой трубе круглого сечения.....	42
Работа № 7. Определение потерь напора при внезапном расширении.....	50
Работа № 8. Измерение расхода жидкости с помощью диафрагмы.....	58
Работа № 9. Определение потерь напора в местных сопротивлениях.....	65
Работа № 10. Параметрические испытания центробежного насоса.....	74
Работа № 11. Параллельная работа центробежных насосов.....	82
Работа № 12. Последовательная работа центробежных насосов.....	91
Библиографический список.....	101
Приложение.....	103

## Введение

«Гидравлика и гидравлические машины» для студентов механических специальностей является самостоятельной дисциплиной, а для студентов технологических специальностей – входит в состав дисциплины «Процессы и аппараты химической технологии».

Лабораторные занятия служат связующим звеном теории и практики.

Основное назначение лабораторных работ:

- углубление и закрепление теоретических знаний, полученных на лекциях;
- проверка научно-теоретических положений экспериментальным путем;
- иллюстрация соответствующего гидравлического явления и процесса;
- ознакомление с оборудованием и измерительными приборами;
- ознакомление с организацией и методикой проведения экспериментов.

Лабораторные занятия построены на следующем методическом принципе: искомые гидравлические параметры определяются расчетным и опытным путями, полученные результаты сравниваются. Отклонение расчетных и опытных данных не должно превышать  $\pm 15\%$ .

Работы выполняются побригадно (обычно академическая группа делится на 4 бригады). График выполнения лабораторных работ сообщается студентам на первом (вводном) занятии. Студент должен заранее (до занятий) ознакомиться с содержанием соответствующей работы и сделать необходимые записи (составить бланк отчета по данной работе). В начале лабораторного занятия студент подвергается устному опросу, и если он подготовлен и имеет оформленный бланк отчета, то допускается к самостоятельному проведению работы. По окончании эксперимента студент должен предъявить таблицу опытных данных, которую преподаватель подписывает, если эксперимент проведен правильно, в противном случае

эксперимент должен быть повторен. Обработав экспериментальные данные, студент заполняет бланк отчета по данной лабораторной работе, оформленный в соответствии с установленными нормативными требованиями. При защите работы преподаватель задает вопросы, которые могут касаться как теоретической части курса, так и устройства лабораторной установки, методики проведения эксперимента и обработки экспериментальных данных. Сдача отчетов по лабораторным работам производится, как правило, во время занятий.

### Правила техники безопасности при работе в учебной лаборатории гидравлики

**1.** К работе в лаборатории допускаются студенты, прошедшие инструктаж по охране труда и технике безопасности, о чем делается специальная запись в контрольном листе.

**2.** Перед выполнением работы студентам необходимо внимательно ознакомиться с заданием (по руководству к лабораторным работам), с оборудованием, приборами и инструментами; проверить исправность ограждений и предохранительных устройств. О замеченных нарушениях сообщить преподавателю.

**3.** Включать, отключать лабораторные установки, приборы, задвижки, вентили студентам разрешается только по указанию преподавателя.

**4.** Категорически запрещается работать в лаборатории одному лицу.

**5.** По окончании работы необходимо отключить установку и приборы, убрать рабочее место и сдать преподавателю.

**6.** Специфические правила безопасной работы на ряде сложных лабораторных установок (например, работы 10-12) изложены в инструкциях, имеющихся на лабораторных стендах.

## Работа № 1

### Определение гидростатического давления

Гидростатика – раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкости, находящейся в покое.

Жидкость оказывает давление на стенки и дно сосуда, а также на погруженное в нее тело.

Гидростатическое давление – нормальное напряжение внутреннего сжатия жидкости, обусловленное действием силы давления  $P$  на поверхность  $F$ .

Давление распределяется в объеме жидкости неравномерно. Поэтому различают среднее давление и истинное давление (давление в данной точке жидкости). Среднее давление определяется по формуле

$$p_{cp} = \frac{\Delta P}{\Delta F}, \quad (1.1)$$

где  $\Delta F$  – площадь поверхности, на которую действует сила давления  $\Delta P$ .

Истинное гидростатическое давление равно пределу отношения силы давления к площадке при стягивании последней в точку:

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta P}{\Delta F} \right| = \frac{dP}{dF}. \quad (1.2)$$

Гидростатическое давление обладает двумя основными свойствами:

- 1) направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует;
- 2) не зависит от ориентации площадки в пространстве.

Различают абсолютное (полное) давление и давление вакуума (разрежения). Абсолютное давление может быть выше или ниже атмосферного (барометрического) давления. Избыточное (манометрическое) давление – превышение абсолютного давления над атмосферным, давление вакуума – недостаток абсолютного давления до атмосферного. Названные давления связаны соотношениями:

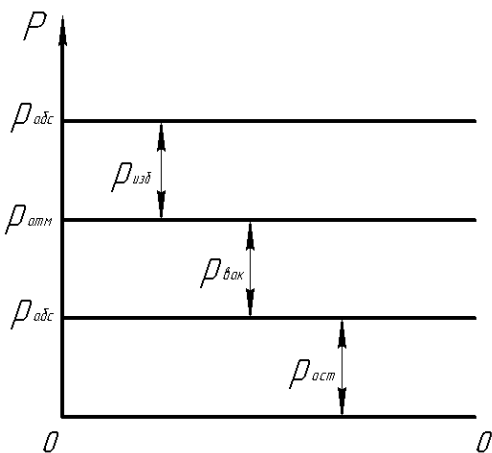


Рис. 1.1. Шкала давлений

$$p_{абс.} = p_{атм.} + p_{изб.}, \quad (1.3)$$

$$p_{абс.} = p_{ост.} = p_{атм.} - p_{вак.}, \quad (1.4)$$

где  $p_{ост.}$  – остаточное давление.

В системе СИ давление измеряют в Паскалях:  $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ .

В технике давление измеряют в технических и физических атмосферах, барах, а также в метрах столба манометрической или рабочей жидкости.

Одна техническая атмосфера:

$$1 \text{ ат} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 735 \text{ мм рт. ст.} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10 \text{ м вод. ст.}$$

Одна физическая атмосфера:

$$1 \text{ атм} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1,033 \text{ ат.}$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 750 \text{ мм рт. ст.} = 1,02 \text{ ат.}$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па.}$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па.}$$

Давление – чрезвычайно важный технический параметр. От давления зависят объемы проектируемых аппаратов (влияние на плотность газов), их металлоемкость (толщина стенок), скорость газофазных процессов, положение равновесия обратимых газофазных процессов и т.д.

Пусть  $p_0$  – давление на свободной поверхности слоя неподвижной жидкости (см. рис. 1.2.);  $h_x = z_0 - z_x$  – глубина погружения в слой жидкости;  $p_x$  – давление на глубине  $h_x$ ; 1-1 – горизонтальная плоскость сравнения;  $z$  – геометрический напор (потенциальная энергия геометрического положения единицы веса жидкости на данном уровне);  $p/\rho g$  – статический напор (потенциальная энергия статического давления единицы веса жидкости);  $g$  – ускорение гравитации,  $\text{м/с}^2$ .

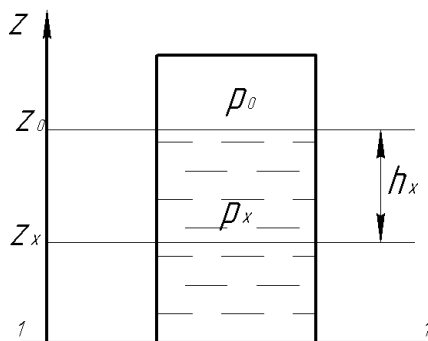


Рис. 1.2. Емкость с неподвижной жидкостью

В таком случае:

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = z_x + \frac{p_x}{\rho g} = const \quad (1.5)$$

– основное уравнение гидростатики.

Суть его в том, что при погружении в слой неподвижной жидкости геометрический напор падает, а статический напор растет, но полная удельная потенциальная энергия жидкости остается постоянной. Из уравнения (1.5) можно получить:

$$p_x = p_0 + \rho g \cdot (z_0 - z_x) = p_0 + \rho g \cdot h_x \quad (1.6)$$

– закон Паскаля.

Согласно соотношению (1.6) давление  $p_x$  в любой точке слоя неподвижной жидкости равно давлению  $p_0$  на свободной поверхности слоя плюс вес столбика жидкости единичного сечения над данной точкой.

Из закона Паскаля вытекают два следствия:

1) на одинаковой глубине в любой точке объема неподвижной жидкости давление одно и то же;

2) если давление в любой точке слоя неподвижной жидкости изменится на величину  $\Delta p$ , то во всех точках этого слоя давление изменится на ту же самую величину  $\Delta p$ .

Если давление  $p_0$  равно барометрическому, то  $\rho g h_x$  равно избыточному давлению.



Закон Паскаля имеет широкое практическое применение (сообщающиеся сосуды, гидравлический пресс, домкрат и т.д.).

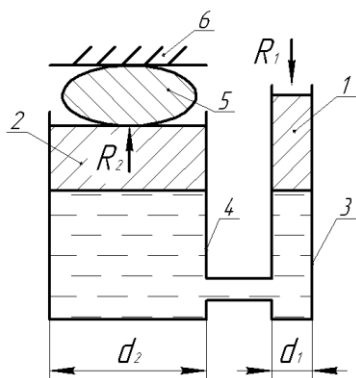


Рис. 1.3. Гидропресс

В гидравлическом прессе (см. рис. 1.3.) вспомогательный поршень 1 и рабочий поршень 2 могут перемещаться в цилиндрах 3 и 4 (сообщающиеся сосуды). По закону Паскаля давление в жидкости  $p$  в обоих цилиндрах одинаково:

$$p = \frac{R_1}{S_1} = \frac{R_1}{0,785d_1^2} = \frac{R_2}{S_2} = \frac{R_2}{0,785d_2^2} \quad (1.7)$$

Отсюда видно, что  $R_2$  превосходит  $R_1$  в число раз, равное отношению сечений поршней 2 и 1. С помощью этой силы можно обрабатывать (например, прессовать) тело 5, находящееся между поршнем 2 и неподвижной плитой 6.

По принципу действия приборы для измерения давления делятся на жидкостные, механические и электрические. Жидкостными приборами давление измеряют высотой столба жидкости. В механических приборах мерой измеряемого давления является величина деформации упругого элемента (пружины или мембраны). В электрических приборах датчик преобразует давление в электрический сигнал.

Пьезометр – простейший прибор жидкостного типа, измеряющий давление высотой столба самой жидкости. Это прозрачная вертикальная стеклянная трубка небольшого диаметра, один конец которой присоединен к сосуду, а другой конец сообщается с атмосферой. Пьезометр – очень точный прибор, но удобен только для измерения небольших давлений (ограничения по длине трубки).

Для измерения значительных давлений применяют жидкостные манометры. В них давление уравнивается не жидкостью в сосуде, а манометрической жидкостью значительной

плотности. Например, плотность ртути в 13,6 раза больше плотности воды, и трубка ртутного манометра во много раз короче пьезометрической. Ртутный манометр – U-образная стеклянная трубка, частично заполненная ртутью.

Дифференциальный (разностный) манометр применяют для измерения перепада давлений в двух сосудах, в двух сечениях трубопровода или аппарата и т.д.

Микроманометры используют для очень точного измерения незначительных давлений.

Вакуумметры служат для измерения вакуума.

Мановакуумметры используют для измерения как избыточного, так и вакуумметрического давления.

Узкий интервал измеряемых давлений – недостаток жидкостных приборов. Батарейный мановакуумметр позволяет расширить диапазон измеряемых давлений (см. рис. 1.4.).

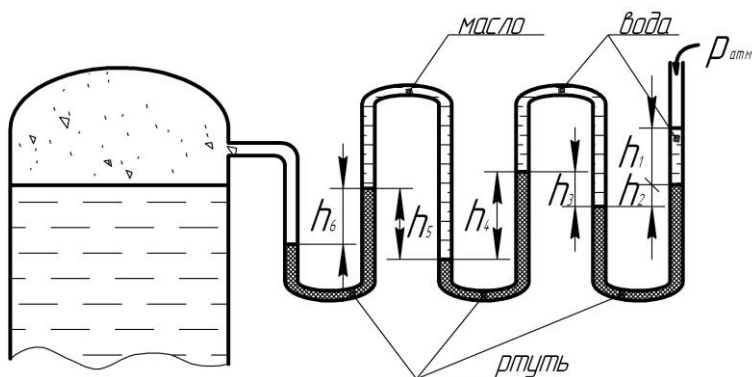


Рис. 1.4. Батарейный мановакуумметр

Манометрическое давление в баке определяется по соотношению:

$$p_M = \rho_a g h_1 + \rho_{\text{до}} g h_2 - \rho_a g h_3 + \rho_{\text{до}} g h_4 - \rho_M g h_5 + \rho_{\text{до}} g h_6 \quad (1.8)$$

В тех случаях, когда соединительная трубка жидкостных манометров заполнена капельной жидкостью, необходимо вводить поправку на пространственное расположение прибора.

### Задача № 1

Определить силу, действующую на прессуемое тело в гидропрессе, если  $d_1 = 20$  мм,  $d_2 = 30 + N_B$  см,  $R_1 = 4$  кН ( $N_B$  – номер варианта).

### Задача № 2

Найти абсолютное давление  $p_x$  на глубине  $h_x$ , если  $p_0 = (750 + 50 \cdot N_B)$  мм. рт. ст.;  $h_x = (1 + 0,5 N_B)$  м;  $\rho = 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

**Цель работы:** 1) закрепление теоретических знаний по гидростатике; 2) ознакомление с различными способами (приборами) для измерения давления; 3) определение избыточного давления и вакуума под крышкой бака по показаниям пьезометров и сравнение их с показаниями механических приборов.

### Описание установки

Лабораторный стенд состоит из стола 1 (рис. 1.5.), бака 2 и щита 3 с батарейным мановакуумметром ПЗ. Бак на  $\frac{3}{4}$  заполнен жидкостью. С помощью компрессора 5 и пылесоса 6 в баке можно создать избыточное давление или разрежение. Управлять режимом в баке можно блоком 7 и кранами  $V_1$  и  $V_2$ . Давление воздуха в баке измеряется манометром  $MН_1$  и вакуумметром  $ВН$ . Штуцер 10 и кран  $V_8$  служат для заполнения бака жидкостью и его опорожнения.

Около стола находится настенный щит 4, на котором установлены пьезометр  $П_1$  и U-образный мановакуумметр  $П_2$ . При зашкаливании мановакуумметр  $П_2$  можно блокировать кранами  $V_3$  и  $V_5$ . На баке имеются сильфоны 8 с плоскими пластинками 9 (вертикальной и горизонтальной).

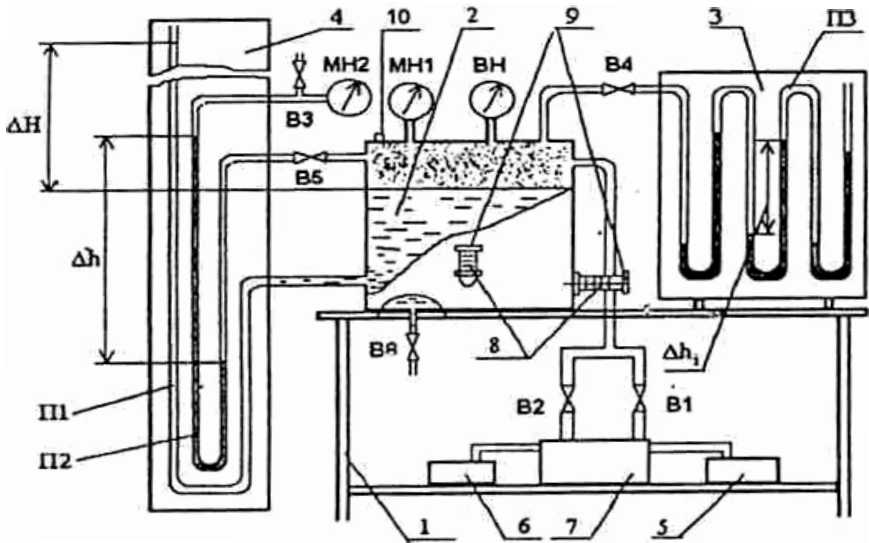


Рис. 1.5. Лабораторный стенд «Гидростатика»

### Порядок проведения опытов

1. Режим нагнетания. Записать показание  $H_0$  пьезометра  $\Pi_1$ , соответствующее атмосферному давлению в баке.

Закрывать кран  $V_5$  (кран  $V_3$  открыт). Закрывать кран  $V_2$ , открывать кран  $V_1$ . Включить тумблер «Сеть». Перевести тумблер «Режимы» в положение «Нагнетание». Нажать кнопку «Пуск» и создать по пьезометру  $\Pi_1$  определенное давление. Во избежание выброса жидкости из пьезометра  $\Pi_1$  периодически отпускать кнопку «Пуск». Отпустить кнопку «Пуск». Перекрыть кран «Нагнетание».

Записать показание  $H_1$  пьезометра  $\Pi_1$ , манометра  $\Pi_3$  и прибора  $MН_1$ .

Сравнить давление в баке открыванием кранов  $V_2$  и  $V_5$ .

Записать показание барометра и плотности жидкостей.

2. Режим разрежения. Записать показание  $H_0$  пьезометра  $\Pi_1$ .

Закрывать кран  $V_5$  (кран  $V_3$  открыт). Закрывать кран  $V_1$  и открывать кран  $V_2$ . Включить тумблер «Сеть». Перевести тумблер

«Режимы» в положение «Разрежение». Нажать кнопку «Пуск» и создать по пьезометру  $\Pi_1$  определенное остаточное давление. Не допустить опущения жидкости до нижнего края пьезометра  $\Pi_1$ . Отпустить кнопку «Пуск», закрыть кран «Разрежение».

Записать показание  $H_1$  пьезометра  $\Pi_1$ , манометра  $\Pi_3$  и прибора ВН.

Сравнить вакуум в баке открыванием кранов  $V_1$  и  $V_5$ .

### Обработка результатов опытов

Избыточное давление под крышкой бака по показанию пьезометра  $\Pi_1$  определяется по формуле:

$$p_M^A = \rho \cdot g \cdot \Delta H.$$

Давление вакуума под крышкой бака по показанию  $\Pi_1$  находят по аналогичной формуле:

$$p_B^B = \rho \cdot g \cdot \Delta H.$$

Абсолютное давление под крышкой бака вычисляют по соотношениям (1.3) и (1.4).

Избыточное давление или давление вакуума под крышкой бака по показаниям батарейного мановакуумметра определяется по формуле:

$$p_{M(B)}^B = g \cdot \sum_{i=1}^5 \rho \cdot \Delta h_i, \quad (1.9)$$

где  $\rho_i$  и  $\Delta h_i$  – плотность и разность уровней жидкости в  $i$ -том колене.

Показания приборов пересчитываются в Па. Сравниваются расчетные и опытные значения.

Экспериментальные результаты заносятся в таблицы 1.1 и 1.2.

Таблица 1.1

Показания  $P_1$ ,  $MН_1$  и  $ВН$ 

№ опыта	Режим	Показания $P_1$			Давление		
		$H_0$ , м	$H_1$ , м	$\Delta H$ , м	атмосферное, кПа	под крышкой бака	
						расчетное по $P_1$ , кПа	по $MН_1$ или $ВН$ , кПа
1	$p_{абс} > p_{атм}$						
2	$p_{абс} < p_{атм}$						

Таблица 1.2

Показания  $P_3$ ,  $MН_1$  и  $ВН$ 

№ опыта	Режим	Показания $P_3$ , м	№ колена $P_3$					Давление	
			1	2	3	4	5	под крышкой бака	
								расчетное по $P_3$ , кПа	по $MН_1$ или $ВН$ , кПа
1	$p_{абс} > p_{атм}$								
2	$p_{абс} < p_{атм}$								

**Контрольные вопросы**

1. Чем обусловлено равновесие в неподвижной жидкости?
2. Что вы понимаете под гидростатическим давлением?
3. Назовите два основных свойства давления.
4. Как можно определить абсолютное давление, если оно отличается от барометрического?
5. В чем измеряется давление и как связаны между собой различные размерности давления?
6. Какова роль давления в химической технологии?
7. В чем суть основного уравнения гидростатики?
8. Как вы понимаете физический смысл закона Паскаля?
9. Назовите два следствия из закона Паскаля.
10. В чем и за счет чего получают выигрыш в гидравлическом прессе?

11. Какие применяют приборы для измерения давления и вакуума?
12. Назовите достоинства и недостатки пьезометра, жидкостных и механических манометров.
13. Из каких узлов состоит экспериментальный стенд?

## **Работа № 2**

### **Определение силы давления жидкости на плоские стенки**

Жидкость оказывает давление на стенки и дно аппаратов, реакторов и т.д. Снаружи стенки сосудов находятся под атмосферным давлением воздуха. Если в аппарате – повышенное давление, то его стенки изнутри испытывают избыточное давление. Если в сосуде – вакуум, то его стенки снаружи воспринимают давление вакуума, т.е. разность между атмосферным давлением воздуха и остаточным давлением в аппарате. Толщина стенок аппарата с учетом прочностных требований пропорциональна избыточному давлению. Значит, чем выше избыточное давление, тем больше металлоемкость аппаратов и реакторов.

С использованием основного уравнения гидростатики можно получить:

$$P = (p_0 + \rho g \cdot h_c) \cdot S = p_c \cdot S, \quad (2.1)$$

где  $p_0$  – давление на свободной поверхности жидкости;  $S$  – величина площади смоченной поверхности стенки;  $h_c$  – глубина погружения центра тяжести площадки  $S$ ;  $p_c$  – давление в центре тяжести площадки  $S$ .

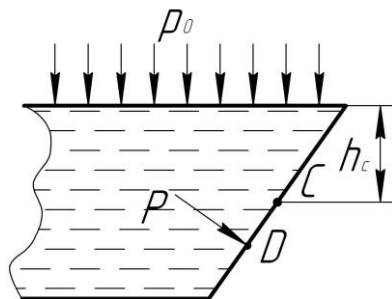


Рис. 2.1. Сила давления жидкости на наклонную плоскую стенку:  
*m. C – центр тяжести площадки; m. D – центр давления*

Согласно (2.1) полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление в центре тяжести площадки. Кроме величины и направления сила давления жидкости на стенку характеризуется еще и точкой приложения. Эта точка – центр давления (рис. 2.1.).

Если давление  $p_0$  – атмосферное, то по формуле (2.1) определяется сила избыточного давления жидкости на плоскую стенку. Если  $p_0$  превышает атмосферное давление, то центр давления определяется как точка приложения равнодействующей двух сил:  $p_0S$  и  $\rho ghS$ . Чем больше сила  $p_0S$  превосходит силу  $\rho ghS$ , тем меньше расстояние между центрами давления и тяжести площадки  $S$ . Например, стенки поршней гидростатических машин испытывают обычно настолько высокое давление  $p_0$ , что центр давления находится практически в центре тяжести площади стенки.

Если сосуды разной формы и различного объема с одинаковой площадью дна заполнить одной и той же жидкостью до заданного уровня, то сила давления на их дно будет одинакова – гидростатический парадокс.

Силу давления на стенку можно определить или по формуле (2.1) ( $p_c$  – избыточное давление или давление вакуума), или с помощью сифонного динамометра (см. рис. 2.2.):

$$P = \pm c \cdot \Delta x, \quad (2.2)$$

где  $c$  – градуировочная характеристика сиффона, Н/мм;  $\Delta x$  – перемещение пластинки сиффона, мм.



### Задача № 1

В цилиндрическом аппарате диаметром 2 метра избыточное давление над слоем воды равно 0,5 МПа. Высота слоя воды  $H = (5 + 0,2 \cdot N_B)$  м. Определить силу давления воды на горизонтальное дно аппарата.

### Задача № 2

Определить максимальное избыточное давление  $p_0$  над слоем воды в сосуде, если люк диаметром 800 мм находится на глубине 3 м, а его крышка крепится  $(6 + N_B)$  болтами диаметром 10 мм (допустимое напряжение на разрыв  $\sigma = 700$  кгс/см<sup>2</sup>)

**Цель работы:** определение силы избыточного давления жидкости на вертикальную и горизонтальную пластинку с помощью сифонного динамометра.

### Описание установки

Работа выполняется на лабораторном стенде, описанном в работе №1. Сила давления жидкости на стенку определяется с помощью сифонного динамометра. Роль упругого элемента в нем играет сифон – тонкостенная металлическая камера с гофрированной поверхностью. Перемещение пластинки сифона пропорционально давлению. При избыточном давлении в баке сифон удлиняется (положительное перемещение пластинки), при разрежении в баке сифон сжимается (отрицательное перемещение пластинки).

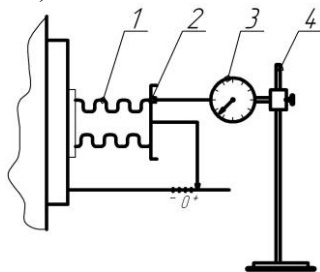


Рис. 2.2. Сифонный динамометр: 1 – сифон; 2 – пластинка; 3 – индикатор; 4 – стойка

## Порядок проведения опытов

При атмосферном давлении под крышкой бака записать показание указателей для пластинок сифонов. Создать под крышкой бака избыточное давление. Записать показания прибора МН<sub>1</sub> и указателей сифонов. Создать под крышкой бака разрежение и записать показания прибора ВН и указателей сифонов.

## Обработка результатов опытов

Площади сечения сифонов:  $S_B = 6400 \text{ мм}^2$ ;  $S_G = 6400 \text{ мм}^2$ .

Градуировочные характеристики сифонов:  $c_B = 12,3 \text{ Н/мм}$ ;  $c_G = 12,3 \text{ Н/мм}$ .

Определить по показаниям приборов МН<sub>1</sub> и ВН силу давления на пластинки:

$$P = p_c \cdot S \text{ при } p_0 > p_{атм}, \quad (2.3)$$

$$P = p_c \cdot S \text{ при } p_0 < p_{атм} \quad (2.4)$$

Вычислить силу давления на пластинки по их перемещению:

$$P = c \cdot \Delta x \text{ при } p_0 > p_{атм} \quad (2.5)$$

$$P = -c \cdot \Delta x \text{ при } p_0 < p_{атм} \quad (2.6)$$

Занести результаты в таблицу 2.1.

Таблица 2.1

Сила давления на стенку

№ опы- тов	Режим	Давление под крышкой бака		Сила давления на стенку					
				вертикальная			горизонтальная		
		по МН <sub>1</sub> , кПа	по ВН, кПа	по МН <sub>1</sub> , Н	по ВН, Н	по сильфо- ну, Н	по МН <sub>1</sub> , Н	по ВН, Н	по сильфо- ну, Н
1	$P_{абс} > P_{атм}$								
2	$P_{абс} < P_{атм}$								

## Контрольные вопросы

1. От чего зависит сила давления жидкости на стенку сосуда?
2. Какую роль играет величина силы давления жидкости на стенки промышленных аппаратов?
3. Что вы понимаете под центром давления?
4. Как располагается центр давления относительно центра тяжести площадки?
5. В каком случае центр давления находится практически в центре тяжести стенки?
6. Как влияет плотность жидкости на расположение центра давления относительно центра тяжести площадки?
7. В чем заключается гидростатический парадокс?
8. Как с помощью сифонного динамометра определяют силу давления на плоскую стенку?

## Работа № 3

### Определение плотности неизвестной жидкости

Плотность  $\rho$  – масса единицы объема жидкости:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3 \quad (3.1)$$

Иногда в технической литературе применяют относительную плотность – отношение плотности данной жидкости к плотности воды при  $4^\circ \text{C}$  ( $1000 \text{ кг/м}^3$ ).

По плотности жидкости примерно в 2 раза уступают твердым веществам, однако приблизительно на 3 порядка превосходят газы:

$$\frac{\rho_m}{\rho_{жс}} \cong 2, \frac{\rho_{жс}}{\rho_г} \cong 10^3 \quad (3.2)$$

Такую огромную разницу в плотности жидкостей и газов (паров) важно учитывать при проектировании аппаратов, в которых происходят фазовые переходы (испарители,

конденсаторы, выпарные аппараты и т.д.). Вследствие большого различия плотностей жидкостей и газов существенно разнятся и скорости их перемещения в трубопроводах (соответственно до 2,5 м/с и до 25 м/с, т.е. примерно на порядок), в аппаратах, реакторах и т.д. Этим же объясняется и то, что псевдооживление значительно чаще применяется в системе Г – Т, а не в системе Ж – Т.

Повышение плотности газообразных реагентов, как правило, ускоряет химический процесс, т.к. увеличивается число столкновений молекул газа, приводящих к химическому взаимодействию.

Чем плотнее жидкость, тем меньший объем она занимает. Например, плотность ртути в 13,6 раза больше плотности воды. Поэтому в жидкостных дифманометрах в качестве рабочей жидкости часто применяют ртуть (меньше высота дифманометра).

Напор насоса, выражаемый в м столба перекачиваемой жидкости, обратно пропорционален ее плотности.

Газы (пропан, гелий, кислород и т.д.) для удобства хранения и транспортировки обычно ожижают и заливают в баллоны.

Плотность индивидуальных жидких веществ зависит от их природы и молекулярной массы, а плотность растворов, кроме того, еще и от их состава. Как правило, плотность органических соединений в данном гомологическом ряду возрастает с увеличением молекулярной массы. Однако есть исключения. Например, толуол по плотности немного уступает бензолу:

$\rho_m^{20^{\circ}C} = 866 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_b^{20^{\circ}C} = 879 \text{ кг/м}^3$ . Муравьиная кислота значительно превосходит уксусную кислоту по плотности:

$\rho_{мк}^{20^{\circ}C} = 1220 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_{ук}^{20^{\circ}C} = 1048 \text{ кг/м}^3$ .

Природа веществ сильно влияет на их плотность. При практически одинаковой молекулярной массе ( $M_{chl} = 119,5$  кг/кмоль;  $M_{нб} = 123$  кг/кмоль) хлороформ и нитробензол сильно различаются по плотности:  $\rho_{chl}^{20^{\circ}C} = 1489 \text{ кг/м}^3$ ,

$\rho_{нб}^{20^{\circ}C} = 1203 \text{ кг/м}^3$ . Вода имеет значительно меньшую молекулярную массу, чем этиловый спирт (соответственно 18

кг/кмоль и 46 кг/кмоль). Однако плотность воды ( $1000 \text{ кг/м}^3$ ) намного больше плотности спирта ( $790 \text{ кг/м}^3$ ).

Плотность жидкостей, хотя и не сильно, зависит как от давления, так и от температуры. Влияние давления на плотность жидкостей определяется коэффициентом сжимаемости (или объемного сжатия)  $\beta_p$ :

$$\beta_p = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p}, \text{ Па}^{-1} \quad (3.3)$$

где  $V_0$  – первоначальный объем жидкости.

Коэффициент сжимаемости равен относительному уменьшению объема жидкости, приходящемуся на единицу повышения давления.

С учетом (3.3) можно получить:

$$\rho = \rho_0 / (1 - \beta_p \cdot \Delta p) \quad (3.4)$$

где  $\rho$  и  $\rho_0$  – плотности жидкости при давлениях  $p$  и  $p_0$ .

Для капельных жидкостей коэффициент  $\beta_p$  незначительно падает с ростом давления и немного увеличивается с повышением температуры. Для воды при атмосферном давлении  $\beta_p \approx 5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ , а для ртути  $\beta_p \approx 0,3 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ . отсюда следует, что при повышении давления от 1 бар до 1000 бар плотность воды увеличивается на 5%, а ртути всего на 0,3%. Поэтому можно считать, что капельные жидкости практически несжимаемы.

Зависимость плотности жидкостей от температуры характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения  $\beta_t$ :

$$\beta_t = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta T}, \text{ К}^{-1} \quad (3.5)$$

где  $V_0$  – первоначальный объем жидкости.

Коэффициент объемного расширения равен относительному повышению объема жидкости при увеличении температуры на 1 градус.

Используя (3.5), можно получить:

$$\rho = \rho_0 / (1 - \beta_t \cdot \Delta T), \quad (3.6)$$

где  $\rho$  и  $\rho_0$  – плотности жидкости при температурах  $T$  и  $T_0$ .

Коэффициент объемного расширения, как правило, увеличивается с ростом температуры, причем для некоторых жидких веществ весьма значительно. Например, у жидкого аммиака  $\beta_t$  при повышении температуры от  $0\text{ }^\circ\text{C}$  до  $120\text{ }^\circ\text{C}$   $\beta_t$  растет от  $2,15 \cdot 10^{-3}\text{ K}^{-1}$  до  $14,5 \cdot 10^{-3}\text{ K}^{-1}$ , т.е. почти в 7 раз. Коэффициент  $\beta_t$  воды увеличивается от  $14 \cdot 10^{-6}\text{ K}^{-1}$  при  $0\text{ }^\circ\text{C}$  и  $1\text{ кгс/см}^2$  до  $700 \cdot 10^{-6}\text{ K}^{-1}$  при  $100\text{ }^\circ\text{C}$  и  $100\text{ кгс/см}^2$ , т.е. в 50 раз. В среднем при  $20\text{ }^\circ\text{C}$   $\beta_t = (0,05-1,5) \cdot 10^{-3}\text{ K}^{-1}$ . Плотность жидкости зависит от температуры практически линейно и, как правило, падает с ростом температуры. Например, при повышении температуры на  $100\text{ K}$  объем жидкости увеличивается в среднем на 5-15%, соответственно плотность жидкости уменьшается на 5-15%. Это необходимо учитывать при заполнении емкостей.

В отличие от капельных жидкостей плотность газов сильно подвержена влиянию температуры и особенно давления. Поскольку газы сжимаемы, то их плотность весьма сильно зависит от давления. При постоянной температуре зависимость линейная. Например, при повышении давления в 5 раз плотность газа увеличивается также в 5 раз. Плотность газов можно определить по уравнению состояния идеальных газов Клапейрона:

$$\rho_t = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{p \cdot T_0}{p_0 \cdot T}, \quad (3.7)$$

где  $M$  – мольная масса газа, кг/кмоль; 22,4 – объем 1 кмоль при нормальных условиях,  $\text{м}^3/\text{кмоль}$ ;  $p$  – абсолютное рабочее давление, Па;  $p_0$  и  $T_0$  – нормальные условия:  $p_0 = 1,013 \cdot 10^5\text{ Па} = 760\text{ мм. рт. ст.}$ ,  $T_0 = 273,15\text{ K} = 0\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T$  – абсолютная рабочая температура.

Плотность жидкой смеси приближенно вычисляют по формуле аддитивности (объем смеси равен сумме объемов компонентов):

$$\frac{1}{\rho_{см}} = \frac{\bar{x}_1}{\rho_1} + \frac{\bar{x}_2}{\rho_2} + \dots \quad (3.8)$$

где  $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots$  – массовые доли компонентов смеси;  $\rho_{см}, \rho_1, \rho_2$  – плотности смеси и ее компонентов.

Плотность газовой смеси также можно определить по формуле аддитивности:

$$\rho_{см} = y_1 \cdot \rho_1 + y_2 \cdot \rho_2 + \dots \quad (3.9)$$

где  $y_1, y_2, \dots$  — объемные (мольные) доли компонентов смеси;  $\rho_{см}, \rho_1, \rho_2$  — плотности смеси и ее компонентов.

Плотность жидкости обычно измеряют ареометром. Это полая стеклянная трубка, состоящая из двух частей. Верхняя часть (меньшего диаметра) имеет ареометрическую шкалу (показывает плотность). Ареометр плавает в жидкости в вертикальном положении. Глубина погружения прибора обратно пропорциональна плотности жидкости.

Плотность жидкости можно определить с помощью сообщающихся сосудов.

### Задача № 1

Плотность жидкости при  $0\text{ }^\circ\text{C}$   $800\text{ кг/м}^3$ . коэффициент объемного расширения жидкости при  $0\text{ }^\circ\text{C}$   $\beta_t = 0,5 \cdot 10^{-3}\text{ K}^{-1}$ , а при  $100\text{ }^\circ\text{C}$   $\beta_t = (1,1 + 0,05 \cdot N_B)\text{ K}^{-1}$ . Принимая линейную зависимость  $\beta_t$  от температуры, определить, на сколько процентов понизится плотность жидкости при повышении ее температуры до  $100\text{ }^\circ\text{C}$ .

### Задача № 2

Определить плотность углекислого газа в СИ при разрежении  $\Delta p = (300 + 20 \cdot N_B)\text{ мм рт. ст.}$  и температуре  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , если барометрическое давление равно  $99\text{ кПа}$ .

**Цель работы:** определение плотности неизвестной жидкости с помощью сообщающихся сосудов.

### Описание установки

Работа выполняется на лабораторном стенде, описанном в работе № 1. Плотность неизвестной жидкости определяется с помощью сообщающихся сосудов. В качестве последних используются бак с рабочей жидкостью и «U»-образный мановакуумметр с неизвестной жидкостью.

## Порядок проведения опытов

Записать показание  $H_0$  пьезометра  $\Pi_1$  при атмосферном давлении в баке. Открыть краны  $B_3$  и  $B_5$ . Создать в баке повышенное давление. Внимательно следить за уровнем жидкости в левой трубке  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$ . Записать показания  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \text{МН}_1$ .

Создать в баке разрежение. Записать показания  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \text{ВН}$ .

Более высокое избыточное давление в баке можно создать при закрытом кране  $B_3$  (кран  $B_5$  открыт). Тогда давление в левой трубке  $\Pi_2$  можно измерить прибором  $\text{МН}_2$ . При этом надо следить, чтобы жидкость не переливалась через левую трубку пьезометра  $\Pi_1$ .

## Обработка результатов опытов

Определить избыточное давление и давление вакуума в кПа по показаниям  $\Pi_1, \Pi_3, \text{МН}_1, \text{МН}_2, \text{ВН}$ . Вычислить плотность неизвестной жидкости по показаниям жидкостных приборов (при открытом кране  $B_3$ ) или по показаниям  $\text{МН}_2$  (при закрытом кране  $B_3$ ):

$$\rho = p_M / (g \cdot \Delta h_M) - \text{при нагнетании}, \quad (3.10)$$

$$\rho = p_e / (g \cdot \Delta h_e) - \text{при разрежении} \quad (3.11)$$

где  $\Delta h_M$  и  $\Delta h_e$  – показание  $\Pi_2$ ;  $\check{d}_M$  и  $p_e$  – давление, вычисленное по показаниям  $\Pi_1$  и  $\Pi_3$  (при открытом кране  $B_3$ ). При закрытом кране  $B_3$  избыточное давление определяют по формуле:

$$\check{d}_M = \check{d}_M^A - \check{d}_{\text{МН}_2}, \quad (3.12)$$

где  $\check{d}_M^A$  – давление в баке по  $\text{МН}_1$ ;  $\check{d}_{\text{МН}_2}$  – показание прибора  $\text{МН}_2$ ; или по формуле:

$$\check{d}_a = \check{d}_a^A - \check{d}_{\text{МН}_2}, \quad (3.13)$$

где  $p_e^B$  – давление вакуума в баке по  $\text{ВН}$ ;  $\check{d}_{\text{МН}_2}$  – показание прибора  $\text{МН}_2$ .

Полученные результаты занести в таблицу 3.1.



Таблица 3.1.

Показания U-образного мановакуумметра,  $P_1$ ,  $P_3$  и  
механических приборов

№	Режим	Показания $P_2$			Расчетное давление под крышкой бака		Показания приборов		Плотность жидкости, $\text{кг/м}^3$
		$h_1$ , м	$h_2$ , м	$\Delta h$ , м	По $P_1$ , кПа	По $P_3$ , кПа	МН <sub>1</sub> или ВН, кПа	МН <sub>2</sub> , кПа	
1	$p_{abc}^b > p_{атм}$								
2	$p_{abc}^b < p_{атм}$								

### Контрольные вопросы

1. Что такое плотность жидкости?
2. Что вы понимаете под относительной плотностью жидкости?
3. Какую роль играет плотность жидкостей и газов в технике и технологии?
4. От чего зависит плотность жидкостей?
5. Какой физической смысл коэффициентов сжимаемости и объемного расширения жидкостей?
6. В чем суть уравнения Клапейрона?
7. Как определяют плотности жидких и газовых смесей?
8. Какими способами можно найти плотность жидкости?

### Работа № 4

## Определение режима течения воды в цилиндрической трубе

Режим течения жидкости играет важную роль в химической технологии. Режим движения жидкости влияет на скорость протекания различных процессов, сопротивление трубопровода, гидродинамическую структуру потока и т.д.

Существование двух принципиально разных режимов течения жидкости было известно еще в первой половине XIX века. Однако, впервые режимы движения жидкостей исследовал в 1883 году английский физик Осборн Рейнольдс. Он установил существование ламинарного и турбулентного режимов течения жидкостей (*lamina* (лат.) – слой, пластина; *turbulentus* (лат.) – вихревой, бурный).

Ламинарное – параллельно-струйчатое течение жидкости без пульсаций скорости и давления. При этом частицы жидкости движутся по параллельным траекториям. Поперечное перемешивание жидкости отсутствует. При турбулентном режиме частицы жидкости перемещаются по хаотическим (беспорядочным) траекториям, хотя вся масса жидкости движется в одном направлении. При этом жидкость интенсивно перемешивается по сечению потока.

Режим течения жидкости зависит от ее скорости, а, значит, и от расхода, плотности и вязкости, а также от диаметра трубы.

Расход – количество жидкости, проходящей через поперечное сечение потока в единицу времени.

Объемный расход  $Q$  пропорционален средней скорости потока  $v$  и сечению трубы  $S$ :

$$Q = v \cdot S, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.1)$$

Массовый расход  $G$  связан с объемным расходом через плотность жидкости  $\rho$ :

$$G = Q \cdot \rho = \rho \cdot v \cdot S, \text{ кг/с} \quad (4.2)$$

Реальные жидкости обладают вязкостью, поэтому локальная скорость жидкости растет от нуля на стенке до максимального значения на оси трубы (рис. 4.1.). Движение одного слоя жидкости относительно соседних слоев вызывает появление продольного касательного напряжения внутреннего трения:

$$\tau = \frac{T}{F} = \pm \mu \frac{dv}{dn}, \quad (4.3)$$

где  $T$  – сила внутреннего трения, Н;  $F$  – площадь трения,  $\text{м}^2$ ;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ;  $\frac{dv}{dn}$  – градиент локальной скорости,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n$  – расстояние по нормали к стенке.

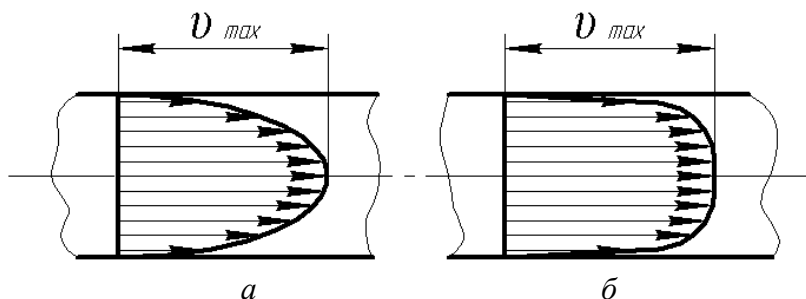


Рис. 4.1. Эпюры локальных скоростей: а – ламинарный режим; б – турбулентный режим

Согласно (4.3) продольное касательное напряжение внутреннего трения пропорционально поверхности контакта соседних параллельных слоев жидкости и градиенту локальной скорости – закон внутреннего трения Ньютона.

Для каналов некруглого сечения, кроме живого сечения потока  $S$ , необходимо определять смоченный периметр  $\Pi$  (рис. 4.2.) и эквивалентный диаметр  $d_{\text{э}} = (4 S) / \Pi$ .

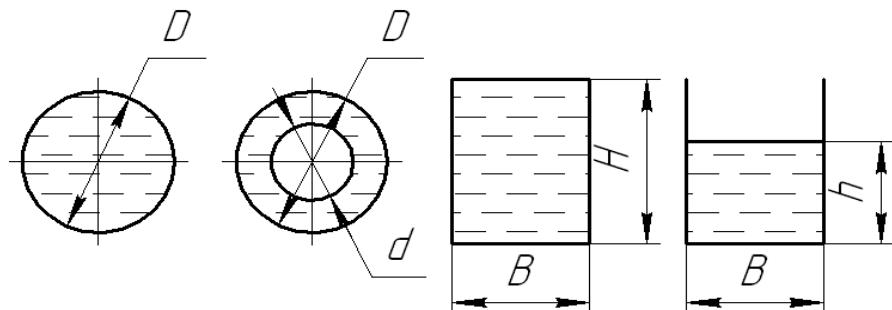
Для количественной оценки режима течения жидкости Рейнольдс предложил безразмерный критерий, названный числом Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot d_{\text{э}}}{\nu}, \quad (4.4)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Для прямых гладких труб постоянного круглого сечения в гидравлических расчетах применяют два критических значения критерия Рейнольдса: 2300 и  $10^4$ . При  $\text{Re} < 2300$  наблюдается устойчивый ламинарный режим. При  $\text{Re} > 10^4$  жидкость течет в устойчивом (развитом) турбулентном режиме. В интервале  $2300 < \text{Re} < 10^4$  проявляется неустойчивый характер турбулентного

режима движения жидкости. Эту область называют переходной от ламинарного к турбулентному. Критические значения критерия Рейнольдса в какой-то степени условны. Если поток жидкости испытывает возмущения (вибрация, изменение сечения, шероховатость стенки трубы и т.д.), то турбулентность может возникнуть при  $Re < 2300$ .



$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$\Pi = \pi \cdot D$$

$$d_s = D$$

a

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

$$\Pi = \pi \cdot (D + d)$$

$$d_s = D - d$$

б

$$S = B \cdot H$$

$$\Pi = 2(B + H)$$

$$d_s = \frac{2 \cdot B \cdot H}{B + H}$$

в

$$S = B \cdot h$$

$$\Pi = B + 2h$$

$$d_s = \frac{4 \cdot B \cdot h}{B + 2h}$$

г

Рис. 4.2. Живое сечение, смоченный периметр и эквивалентный диаметр потока: а – труба круглого сечения; б – канал кольцевого сечения; в – канал прямоугольного сечения; г – желоб

Физический смысл критерия Рейнольдса – мера отношения кинетической энергии жидкости к работе сил вязкого трения или мера отношения сил инерции и вязкости в потоке жидкости.

Эксперименты с подачей окрашенной струйки (трассера) в потоке жидкости показывают, что в зависимости от критерия  $Re$  может реализоваться ламинарный или турбулентный режим с переходной областью между ними.

Ламинарный режим. Поток жидкости течет параллельными слоями, окрашенная струйка движется прямолинейно. Локальная

скорость жидкости сильно изменяется по сечению потока. Ламинарное течение нельзя считать строго стационарным, так как отдельные частицы жидкости вращаются вокруг своих мгновенных осей. Средняя скорость потока в 2 раза меньше скорости на оси трубы.

Переходная область. Окрашенная струйка принимает волнистую форму, разрывается на отдельные элементы. На поступательное движение жидкости накладываются колебания. Нестационарность потока усиливается.

Турбулентный режим. Поток является существенно нестационарным вследствие возникновения и разрушения многочисленных вихрей (жидких комков) разного масштаба. Поэтому окрашенная струйка размывается потоком жидкости, т.е. происходит интенсивное перемешивание. Локальная скорость жидкости пульсирует во времени около осредненной величины. Максимальная скорость на оси трубы лишь на 5 – 7 % превышает среднюю скорость.

Структура турбулентного потока анизотропна (неоднородна). Непосредственно на поверхности стенки имеется очень тонкий (доли миллиметра) пограничный ламинарный слой. Остальные слои жидкости образуют турбулентное ядро потока. В пределах пристенного слоя локальная скорость жидкости увеличивается от нуля на поверхности стенки до некоторого значения на границе пограничного слоя и ядра потока.

В турбулентном потоке частицы жидкости (комки, вихри) интенсивно перемещаются в поперечном направлении. Путь  $l$ , который проходят вихри в поперечном направлении к оси потока от своего зарождения до разрушения, называется путем смешения. Этот путь характеризует масштаб турбулентности (амплитуду турбулентных пульсаций).

При поперечном течении жидкости в турбулентном потоке возникает дополнительное касательное напряжение  $\tau'$ :

$$\tau' = \mu_T \cdot \frac{dv}{dn}, \quad (4.5)$$

где  $\mu_T$  – коэффициент турбулентной вязкости, или турбулентная вязкость.

Этот коэффициент зависит от скорости жидкости, интенсивности и масштаба турбулентности. Турбулентная вязкость растет от нуля около стенки трубы до максимального значения на оси трубы.

Суммарное касательное напряжение состоит из вязкого и турбулентного:

$$\tau = (\mu + \mu_T) \cdot \frac{dv}{dn} \quad (4.6)$$

Турбулизация потоков позволяет интенсифицировать химические, тепловые, диффузионные и другие процессы. Поэтому развитый турбулентный режим широко применяется в технологии.

Критерий  $Re$  используется при расчете гидравлического сопротивления трубопроводов, аппаратов, скорости осаждения частиц, процессов теплоотдачи и массоотдачи и т.д.

### Задача № 1

Определить режим течения воды в кольцевом пространстве теплообменника типа «труба в трубе». Наружная труба –  $96 \times 3,5$  мм, внутренняя –  $55 \times 3$  мм. Расход воды  $(1,5 + 0,3 \cdot N_B)$  м<sup>3</sup>/ч, кинематический коэффициент вязкости воды  $10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

### Задача № 2

По трубам диаметром  $25 \times 2$  мм кожухотрубного теплообменника проходит  $(10 + 0,5 \cdot N_B)$  т/ч воды со средней температурой  $T$  °С. Определить число трубок в аппарате при развитом турбулентном режиме ( $Re = 2 \cdot 10^4$ ).

Таблица 4.1

Плотность и вязкость воды в зависимости от температуры

$N_B$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\rho, \text{кг/м}^3$	1000	1000	998	995	992	988	983	978	972	965
$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	1,79	1,31	1,01	0,81	0,66	0,56	0,48	0,42	0,37	0,33

**Цель работы:** 1) закрепление понятий кинематики потоков; 2) визуальное наблюдение за режимами течения воды; 3) определение критерия Рейнольдса при различных режимах течения.

### Описание установки «Гидродинамика»

На столе 1 (рис. 4.1.) – модули :  $M_1$  («Потери напора по длине»),  $M_2$  («Потери напора при внезапном расширении»),  $M_3$  («Диаграмма Бернулли»),  $M_4$  («Режимы течения»).

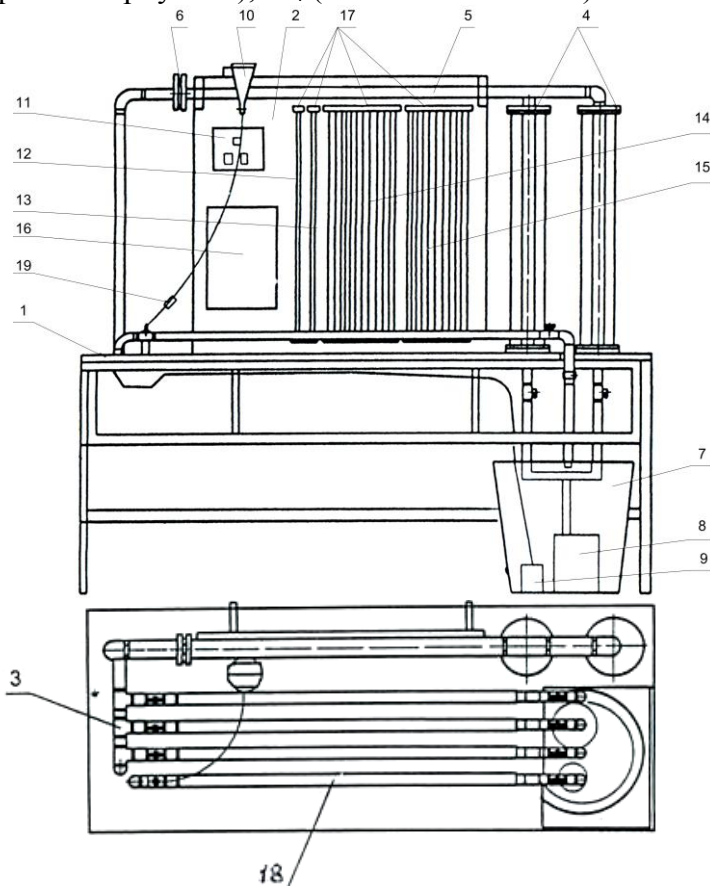


Рис. 4.1. Внешний вид стенда «Гидродинамика»  
1 – стол; 2 – щит пьезометров; 3 и 17 – коллекторы; 4 – ротаметры;

5 и 9 – магистрали; 6 – диафрагма; 7 – бак; 8 – насос; 9 – помпа; 10 – воронка; 11 – панель управления; 12 – 15 – пьезометры; 16 – панель информации; 18 – модуль М<sub>4</sub>; 19 – капельница

На щите пьезометров 2 – делительная воронка 10, панель управления 11, четыре группы пьезометров 12 – 15 и панель информации 16. На панели 11 – клавиши сети, насоса Н<sub>1</sub> и помпы Н<sub>2</sub> (рис. 4.2.).

Вода к модулям М<sub>1</sub> – М<sub>3</sub> из бака 7 подается насосом 8 (Н<sub>1</sub>) по магистрали 5 через ротаметры 4 (РТ<sub>1</sub> и РТ<sub>2</sub>, рис. 4.2), мерную диафрагму 6 и коллектор 3. К модулю М<sub>4</sub> вода из бака 7 с помощью помпы 9 (Н<sub>2</sub>) поступает по магистрали 9.

Два пьезометра 12 соединены с диафрагмой 6, два пьезометра 13 – с модулем М<sub>1</sub>, двенадцать пьезометров 14 – с модулем М<sub>2</sub>, одиннадцать пьезометров 15 – с модулем М<sub>3</sub>. Пьезометры 12 – 15 объединяет коллектор 17.

Подкрашенная жидкость из делительной воронки 10 в капиллярную трубку модуля М<sub>4</sub> подается через капельницу 19 вентилем В<sub>7</sub>. Вентильми В<sub>1</sub> – В<sub>5</sub>, В<sub>8</sub> – В<sub>10</sub> можно регулировать расход воды в модулях М<sub>1</sub> – М<sub>3</sub>, а вентилем В<sub>6</sub> – в модуле М<sub>4</sub>.

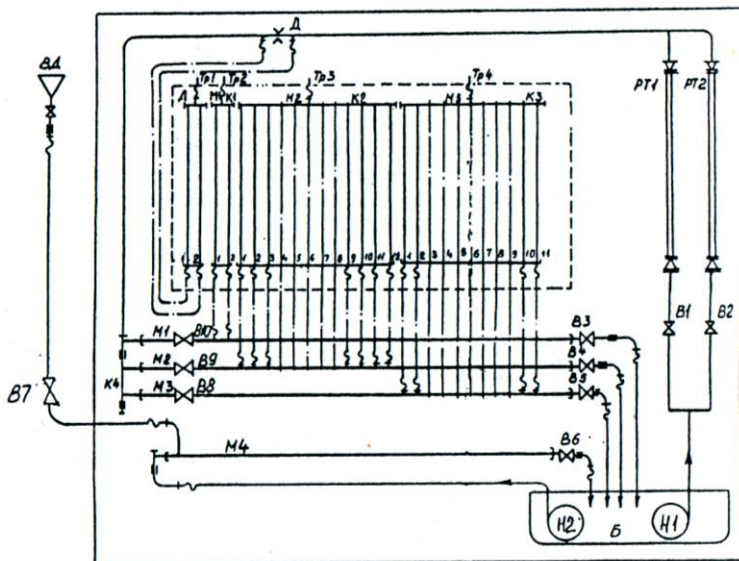


Рис. 4.2. Схема стенда «Гидродинамика»



Условные обозначения:  $M_1 - M_4$  – модули;  $B$  – бак;  $H_1$  – насос;  $H_2$  – помпа;  $PT_1$  и  $PT_2$  – ротаметры;  $D$  – диафрагма;  $ВД$  – делительная воронка;  $V_1 - V_{10}$  – вентили

Опыты проводятся с использованием модуля  $M_4$ .

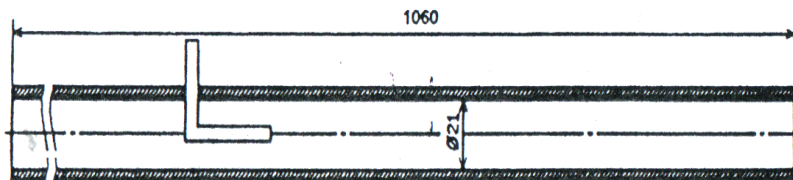


Рис. 4.3. Модуль  $M_4$  «Режимы течения»

### Порядок проведения экспериментов

Включить помпу  $H_2$ . С помощью вентилей  $V_6$  установить минимальный расход воды. После достижения стационарного режима медленным открыванием вентилей  $V_7$  начать подавать трассер. Скорости краски и воды должны быть примерно одинаковы. Необходимо добиться устойчивой окрашенной струйки в трубе. Расход воды измерить объемным способом с помощью мерной кружки. С помощью вентилей  $V_6$  снять еще несколько точек.

### Обработка результатов опытов

Для каждого расхода воды определить среднюю скорость потока:

$$v = Q/S \quad (4.7)$$

Для каждой точки вычислить критерий Рейнольдса:

$$Re = v \cdot d/\nu \quad (4.8)$$

По числу  $Re$  определить режим потока.

Результаты экспериментов занести в таблицу.

Таблица 4.2

## Режимы течения воды

№ опыта	Расход воды $Q$	Средняя скорость	Критерий $Re$	Режим течения
1	2	3	4	5

**Контрольные вопросы**

1. Какое значение имеет режим течения жидкости в химической технологии?
2. От чего зависит режим течения жидкости?
3. Что вы понимаете под расходом жидкости?
4. В чем суть закона внутреннего трения Ньютона?
5. Какова принципиальная разница между ламинарным и турбулентным режимами жидкости?
6. Что такое смоченный периметр и эквивалентный диаметр канала?
7. Какова структура ламинарного и турбулентного потоков жидкости?
8. Какой физический смысл критерия Рейнольдса?
9. Каковы особенности турбулентного потока?
10. Что вы понимаете под турбулентной вязкостью?

**Работа № 5****Опытная демонстрация уравнения Бернулли**

Элемент жидкости (газа) объемом  $dV$  и массой  $dm$  обладает:

- потенциальной энергией геометрического положения  $dm \cdot g \cdot z$ ;
- потенциальной энергией давления  $p \cdot dV$ ;
- кинетической энергией  $\frac{dm \cdot v^2}{2}$ .

Так как  $dm = \rho \cdot dV$ , то полная удельная механическая энергия жидкости, отнесенная к единице объема жидкости:

$$\frac{dE}{dV} = \rho \cdot g \cdot z + p + \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{ Дж/м}^3. \quad (5.1)$$

Для двух произвольных сечений стационарного потока идеальной жидкости согласно закону сохранения энергии:

$$\rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}; \quad (5.2)$$

где  $z$  – геометрический напор (нивелирная высота), или потенциальная энергия геометрического положения единицы веса

жидкости;  $h_p = \frac{p}{\rho g}$  – пьезометрический (статический) напор, или

потенциальная энергия гидростатического давления единицы веса жидкости (высота, на которую может подняться жидкость под

действием давления  $p$ ),  $h_w = \frac{v^2}{2g}$  – скоростной (динамический)

напор, или кинетическая энергия единицы веса жидкости (высота, на которую может подняться жидкость за счет энергии движения);

$\rho$  – плотность жидкости;  $v$  – средняя скорость потока жидкости.

Уравнение (5.2) было получено в 1738 году Даниилом Бернулли и названо в честь этого швейцарского ученого уравнением Бернулли.

Уравнение Бернулли выражает энергетический баланс потока, является частным случаем закона сохранения и превращения энергии и показывает, что для любых поперечных сечений стационарного потока идеальной жидкости полный гидродинамический напор постоянен, т.е. полная удельная механическая энергия жидкости постоянна по длине трубы:

$$H = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (5.3)$$

Уравнение (5.3) получается при делении обеих частей уравнения (5.2) на удельный вес жидкости  $\gamma = \rho \cdot g$ .

Напор  $H$  измеряют в метрах столба жидкости:  $[\text{Дж/Н}] = [\text{Н} \cdot \text{м/Н}] = [\text{м}]$ . Напор потока жидкости обратно пропорционален ее плотности:

$$H = \frac{P}{\rho g}. \quad (5.4)$$

При течении жидкости (например, в наклонной трубе переменного сечения) ее механическая энергия может трансформироваться из одного вида в другой при выполнении баланса энергии.

Жидкость, поступающая в емкость (рис. 5.1. а), на свободной поверхности обладает лишь энергией геометрического положения  $z_1$  (вследствие большого сечения емкости скорость близка к нулю). При перемещении жидкости ко дну емкости исходная энергия  $\rho \cdot g \cdot z_1$  трансформируется в энергию избыточного давления  $p_2$ . На дне сосуда пьезометрический напор

$$h_{p_2} = \frac{P_2}{\rho g} = z_1. \text{ При истечении жидкости через вертикальное сопло}$$

энергия давления  $p_2$  переходит в удельную кинетическую энергию

$$\frac{\rho \cdot v_3^2}{2}. \text{ В этом состоянии для идеальной жидкости скоростной}$$

$$\text{напор } h_w = \frac{v_3^2}{2g} = z_1.$$

Так как  $p_1 = p_3 = 0$ ,  $v_1 = v_2 = 0$ ;  $z_2 = z_3 = 0$ , для трех сечений потока уравнение Бернулли:

$$\rho \cdot g \cdot z_1 = p_2 = \frac{\rho \cdot v_3^2}{2} \quad (5.5)$$

Вдоль канала (рис. 5.1. б) полная удельная механическая энергия потока постоянна, а энергия геометрического положения и кинетическая энергия увеличиваются за счет падения энергии давления.

Реальные жидкости характеризуются вязкостью. Поэтому при их движении от сечении 1 до сечения 2 неизбежны потери механической энергии в количестве  $\Delta p_{1-2}$ . Эти потери

обусловлены внутренним трением (между слоями) жидкости, трением жидкости о стенки трубопровода и наличием местных сопротивлений (резкий поворот трубы, запорно-регулирующая арматура и т.д.). При этом часть потенциальной энергии жидкости превращается в тепловую энергию и рассеивается в окружающем пространстве.

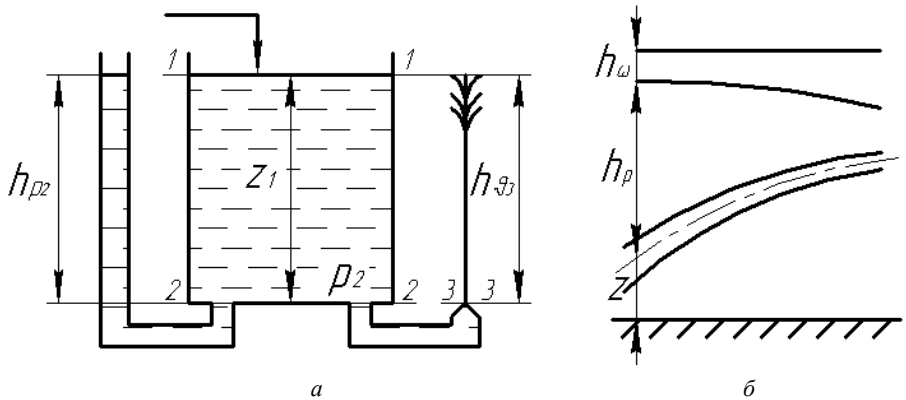


Рис. 5.1. Баланс удельной механической энергии для идеальной жидкости: а – истечение жидкости из емкости через вертикальное сопло; б – течение жидкости в наклонной трубе переменного сечения (диаграмма Бернулли)

Локальная скорость жидкости  $v_n$  изменяется по сечению  $S$  и отличается от среднерасходной  $\bar{v}$ . Уравнение Бернулли для стационарного потока вязкой жидкости:

$$\rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 + \alpha_1 \cdot \frac{\rho \cdot \bar{v}_1^2}{2} = \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2 + \alpha_2 \cdot \frac{\rho \cdot \bar{v}_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} \quad (5.6)$$

где  $\alpha = \frac{\int v_n^3 dS}{\bar{v}^3 \cdot S}$  – безразмерный коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения локальных скоростей по сечению потока. Коэффициент Кориолиса равен отношению действительной кинетической энергии потока в данном сечении к кинетической энергии этого потока в том же

сечении, но при равномерном распределении локальных скоростей. Для ламинарного режима в круглой трубе  $\alpha = 2$ , а для турбулентного режима  $\alpha = 1,045 - 1,100$ .

На диаграмме Бернулли (рис. 5.2.) полная удельная механическая энергия ( $z + h_p + h_w$ ) вдоль потока уменьшается, так как из-за трения часть механической энергии жидкости превращается в тепловую энергию. На участке *б* сечение канала увеличивается, при этом скорость жидкости  $\bar{v}$  падает, а давление растет, т.е. часть кинетической энергии потока преобразуется в потенциальную энергию давления. На участке *в* происходит обратный переход энергии. При этом скорость жидкости повышается, а давление снижается.

Подобное преобразование энергии может происходить и в отдельных струйках жидкости. Рассмотрим струйку жидкости, набегающую со скоростью  $v_l$  на загнутый навстречу потоку конец трубки Пито (участок *г*). На кромке трубки эта струйка тормозится до полной остановки ( $v_l = 0$ ), и вся кинетическая энергия струйки переходит в энергию давления. Поэтому давление в трубке Пито  $p_n$ :

$$\frac{p_n}{\rho g} = \frac{p_l}{\rho g} + \frac{v_l^2}{2g}, \quad (5.7)$$

где  $p_l$  – локальное давление на оси трубки.

По разнице уровней столбиков жидкости  $\Delta h$  в трубках Пито (Г-образная трубка) и Прандтля (пьезометрическая трубка), установленных в данном сечении, можно определить локальную осевую скорость жидкости:

$$v_l = \sqrt{2g \cdot \Delta h} \quad (5.8)$$

Уравнение Бернулли имеет широкое практическое применение (насосы, дроссельные расходомеры, подъемная сила крыла самолета, карбюратор и т.д.).

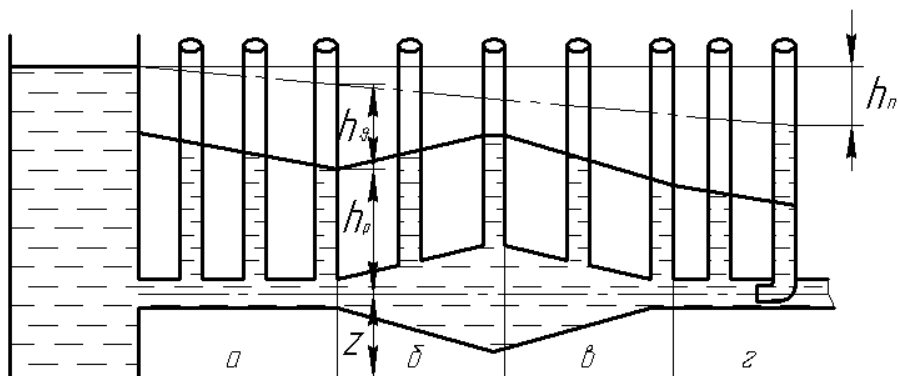


Рис. 5.2. Диаграмма Бернулли для реального потока: а и г – постоянное сечение; б – расширение потока; в – сужение потока

### Задача № 1

Уровень воды в емкости  $z_1 = 100 \cdot (3 + N_B)$  мм (рис. 5.1. а). Найти избыточное давление на дне емкости и теоретическую скорость истечения воды из сопла.

### Задача № 2

Конический расширяющийся канал (диффузор) (рис. 5.2. б) имеет входной диаметр  $d_1 = (20 + N_B)$  мм, а выходной диаметр  $d_2 = (30 + 2 \cdot N_B)$  мм. Скорость воды на входе  $v_1 = 3$  м/с, показание пьезометра  $h_{пл} = (30 + N_B)$  см. Пренебрегая потерями на трение, определить: объемный расход воды; скорость воды на выходе из диффузора; скоростной напор на входе и выходе; пьезометрический напор на выходе.

**Цель работы:** 1) закрепление теоретических знаний по закону сохранения и превращения механической энергии для потока жидкости; 2) экспериментальная проверка уравнения Бернулли; 3) построение диаграммы Бернулли для трубы Вентури.

## Описание установки

Эксперименты проводятся на лабораторном стенде «Гидродинамика» (см. работу № 1). При этом используется модуль МЗ.

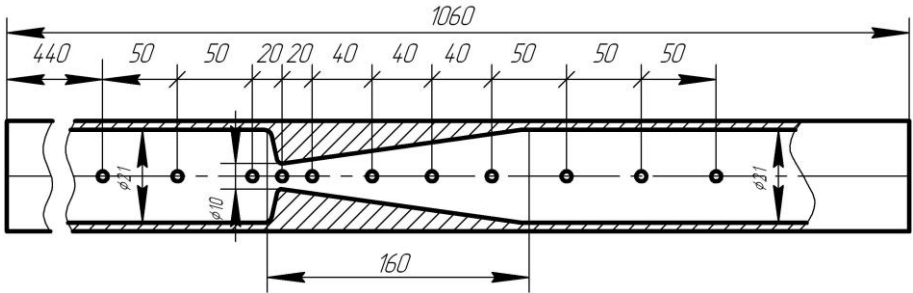


Рис. 5.3. Модуль МЗ «Диаграмма Бернулли»

## Порядок проведения опытов

Включить насос  $H_1$ . Установить определенный расход воды с помощью вентилях  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_5$  и  $B_8$ . После достижения стационарного режима записать показания ротаметров и пьезометров.

## Обработка результатов опытов

Вычислить объемный расход воды по показаниям ротаметров. Определить скорость воды в каждом сечении трубы Вентури:

$$v_i = \frac{V}{S_i}. \quad (5.9)$$

Найти скоростной напор для каждого сечения:

$$h_{ски} = \frac{v_i^2}{2g}. \quad (5.10)$$

Построить диаграмму Бернулли для трубы Вентури. Пьезометрические напоры  $h_{Pi}$  для каждого сечения откладывать от



оси трубы. Провести пьезометрическую линию. Суммируя для каждого сечения пьезометрические напоры  $h_{\text{пз}}$  со скоростными напорами  $h_{\text{ск}}$ , получить линию полного напора. Горизонтальную линию полного напора идеальной жидкости провести через ординату полного напора для первого пьезометра.

### Контрольные вопросы

1. В чем заключается физический смысл геометрического, пьезометрического, динамического и полного гидродинамического напоров потока жидкости?
2. В чем суть уравнения Бернулли для стационарного потока идеальной жидкости?
3. Что характеризует высота столбика жидкости в трубках Прандтля и Пито?
4. В чем особенность уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости?
5. На что затрачивается потерянный напор?
6. Что учитывает коэффициент Кориолиса?
7. Какие энергетические переходы происходят в наклонной трубе переменного сечения?
8. Как по показаниям трубок Прандтля и Пито определить локальную осевую скорость жидкости?
9. Почему нижние концы пневмометрических трубок устанавливаются на оси трубы?
10. Как строится диаграмма Бернулли?
11. Какое практическое применение имеет уравнение Бернулли?

## Работа № 6

### Определение потерь напора в прямой трубе круглого сечения

Гидравлические потери напора по длине (путевые потери) при течении жидкости в прямой трубе обусловлены трением слоев жидкости друг от друга и о стенки канала и определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (6.1)$$

где  $\Delta h_l$  – величина потерянного напора на прямом участке трубопровода длиной  $l$ , м;  $d$  – внутренний диаметр трубы, м;  $v$  – средняя скорость потока, м/с;  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения.

Как показывают опыты, коэффициент гидравлического трения зависит от численного значения критерия Рейнольдса и относительной шероховатости стенки трубы, т.е.:  $\lambda = f(Re, \varepsilon)$ . Здесь  $\varepsilon = \Delta/d$ , где  $\Delta$  – абсолютная шероховатость, т.е. средняя высота неровностей на стенке трубы. Значение коэффициента  $\lambda$  определяется обычно по эмпирическим формулам, полученным для различных областей сопротивления по кривой Никурадзе.

1. Для ламинарного режима течения, т.е. при  $Re < 2320$ , коэффициент  $\lambda$  для всех труб независимо от их шероховатости определяется из точного решения задачи о ламинарном течении жидкости в прямой круглой трубе по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (6.2)$$

2. В узкой области  $2320 < Re < 3000$  наблюдается скачкообразный рост коэффициента трения. Эта область перехода от ламинарного режима к турбулентному характеризуется неустойчивым характером течения. Здесь наиболее вероятен турбулентный режим, и правильнее всего пользоваться формулами для области 3. Можно также применять эмпирическую формулу:

$$\lambda = 0,029 + 0,775 \cdot (Re - 2320) \cdot 10^{-5}. \quad (6.3)$$

3. В области гидравлически гладких труб при  $3000 < Re < 15 \frac{d}{\Delta}$  толщина ламинарного слоя у стенки  $\delta$  больше абсолютной шероховатости стенок  $\Delta$ . Влияние выступов шероховатости, омываемых безотрывным потоком, практически не сказывается, и коэффициент сопротивления вычисляется на основании обобщения опытных данных по эмпирическим соотношениям, например, по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3264}{Re^{0,25}}. \quad (6.4)$$

4. В диапазоне чисел Рейнольдса  $15 \frac{d}{\Delta} < Re < 300 \frac{d}{\Delta}$  наблюдается область перехода от гидравлически гладких труб к шероховатым. В этой области (частично шероховатых труб), когда  $\delta < \Delta$ , т.е. выступы шероховатости с высотой, меньшей средней величины  $\Delta$ , продолжают оставаться в пределах ламинарного слоя, а выступы с высотой, большей средней, оказываются в турбулентной области потока, проявляется тормозящее действие шероховатости. Коэффициент  $\lambda$  в этом случае подсчитывается по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (6.5)$$

5. При  $Re > 300 \frac{d}{\Delta}$  толщина ламинарного слоя у стенки  $\delta$  достигает своего минимального значения, т.е.  $\delta = \delta_{min} \ll \Delta$  и не меняется с дальнейшим ростом числа  $Re$ . Поэтому  $\lambda$  не зависит от числа  $Re$ , а зависит лишь от  $\varepsilon$ . В этой области (шероховатых труб или области квадратичного сопротивления) для нахождения коэффициента  $\lambda$  может быть рекомендована, например, формула Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (6.6)$$

### Задача № 1

Определить потери напора на трение при движении жидкости Ж с температурой  $20^{\circ}\text{C}$  по трубе диаметром  $d$ , длиной  $l$  и скоростью  $v$ .

Ж	ацетон	масло турбинное	вода	глицерин 50%	этиловый спирт	нефть
$d$ , мм	50	60	100	75	50	150
$l$ , м	80	40	200	70	100	1000
$v$ , м/с	1,0	0,5	1,2	0,4	0,8	0,5

### Задача № 2

По трубе диаметром  $d$  с абсолютной шероховатостью стенки  $\Delta$  протекает  $Q$  воды при температуре  $T^{\circ}\text{C}$ .

Определить значение коэффициента гидравлического трения и сравнить результаты, полученные по формуле, с данными графика Никурадзе.

$D$ , мм	200	100	150	75	50	250
$\Delta$ , мм	0,2	0,3	0,4	0,1	0,2	0,6
$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	100	100	150	75	75	200
$T^{\circ}\text{C}$	10	20	30	40	25	35

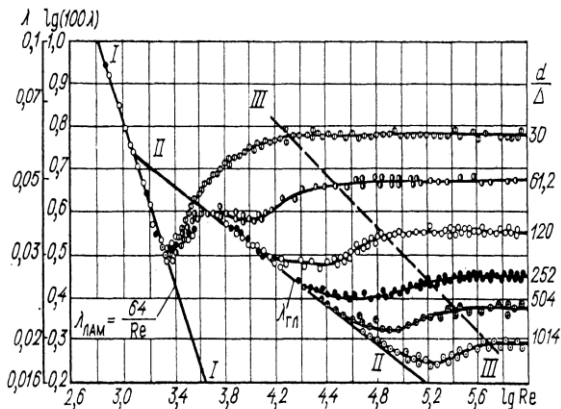


Рис. 6.1. График Никурадзе (зависимость коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  от режима течения и относительной шероховатости)

**Цель работы:** 1) определение потерь напора  $\Delta h_l^0$  непосредственно из опыта при различных скоростях движения воды; 2) определение потерь напора по длине  $\Delta h_l$  расчетным путем; 3) сравнение полученных опытных значений с вычисленными; 4) построение графика  $\Delta h_l^0 = f(l)$ .

**Приборы и оборудование:** экспериментальная установка, секундомер и термометр.

### Описание установки

На рис 6.2 представлена схема универсальной лабораторной установки. Она состоит из питательного бака ПБ, двух центробежных насосов НІ и НІІ, измерительных приборов, регулирующей и монтажной арматуры. На ней можно провести несколько лабораторных работ.

Для определения потерь напора в прямой трубе круглого сечения используется насос НІ. Водопроводная труба Т, где измеряется перепад давлений, расположена горизонтально.

Параметры трубы: длина  $l = 4,5$  м, внутренний диаметр  $d = 50$  мм, абсолютная шероховатость стенок  $\Delta = 0,2$  мм. Дифманометр ДМ<sub>1</sub> присоединен к начальному и конечному сечениям исследуемого участка трубы с помощью пьезометрических колец и импульсных трубок. Расход воды измеряется с помощью крыльчатого водомера КВ и регулируется вентилем В<sub>5</sub>.

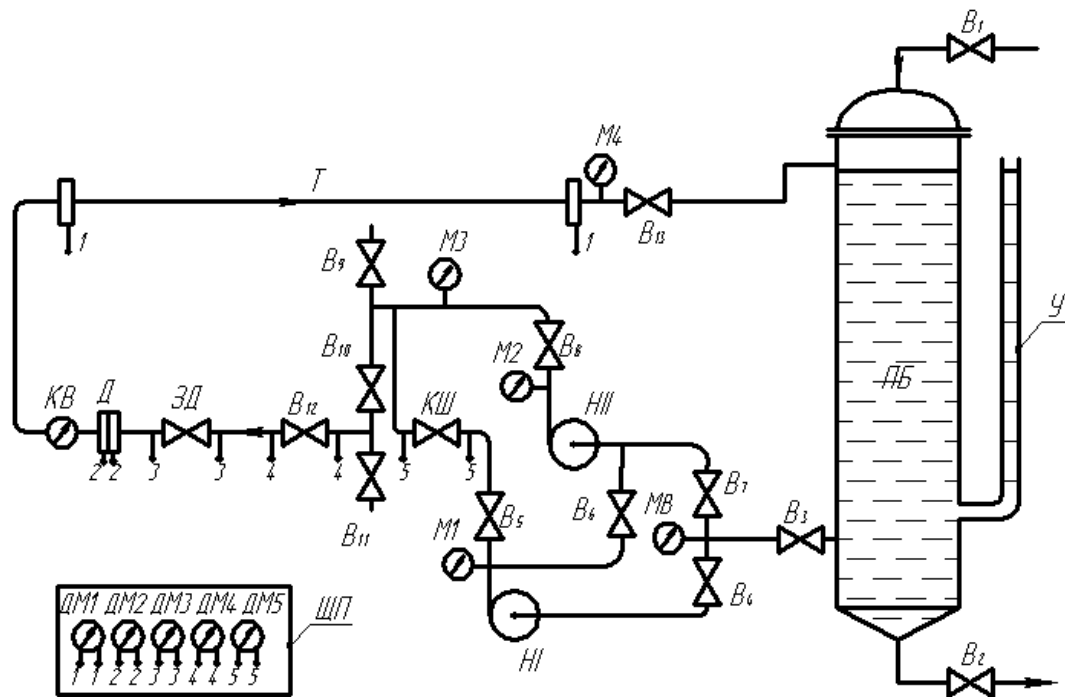


Рис. 6.2. Схема универсальной экспериментальной установки

Условные обозначения: ПБ – питательный бак, Н1 – центробежный насос марки КМ-65-50-160-С-УХЛЗ, Т – водопроводная труба, В – вентиль, ЗД – задвижка, Д – диафрагма, КШ – кран шаровой, КВ – крыльчатый водомер, ЩП – щит приборный, М – манометр, ДМ – дифманометр, МВ – мановакуумметр, У – уровнемер.

## Порядок проведения опытов

Проверяется наличие воды в питательном баке по уровнемеру.

Вся водопроводная сеть должна быть заполнена водой.

По ходу движения воды все запорные устройства должны быть открыты полностью – В<sub>3</sub>, В<sub>4</sub>, В<sub>5</sub>, КШ, В<sub>10</sub>, В<sub>12</sub>, В<sub>13</sub>; остальные – закрыты. Регулирование расхода воды осуществляется вентилем В<sub>5</sub>. Центробежный насос обычно требует предварительной заливки. В нашем случае уровень воды в питательном баке выше чем насос, поэтому он залит. Пуск насоса осуществляется при закрытом вентиле В<sub>5</sub>. Постепенно открывая вентиль, проводят 6 экспериментов при различных расходах воды. Последний эксперимент проводят при полностью открытом вентиле.

Для каждого эксперимента необходимо измерять:

- показание крыльчатого водомера и секундомера,
- показание дифманометра ДМ<sub>1</sub>.

Температуру воды необходимо измерить один раз.

После окончания работы вентиль В<sub>5</sub> необходимо закрыть. В противном случае вода уйдет из сети до уровня воды в питательном баке. Если уровень воды в питательном баке выше уровня горизонтальной трубы, тогда проблема, связанная с опорожнением системы, не возникает.

## Обработка результатов опытов

Полученные опытные значения потери давления по длине  $\Delta p_l$  переводятся в напор  $\Delta h_l^0$ :

$$\Delta h_l^0 = \frac{\Delta p_l}{\rho g},$$

где  $\rho$  – плотность воды.

Объемный расход находится по формуле  $Q = \frac{V}{t}$ , где  $V$  – объем воды, протекающей за время  $t$ .

Средняя скорость движения воды определяется из уравнения расхода:

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

где  $S = \frac{\pi d^2}{4}$  – живое сечение потока.

Численное значение критерия  $Re$  находится по формуле  $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ . Значения кинематического коэффициента вязкости воды  $\nu$  при различных температурах приведены в приложении 1.

По найденным значениям критерия  $Re$  и шероховатости  $\Delta$  выбирается область сопротивления и по соответствующим формулам (6.2)-(6.6) определяется коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ .

Расчетное значение потерь напора по длине  $\Delta h_l$  находится по формуле Дарси-Вейсбаха (6.1).

Полученные расчетные значения путевых потерь  $\Delta h_l$  сравниваются с опытными величинами  $\Delta h_l^0$ .

Результаты измерений и расчетов сводятся в таблицу:

№ п/п	$\Delta p_l$ , кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta h_l^0$ , м	$V$ , дм <sup>3</sup>	$T$ , °С	$Q$ , дм <sup>3</sup> /с	$v$ , см/с	$Re$	$\lambda$	$\Delta h_l$ , м
1									
2									
3									
4									
5									
6									

### Контрольные вопросы

1. Что представляет собой потерянный напор?
2. Как определяется потерянный напор в прямой трубе расчетным и опытным путем?



3. От чего зависит коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ ?
4. Каков порядок расчета коэффициента  $\lambda$ ?
5. Почему в этой работе потерянный напор определяется как разность пьезометрических напоров на концах трубопровода и не учитываются изменения скоростного и геометрического напоров?
6. Какие области гидравлического сопротивления Вы знаете?
7. Каков физический смысл понятия «гидравлически гладкие трубы»?
8. Как определяется средняя скорость потока в трубе?
9. Как известно,  $\Delta h_l \sim v^n$ . Определите значение  $n$  в ваших экспериментах и объясните почему  $n$  изменяется (не изменяется).

### Работа № 7

## Определение потерь напора при внезапном расширении

Обычно местные потери напора рассчитываются с использованием коэффициентов, определенных экспериментально. Однако для внезапного расширения потока потерю напора можно найти теоретическим путем.

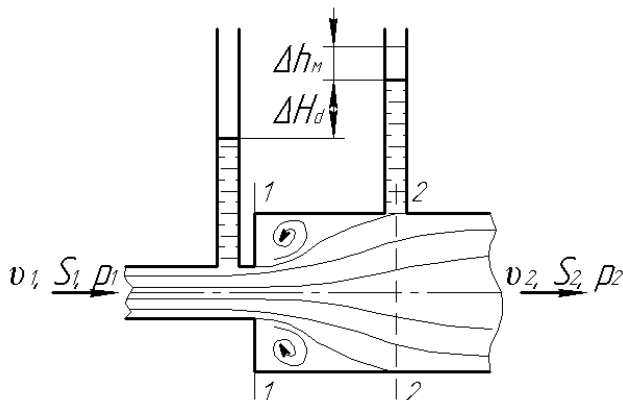


Рис. 7.1. Внезапное расширение трубы

Поток жидкости, вытекающей из узкой трубы, не сразу заполняет все сечение широкой трубы; он отрывается от стенок и дальше движется в виде расширяющейся струи. В кольцевом пространстве между струей и стенками жидкость образует завихрения. Вихри являются основной причиной потерь энергии. При этом происходит непрерывный обмен частицами жидкости между основным потоком и завихренной его частью. Увлекая частицы вихревой зоны, основной поток замедляется и, постепенно расширяясь, заполняет все сечение трубопровода. Происходящее при этом повышение давления вызывает обратное движение частиц вихревой зоны у стенок, так как эти частицы не обладают кинетической энергией, необходимой для перемещения вместе с основным потоком в область более высокого давления. В результате этого возникает вращательное движение жидкости, заполняющей вихревую зону, которое поддерживается непрерывным обменом частицами между этой зоной и основным потоком.

Затрата механической энергии на создание вихрей с последующим переходом кинетической энергии в тепло под действием сил внутреннего трения представляет здесь преобладающую часть местной потери. Тормозящее действие стенок на поток играет второстепенную роль.

Рассмотрим два сечения горизонтального потока: 1-1 – в плоскости расширения трубы и 2-2 – в том месте, где поток, расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Так как поток между сечениями расширяется, то скорость уменьшается, а давление возрастает. Поэтому второй пьезометр показывает высоту, на  $\Delta H_d$  большую, чем первый (рис. 7.1.). Но если бы потерь напора между сечениями не было, то второй пьезометр показал бы высоту большую еще на  $\Delta h_M$ . Это высота и есть местная потеря напора на расширение.

Примем следующие допущения:

– распределение скоростей в сечениях равномерное и режим турбулентный, т.е.  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ;

– потери на трение между сечениями отсутствуют. Следовательно, критерий Re на процесс не влияет, что характерно для квадратичной зоны сопротивления.

Согласно теореме Эйлера изменение количества движения равно импульсу сил давления: за время  $t$  изменение количества движения протекающей массы жидкости между сечениями 1-1 и 2-2 составляет:

$$\rho \cdot Q \cdot t (v_1 - v_2),$$

суммарный импульс сил давления за время  $t$  равен:

$$(p_2 S_2 - p_1 S_1) t.$$

Тогда имеем

$$\rho \cdot Q \cdot t (v_1 - v_2) = (p_2 S_2 - p_1 S_1) t \quad (7.1)$$

Преобразование уравнения (7.1) с учетом  $Q = v_2 \cdot S_2$  дает выражение:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \quad (7.2)$$

Запишем для сечений 1-1 и 2-2 уравнение Бернулли с учетом горизонтальности трубы:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta h_M. \quad (7.3)$$

Сопоставив выражения (7.2) и (7.3) получим:

$$\Delta h_M = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \quad (7.4)$$

Зависимость (7.4) называется формулой Борда. Если учесть, что согласно уравнению неразрывности  $v_2 = v_1 \frac{S_1}{S_2}$ , то полученное уравнение можно представить в виде:

$$\Delta h_M = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \xi \frac{v_1^2}{2g}. \quad (7.5)$$

Следовательно, для внезапного расширения потока коэффициент местного сопротивления определяется:

$$\zeta = \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2. \quad (7.6)$$

В случае  $S_1 < S_2$  имеем  $\zeta = 1$ . Такому случаю соответствует, например, подвод жидкости по трубе к большому резервуару или выход из трубы.

Рассмотренная потеря напора при внезапном расширении потока расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание непрерывного вращательного движения жидких масс с постоянным их обновлением.

Существует два подхода к экспериментальному определению местных потерь напора при внезапном расширении. По первому подходу  $\Delta h_{M1}$  определяется по измерениям давлений и скоростей в двух контрольных сечениях. При таком способе учитываются не только потери на внезапном расширении, но и возможные потери на трение на контрольном участке. Согласно второму подходу, из полной потери напора  $\Delta h_n$  между двумя контрольными сечениями исключается потеря на трение  $\Delta h_L$ , которую можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха:  $\Delta h_{M2} = \Delta h_n - \Delta h_L$

### Задача № 1

По трубе, внезапно расширяющейся от  $d_1$  до  $d_2$  протекает  $Q$  воды. Определить потерю напора. Как изменятся потери напора при выходе из трубы?

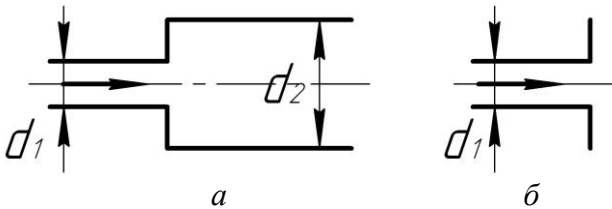


Рис. 7.2. Местные сопротивления: а) внезапное расширение потока; б) выход жидкости из трубы

$d_1, \text{мм}$	100	120	50	75	150	100	40
$d_2, \text{мм}$	200	240	100	120	300	300	120
$Q, \text{м}^3/\text{ч}$	90	110	120	130	300	210	90

### Задача № 2

По трубе, внезапно расширяющейся от  $d_1$  до  $d_2$ , протекает  $Q$  воды. Дифференциальный манометр, включенный в месте изменения сечения и заполненный четыреххлористым углеродом ( $\rho = 1,6 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ), показывает разность уровней  $\Delta H_d$ . Определить коэффициент местного сопротивления  $\xi$  при внезапном увеличении диаметра трубы и сравнить полученный результат с вычисленным по теоретической формуле.

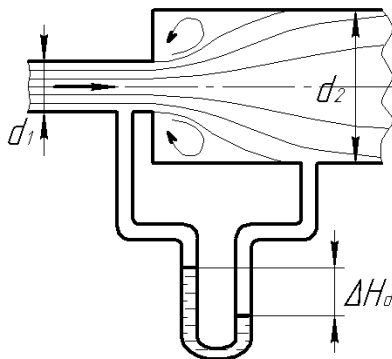


Рис. 7.3. Измерение перепада давлений дифманометром при внезапном расширении

$d_1, \text{мм}$	50	60	75	100	120	50
$d_2, \text{мм}$	100	120	150	250	250	120
$Q, \text{м}^3/\text{ч}$	16	20	25	120	50	30
$\Delta H_d, \text{мм}$	173	200	200	250	100	200

**Цель работы:** 1) уяснение физического смысла уравнения Борда и коэффициента местных сопротивлений; 2) определение потерь напора при внезапном расширении экспериментальным и теоретическим путем.

**Приборы и оборудование:** гидравлический стенд «Гидродинамика ГД» (далее стенд), имеющий круглую трубу с внезапным расширением, снабженный пьезометрическими трубками.

### Описание стенда

Стенд предназначен для проведения 4-х лабораторных работ по гидравлике. Модуль М2 – «Потери напора на внезапном расширении» представляет собой круглую трубку с внезапным расширением, имеет ряд отверстий для отбора давлений в исследуемых точках.

Вода подается из бака Б насосом Н<sub>1</sub>. Для измерения расхода воды используются ротаметры РТ<sub>1</sub> и РТ<sub>2</sub>. Исследуемая труба выполнена из оргстекла, диаметр трубы изменяется с 16 мм до 21 мм. Для измерения давления установлены 13 пьезометров: 4 до сужения, 9 – после. Вода поступает в исследуемую трубу через вентиль В<sub>9</sub>. Вентиль В<sub>4</sub> служит для регулирования расхода.

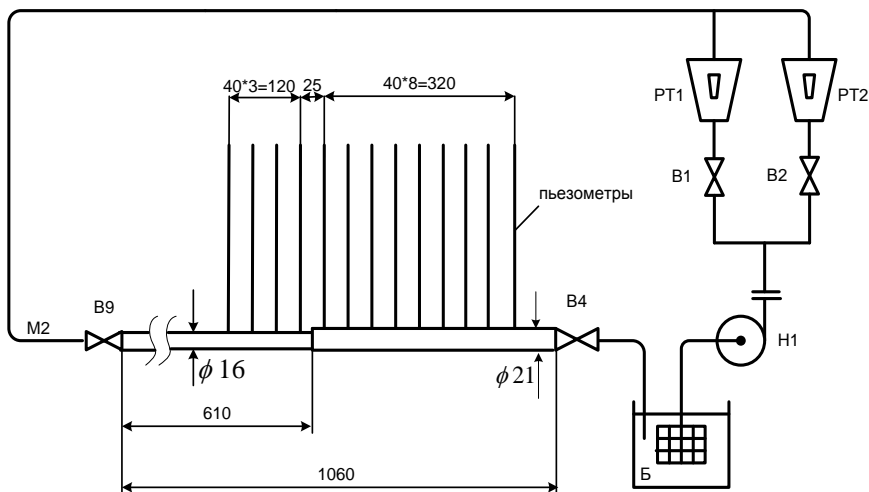


Рис. 7.4. Схема стенда. Представлен только модуль М2

## Порядок проведения опытов

Для выполнения работы необходимо:

- включить насос  $H_1$  на панели управления;
- открыть вентиль  $B_1$  или  $B_2$  (в зависимости от расхода);
- установить необходимый расход с помощью вентиля  $B_4$ .

Наблюдая за столбиками воды в пьезометрических трубках, убедиться, что достигнут установившийся режим течения, и произвести измерения:

- расхода воды по ротаметру  $PT_1$  или  $PT_2$ ;
- показания пьезометров.

Произвести измерения для 4-х значений расхода.

## Обработка результатов опытов

Расход жидкости определяется ротаметром  $PT_1$  или  $PT_2$ . Средняя скорость течения воды определяется по объемному расходу:

$$v_i = \frac{4Q}{\pi d_i^2}, \quad (i = 1, 2) \quad (7.7)$$

Теоретическое значение потери напора при внезапном расширении  $\Delta h_M^0$  вычисляется по формуле Борда (7.4).

Экспериментальное значение  $\Delta h_{M1}$  определяется с использованием показаний пьезометрических трубок 1 и 2 по формуле:

$$\Delta h_{M1} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (7.8)$$

Здесь  $\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$  – разность пьезометрических напоров в сечениях 2 и 1.

Полный напор для сечения 1 вычисляется по формуле:

$$h_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}, \quad (7.9)$$

где  $\frac{p_1}{\rho g}$  – показание 1 пьезометра.

Полный напор для сечения 10 определяется по формуле

$$h_{10} = \frac{p_{10}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (7.10)$$

где  $\frac{p_{10}}{\rho g}$  – показание 10-го пьезометра.

Полная потеря напора на участке 1 – 10 определяется

$$\Delta h_n = h_1 - h_{10}, \quad (7.11)$$

На этом участке потеря напора по длине трубопровода определяется по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_1 = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (7.12)$$

Здесь  $l = 320 + 20 = 340$  мм, коэффициент гидравлического трения определяется в зависимости от Re и  $\Delta$  ( $\Delta = 0,1$  мм для трубы из оргстекла).

Уточненное значение потери напора на местное сопротивление определяется из условия:

$$\Delta h_{M2} = h_n - h_b \quad (7.13)$$

По показаниям пьезометрических трубок для одного случая построить линии пьезометрического и полного напоров. Анализировать физику явления.

Результаты измерений и расчетов сводятся в таблицу.

Таблица

№ п/п	PT1,2 см	$Q$ , см <sup>3</sup> /с	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta h_M^0$ , м	$\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ , м	$\Delta h_{M1}$ , м	$h_1$ , м	$h_{10}$ , м	$h_n$ , м	$h_b$ , м	$\Delta h_{M2}$ , м
1												
2												
3												
4												
5												



## Контрольные вопросы

1. Какие сопротивления называются местными?
2. Каковы причины потери напора при внезапном расширении потока?
3. Какие гидравлические факторы не учтены при выводе формулы Борда?
4. Как изменится потеря напора при внезапном расширении потока, если  $\frac{d_2}{d_1}$  изменится с 2 до 5?
5. Чему равняется коэффициент местного сопротивления при выходе жидкости из трубы?
6. Какой удельный вид энергии показывают пьезометрические трубки, установленные по длине канала постоянного сечения?
7. Как найти полную энергию жидкости для данного сечения?
8. Как определяется средняя скорость потока в трубе?

## Работа № 8

### Измерение расхода жидкости с помощью диафрагмы

Диафрагмы относятся к расходомерам переменного перепада давления. Перепад давления создается с помощью сужающего устройства. В зависимости от вида сужающего устройства они подразделяются на:

- диафрагмы (нормальные, эксцентричные - для малых чисел  $Re$ , переменного сечения);
- сопла (нормальные - для малых чисел  $Re$ );
- расходомерные трубы (трубы Вентури, сопла Вентури, трубы Долла и т.д.).

Расходомеры переменного перепада давления получили широкое распространение благодаря своей универсальности. Они пригодны для измерения любой величины расхода жидкости, газа

и пара при значительных давлениях и температурах текущей среды.

Недостатком этих расходомеров является невозможность их применения при измерении малых расходов в трубах небольшого диаметра (менее 50 мм) и пульсирующих потоков. Другой недостаток вытекает из квадратичной зависимости между расходом и перепадом давления: неравномерность деления шкалы. Однако этот недостаток конструктивно преодолим.

Параметры расходомера переменного перепада давления должны подбираться таким образом, чтобы его гидравлическое сопротивление существенно не зависело от числа Рейнольдса в широком диапазоне изменения последнего.

Рассмотрим движение несжимаемой жидкости через нормальную диафрагму. Диафрагма представляет собой сужающее устройство, основной частью которого является диск с центральным отверстием, диаметр которого меньше диаметра трубопровода (рис. 8.1.). При переходе жидкости через диафрагму происходит значительное увеличение скорости струи, а, значит, и ее кинетической энергии. В связи с этим давление (потенциальная энергия) жидкости в этом месте падает. В дальнейшем скорость струи принимает первоначальное значение и давление восстанавливается, но не целиком вследствие потерь энергии на вихреобразование, удары, на трение и т.д. Необходимо отметить, что давление в одной и той же плоскости разное: непосредственно перед диафрагмой оно растёт (вследствие уменьшения скорости в этом месте), а в центре трубы – уменьшается (вследствие увеличения скорости).

Для вывода формулы расхода выделим в трубопроводе два сечения: 1-1 – перед диафрагмой, в том месте, где нет влияния последней на характер потока, 2-2 – в месте наибольшего сжатия струи, которое находится на некотором расстоянии от диафрагмы.

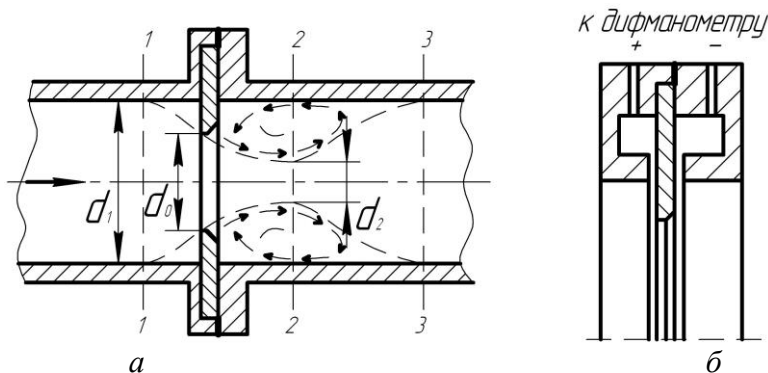


Рис. 8.1. Схема установки диафрагмы (а), нормальная камерная диафрагма (б)

Запишем для этих сечений уравнение Бернулли с учетом горизонтальности трубы:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta h_{1-2}, \quad (8.1)$$

и уравнение неразрывности:

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2. \quad (8.2)$$

Здесь  $v_1$  и  $v_2$  – средние скорости в сечениях 1 и 2;  $S_1$ ,  $S_2$  – площадь поперечного сечения трубы и площадь наименьшего поперечного сечения потока после диафрагмы соответственно;  $\Delta h_{1-2}$  – потерянный напор между сечениями 1-1 и 2-2.

Решая уравнения (8.1) и (8.2) относительно скорости в сечении 2, обозначив  $\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = \Delta h_a$  (показание дифманометра) и используя уравнение расхода  $Q = v_2 \cdot S_2$ , получим:

$$Q = \frac{\varepsilon}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 m^2}} \cdot S_0 \sqrt{2g(\Delta h_a - \Delta h_{1-2})}. \quad (8.3)$$

Здесь  $m = S_0/S_1$  – отношение площади отверстия диафрагмы к площади поперечного сечения трубы;  $\varepsilon = S_2/S_0$  – коэффициент сужения струи.

Учтем влияние на расход потерянного напора  $\Delta h_{1-2}$  введением в формулу (8.3) коэффициента скорости  $\varphi$ :

$$Q = \frac{\varphi \cdot \varepsilon}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 m^2}} \cdot S_0 \sqrt{2g\Delta h_d} . \quad (8.4)$$

Обозначим  $\frac{\varphi \cdot \varepsilon}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 m^2}} = \mu$ ; коэффициент  $\mu$  называется коэффициентом расхода.

Тогда получим окончательное выражение для определения объемного расхода несжимаемой жидкости с помощью диафрагмы:

$$Q = \mu \cdot S_0 \sqrt{2g\Delta h_d} . \quad (8.5)$$

Массовый расход определяется как:

$$M = \rho \cdot Q \quad (8.6)$$

Сложность процессов, происходящих при протекании жидкости через диафрагму, вынуждает ограничиться экспериментальным определением значений коэффициента расхода.

Влияние на  $\mu$  физических свойств жидкости (вязкость, плотность, скорость) учитывается критерием Рейнольдса. Совершенно очевидно, что влияние сил инерции и сил внутреннего трения на сужение струи жидкости при прохождении через диафрагму прямо противоположно. Первые силы создают сужение, вторые противодействуют этому. С уменьшением числа Re значение  $\varepsilon$  стремится к единице. С увеличением числа Re сужение возрастает, т.е. уменьшается значение  $\varepsilon$ . Это уменьшение продолжается до тех пор, пока не наступит полное или совершенное сужение. Дальнейшее увеличение Re уже не вызывает изменение  $\varepsilon$ .

Шероховатость трубы так же влияет на коэффициент расхода. Чем меньше диаметр трубы, тем выше относительная шероховатость и тем сильнее влияние последней на коэффициент расхода. Однако это влияние небольшое, оно оценивается в пределах  $1,0005 \div 1,0270$ .

Многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что значение коэффициента расхода  $\mu$  для нормальной диафрагмы при угловом отборе давления составляет  $0,60 < \mu < 0,80$ .

В приложении приводятся значения коэффициента расхода  $\mu$  в зависимости от  $m$  и  $Re$ .

### Задача № 1

Для измерения расхода серной кислоты, протекающей по трубопроводу диаметром  $d_1$ , установлена нормальная диафрагма диаметром  $d_0$ . Разность уровней кислоты в пьезометрах  $\Delta h_0$ . Определить расход кислоты  $Q$ . Изменится ли перепад  $\Delta h_0$ , если вместо кислоты в трубе будет протекать вода при том же расходе?

$d_1, \text{мм}$	100	150	120	70	80	100
$d_0, \text{мм}$	35	35	35	20	20	25
$\Delta h_d, \text{мм}$	250	300	100	150	200	250

### Задача № 2

По трубе диаметром  $d_1$  течет жидкость Ж при температуре  $20^\circ\text{C}$  в количестве  $Q$ . Для измерения расхода жидкости установлена нормальная диафрагма диаметром  $d_0$ . Определить показание дифманометра  $\Delta h_d$ .

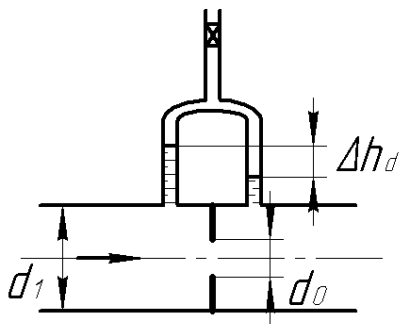


Рис. 8.2. Определение расхода жидкости с помощью нормальной диафрагмы

$d_1, \text{мм}$	100	120	200	150	130	300
$d_0, \text{мм}$	40	35	100	80	75	190
$Q, \text{л/с}$	20	30	40	30	15	60
Жидкость	ацетон	масло турбинное	вода	глицерин 50 %	этиловый спирт	нефть

**Цель работы:** 1) ознакомление с устройством и принципом измерения расхода с помощью расходомеров переменного перепада давления, в частности, диафрагмы; 2) измерение 4 – 5 контрольных значений расхода по показаниям объемного крыльчатого водомера и секундомера; 3) определение коэффициента расхода; 4) расчет расхода по показаниям перепада диафрагмы, сравнение контрольных значений расхода с расходами, определенными с помощью диафрагмы; 5) построение тарировочного графика по опытным данным и оценка диапазона применения данной диафрагмы.

**Приборы и оборудование:** экспериментальная установка, секундомер, термометр.

### Описание установки

Схема экспериментальной установки и ее описание были представлены в работе № 6.

### Порядок проведения опытов

Проверяется наличие воды в питательном баке по уровнемеру. В нерабочем состоянии установки вентиль  $V_5$  должен быть закрыт. По ходу движения воды все запорные устройства, кроме вентиля  $V_5$ , должны быть открыты –  $V_3, V_4, КШ, V_{10}, V_{12}, V_{13}$ ; остальные – закрыты. Пуск насоса осуществляется при закрытом вентиле  $V_5$ . В ходе экспериментов вентиль открывается полностью. Последний эксперимент проводят при полностью открытом вентиле  $V_5$ .

Для каждого эксперимента измеряют:

- показание крыльчатого водомера и секундомера,
- показание дифманометра  $DM_2$ .

Температуру воды необходимо измерить один раз.

После окончания работы сначала закрывают вентиль  $B_5$ , затем выключают насос.

### Обработка результатов опытов

Перевод показания дифманометра в напор водяного столба производится по формуле:

$$\Delta h_d = \frac{\Delta p_d}{\rho g} = \frac{\Delta p_d}{\gamma}, \quad (8.7)$$

где  $\gamma = 1000 \text{ кгс/м}^3$  – удельный вес воды.

Контрольное значение объемного расхода определяется из соотношения

$$Q_k = \frac{V}{t}, \quad (8.8)$$

где  $V$  – объем воды, протекающей через водомер за время  $t$ .

Значение критерия Рейнольдса находится по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d_1}{\nu}, \quad (8.9)$$

где  $v$  – средняя скорость течения воды до диафрагмы,  $\nu$  – кинематическая вязкость воды, температура воды определяется по термометру.

Коэффициент расхода  $\mu$  определяется по таблице 3, приведенной в приложении.

Значение расхода  $Q$  определяется по формуле (8.5). По значениям  $Q_k$  и  $\Delta p_d$  строится тарифовочный график.

Результаты измерений и расчетов сводятся в таблицу.

Таблица

№ п/п	Показания дифманометра		$V \cdot 10^3,$ $\text{м}^3$	$t, \text{с}$	$Q_k \cdot 10^6,$ $\text{м}^3/\text{с}$	Re	$\mu$	$Q \cdot 10^6,$ $\text{м}^3/\text{с}$
	$\Delta p_d,$ кПа	$\Delta h_d \cdot 10^2,$ м в.ст						
1								
2								
3								
4								
5								

### Контрольные вопросы

1. Какие расходомеры переменного перепада давления Вы знаете? Как создается перепад давления?
2. Что представляет собой диафрагма?
3. Какие другие методы измерения расхода Вам известны?
4. Какие уравнения были использованы при выводе формулы расхода (8.5)?
5. От каких параметров зависит коэффициент расхода  $\mu$  и как он определяется?
6. Какие особенности измерения расхода газа или пара с помощью диафрагмы?
7. С какой целью определяется в работе температура жидкости?
8. Сравните потери давления для диафрагмы, сопла и расходомерной трубы.

### Работа №9

#### Определение потерь напора в местных сопротивлениях

В состав потерь напора при движении жидкости, кроме потерь напора на трение по длине, входят также значительные



потери напора в местных сопротивлениях, сосредоточенные на коротких участках: поворотах, сужениях, расширениях, запорных устройствах, клапанах и т.д. Потери напора в них определяются резким изменением скорости потока по величине и по направлению в зависимости от их геометрической конфигурации.

В зоне местных сопротивлений происходит обтекание местных сопротивлений с образованием водоворотных зон и интенсивным обменом частицами жидкости основного потока и этих зон. Это и является основным источником местных потерь напора.

Течение жидкости через местное сопротивление представляет собой типичную гидродинамическую задачу. Для установившегося процесса течения можно записать:

$$\left. \begin{aligned} Eu_M &= f(\text{Re}, \tilde{A}_3, \tilde{A}_4 \dots) \\ Eu_M &= \frac{\Delta p_M}{\rho v^2}, \Delta h_M = \frac{\Delta p_M}{\rho g} \end{aligned} \right\} \quad (9.1)$$

Здесь  $\text{Re}$  – критерий Рейнольдса;  $\Gamma_3, \Gamma_4$  – геометрические симплексы;  $Eu_M$  – определяемый критерий Эйлера. Обозначив  $f(\text{Re}, \Gamma_3, \Gamma_4 \dots) = \xi/2$  и решив уравнения (9.1) относительно  $\Delta h_M$ , получим:

$$\Delta h_M = \xi \frac{v^2}{2g}. \quad (9.2)$$

Здесь  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления. Как видно из формулы (9.2), потеря напора на местных сопротивлениях, как и потери напора на трение по длине, выражается через скоростной напор. Коэффициент местного сопротивления определяется как отношение потери напора в данном местном сопротивлении  $\Delta h_M$  к

скоростному напору  $\frac{v^2}{2g}$  и зависит от режима течения жидкости

( $\text{Re}$ ) и геометрической конфигурации местного сопротивления ( $\Gamma_i$ ). Эту зависимость можно представить:

$$\xi = \frac{c}{\text{Re}^m}. \quad (9.3)$$

Известно, что для ламинарного режима  $m = 1$ , для турбулентного  $m = 0$ , следовательно для турбулентных режимов  $\zeta = c$ . Значения  $\zeta$ , за исключением внезапного расширения потока, определяется экспериментально и приводится в справочной литературе (Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е.Идельчик. – М : Энергоиздат, 1960. – 464 с.). В технологических установках, в системах трубопровода течение происходит, как правило, в области развитой турбулентности. Поэтому в справочниках значение  $\zeta$  приводится для турбулентного режима, т.е.  $\zeta = c$ .

При определении  $\Delta h_m$  необходимо иметь в виду, что за местным сопротивлением, где поток претерпевает значительную деформацию, лежит достаточно протяженный «начальный участок», на котором существуют крупные вихри с возвратными течениями, где происходит перестраивание профиля скоростей. Потери напора на этом участке будут больше, чем на участке гидродинамической стабилизации. Потери на «начальном участке» зависят от числа Рейнольдса. Влияние «начального участка» в зависимости от числа  $Re$  может быть в пределах  $20 < l/d < 50$ .

В настоящее время существует 2 подхода к экспериментальному определению потери напора на местном сопротивлении.

Первый подход. Приборы для измерения  $\Delta h_m$  устанавливаются непосредственно до и после местного сопротивления (фасонной части). Разность пьезометрических напоров до и после фасонной части является  $\Delta h_m$ . Этот подход не учитывает потери напора, связанные с сильными возмущениями после фасонной части, т.е. потери на «начальном участке» (рис. 9.1. а).

Второй подход. Один дифманометр измеряет только потери напора на трение по длине трубопровода  $\Delta h_1$ , другой – потери напора на такой же длине  $L$  и местные потери  $\Delta h_2$ . Разница между их показаниями равна полным потерям напора на местных сопротивлениях:

$$\Delta h_{\text{н}} = \Delta h_2 - \Delta h_1. \quad (9.4)$$

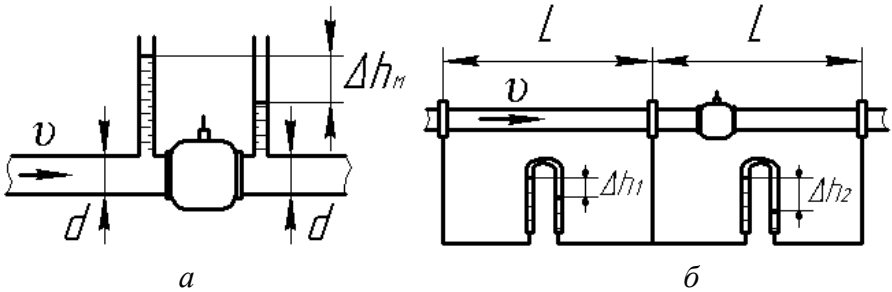
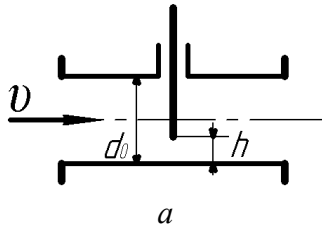


Рис. 9.1. Схемы измерения местных потерь напора

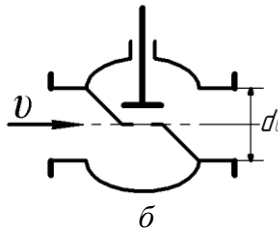
Очевидно, что  $\Delta h_{\text{н}} > \Delta h_{\text{М}}$ . Измерение пьезометрического напора после местного сопротивления производится после «начального участка», т.е. на участке гидродинамической стабилизации (рис. 9.1. б).

Следует отметить эффект взаимного влияния друг на друга (интерференцию) местных сопротивлений. Если следующее местное сопротивление располагается на «начальном участке», то наблюдается заметное влияние друг на друга местных сопротивлений (до 2 – 4-х раз). В таких случаях эти местные сопротивления необходимо считать за одно со своим коэффициентом местного сопротивления  $\zeta_{1+2}$ . Значение  $\zeta_{1+2}$  может быть как значительно больше, так и меньше суммы коэффициентов отдельных местных сопротивлений  $\zeta_1 + \zeta_2$ .

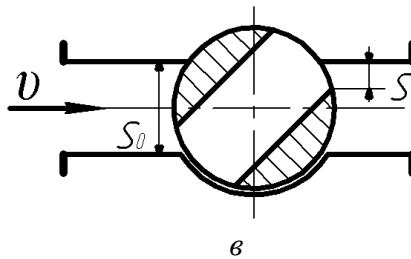
Рассмотрим в качестве местных сопротивлений запорные устройства. Запорные устройства служат для регулирования расхода протекающей жидкости и для полного перекрытия трубопроводов. Ниже приведены схемы задвижки, вентиля и пробкового крана.



$h/d_0$	0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi$	$\infty$	35,0	10,0	4,6	2,1	1,0	0,4	0,2	0,06	0



$d_0, \text{ мм}$	13	20	40	80	100	200	350
$\xi$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,7	6,5



$S_f/S_0$	0,93	0,85	0,77	0,69	0,61	0,53	0,46	0,38	0,31	0,25	0,14	0
$\xi$	0,05	0,31	0,75	1,56	3,10	5,47	9,68	17,3	31,2	52,6	206	$\infty$

Рис. 9.2. Схемы запорных устройств: а) задвижка простая; б) вентиль стандартный (полное открытие); в) пробковый кран (цилиндрическая труба)

### Задача № 1

По трубе диаметром  $d_0$  протекает вода в количестве  $Q$ . Для регулирования подачи на линии установлена задвижка. Зная величину  $h/d_0$ , определить показания ртутного дифманометра  $\Delta h_{рт}$ .

$Q, \text{ м}^3/\text{час}$	80	100	150	100	120	150	200
$d_0, \text{ мм}$	200	200	200	150	120	150	150
$h/d_0$	0,50	0,25	0,40	0,35	0,60	0,70	0,45

### Задача №2

Горизонтальная труба диаметром  $d$  длиной  $l_1 = 140$  м,  $l_2 = 30$  м соединяет два открытых резервуара с постоянными уровнями  $H_1$  и  $H_2$  (рис. 9.3.). Определить расход воды, если коэффициент трения  $\lambda = 0,03$ ; степень закрытия пробкового крана  $S_1/S_0$ .

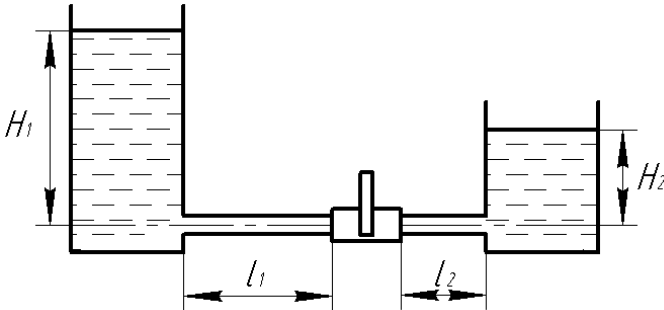


Рис. 9.3.

$d, \text{ мм}$	150	120	100	80	100	120	150	200
$H_1, \text{ м}$	10	10	8	9	10	13	8	10
$H_2, \text{ м}$	2	3	4	2	1	4	3	2
$S_1/S_0$	0,50	0,31	0,40	0,70	0,35	0,45	0,60	0,80

**Цель работы:** 1) ознакомление с особенностями определения потери напора в местных сопротивлениях; 2) изучение запорных устройств и выяснение причин местных потерь напора в них; 3) экспериментальное определение потери

напора в полностью открытом вентиле и сравнение этих потерь с расчетными; 4) опытное определение степени открытия задвижки; 5) экспериментальное определение коэффициента сопротивления шарового крана в зависимости от угла поворота затвора.

**Приборы и оборудование:** экспериментальная установка, имеющая запорные устройства (вентиль стандартный, задвижка простая, шаровой кран) и секундомер.

### **Описание установки**

Схема экспериментальной установки и ее описание были приведены в работе № 6.

Как видно из схемы, в работе для измерения  $\Delta h_M$  реализован первый подход, как наиболее простой, хотя и не очень точный.

### **Порядок проведения опытов**

Питательный бак заполнен водой, задвижка ЗД закрыта. По ходу движения воды открыты все запорные устройства ( $V_3, V_4, V_5, КШ, V_{10}, V_{12}, V_{13}$ ), остальные запорные устройства закрыты. Запускается насос при закрытой задвижке ЗД. Для первой серии опытов расход регулируется с помощью задвижки ЗД. Экспериментальные данные снимаются для задвижки и вентиля по показаниям дифманометров  $DM_3$  и  $DM_4$ . Для второй серии опытов по ходу движения все запорные устройства открыты ( $V_3, V_4, V_5, V_{10}, V_{12}, ЗД$  и  $V_{13}$ ) кроме шарового крана КШ. В этом случае расход регулируется с помощью шарового крана в зависимости от угла поворота затвора. Полный цикл открытия – закрытия сечения трубы происходит за  $90^0$  поворота затвора. Перепад давлений снимается по показанию дифманометра  $DM_5$ .

Для каждого эксперимента определяется расход с помощью крыльчатого водомера и секундомера. После окончания работы линию нагнетания перекрывают с помощью одного из запорных устройств, например, вентиля  $V_5$ , а затем выключают насос.

## Обработка результатов опытов

Расход воды определяется по формуле

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (9.5)$$

где  $V$  – количество воды, прошедшей через водомер;  $t$  – время прохождения указанного количества воды.

Средняя скорость воды перед запорным устройством вычисляется по уравнению расхода:

$$v = \frac{4Q}{\pi d_0^2}. \quad (9.6)$$

Опытная величина потерь напора  $\Delta h_M^0$  определяется пересчетом показаний дифманометров  $DM_3$ ,  $DM_4$  и  $DM_5$  в соответствующие высоты водяного столба по формуле:

$$\Delta h_M^0 = \frac{\Delta p_M^0}{\rho g}, \quad (9.7)$$

где  $\rho$  – плотность воды.

Коэффициент местного сопротивления полностью открытого вентиля  $\zeta_B$  определяется в зависимости от диаметра трубопровода по предлагаемой таблице (рис. 9.2). Расчетное значение потери напора определяется по формуле (9.2).

Коэффициент местного сопротивления задвижки  $\zeta_3$  вычисляется по формуле:

$$\zeta_3 = \frac{2g \cdot \Delta h_M^0}{v^2}. \quad (9.8)$$

Коэффициент сопротивления шарового крана  $\zeta_{шк}$  определяется также по формуле (9.8).

Степень закрытия задвижки определяется по предлагаемой таблице (рис. 9.2).

Результаты измерений и расчетов заносятся в таблицы.

Таблица 9.1

№ п/п	V, дм <sup>3</sup>	t, с	Q, дм <sup>3</sup> /с	v, м/с	Вентиль				Задвижка				
					$\Delta p_M^0$ , кПа	$\Delta h_M^0$ , мвод.ст	$\xi_{\theta}$	$\Delta h_M$ , мвод.ст	$\Delta p_M^0$ , кПа	$\Delta h_M^0$ , мвод.ст	$\xi_3$	h/d <sub>0</sub>	
1													
...													
6													

Таблица 9.2

№ п/п	Угол открытия затвора	Шаровой кран						
		V, дм <sup>3</sup>	t, с	Q, дм <sup>3</sup> /с	v, м/с	$\Delta p_M^0$ , кПа	$\Delta h_M^0$ , м вод.ст	$\xi_{шк}$
1	90 <sup>0</sup>							
2	75 <sup>0</sup>							
3	60 <sup>0</sup>							
4	45 <sup>0</sup>							
5	30 <sup>0</sup>							
6	15 <sup>0</sup>							

При угле 90<sup>0</sup> кран открыт полностью.

### Контрольные вопросы

1. В каких случаях возникают местные сопротивления?
2. Назовите примеры местных сопротивлений.
3. Охарактеризуйте основные причины возникновения местных сопротивлений.
4. Почему в исходном уравнении  $Eu_M = f(Re, \tilde{A}_3, \tilde{A}_4 \dots)$  отсутствует критерий Фруда Fr?
5. Охарактеризуйте понятия начального и стабилизированного участков трубопроводов.
6. Перечислите преимущества и недостатки разных подходов к измерению  $\Delta h_M^0$ .
7. В каких случаях возникает интерференция местных сопротивлений?



8. Назовите виды запорных устройств и охарактеризуйте области их применения.

9. Почему  $\Delta h_M^0$  для вентиля и задвижки определяется как разность пьезометрических напоров до и после запорного устройства?

10. От каких величин зависит  $\zeta$ ?

11. При использовании каких запорных устройств возможно возникновение гидравлического удара?

## Работа № 10

### Параметрические испытания центробежного насоса

Насосы предназначены для перекачивания капельных жидкостей. В насосах механическая энергия двигателя превращается в механическую энергию жидкости.

В химической промышленности наибольшее распространение получили центробежные насосы.

Общая схема насосной установки с центробежным насосом представлена на рис. 10.1.

В центробежном насосе передача энергии от электродвигателя потоку жидкости осуществляется при помощи колеса с профилированными лопатками. При вращении рабочего колеса насоса жидкость, заполняющая пространство между лопатками, также приводится во вращение. Под влиянием центробежных сил жидкость перемещается от центра к периферии колеса и выбрасывается в канал (спиральная камера), окружающий колесо. Одновременно на входе в рабочее колесо давление понижается (становится ниже атмосферного). Под действием образовавшегося перепада давлений жидкость непрерывно всасывается насосом. Так как окружная скорость на периферии колеса больше, чем у входа на лопатки, абсолютная скорость жидкости на выходе с лопатки становится больше, чем на входе. Таким образом, жидкость, пройдя через рабочее колесо, получает приращение энергии.

В дальнейшем кинетическая энергия, полученная жидкостью, преобразуется в потенциальную (энергию давления) в спиральной камере (улитке) насоса, поперечное сечение которой постепенно увеличивается к выходному патрубку. При этом скорость жидкости снижается, и кинетическая энергия потока частично преобразуется в потенциальную энергию давления.

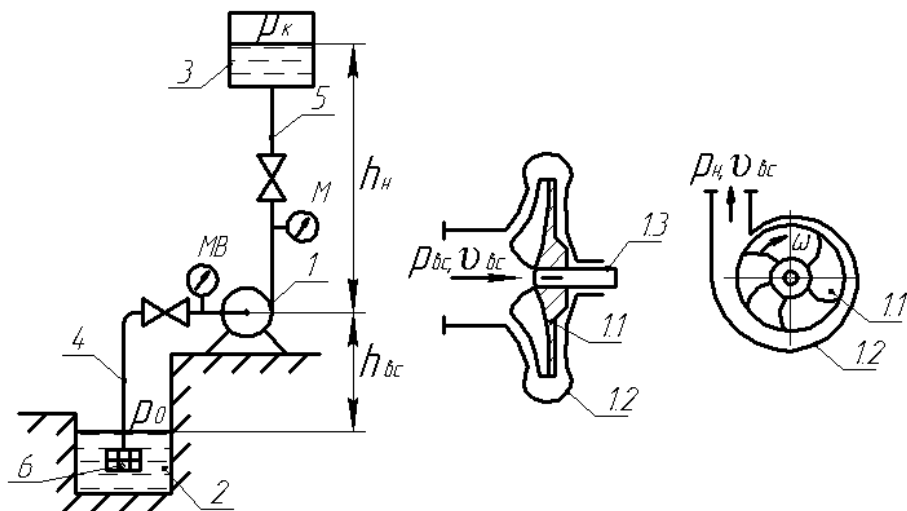


Рис. 10.1. Схема насосной установки:

1 – центробежный насос, 2 – питательный бак, 3 – напорный бак, 4 – линия всасывания, 5 – линия нагнетания, 6 – приемный (обратный) клапан с сеткой-фильтром, 1.1 – рабочее колесо центробежного насоса, 1.2 – корпус насоса, 1.3 – приводной вал

Центробежные насосы перед пуском необходимо заливать перекачиваемой жидкостью. Для того, чтобы жидкость могла удерживаться в насосе, на нижнем конце всасывающей трубы, опускаемой в питательный бак или водоем, устанавливают приемный (обратный) клапан с сеткой-фильтром. Приемный клапан пропускает жидкость только в одном направлении – к насосу.

Параметрические испытания проводятся с целью определения основных характеристик насоса: подачи, напора, мощности и КПД.

Подача  $Q$  (объемная производительность) – объем жидкости, подаваемой насосом в линию нагнетания в единицу времени. Напор насоса  $H$  – приращение полной удельной энергии жидкости внутри насоса. Различают мощность на валу насоса (потребляемая мощность)  $N$  и полезную мощность  $N_n$ . Отношение полезной мощности к мощности на валу насоса представляет собой КПД насоса  $\eta_n$ . КПД насоса учитывает все виды потерь энергии, связанные с передачей ее перекачиваемой жидкости. Потери энергии в насосе складываются из механических  $\Delta N_M$ , гидравлических  $\Delta N_g$  и объемных  $\Delta N_V$ .

Механические потери  $\Delta N_M$  – потери на трение в подшипниках и сальниках; гидравлические потери  $\Delta N_g$  – потери, связанные с преодолением гидравлических сопротивлений в рабочих органах насоса; объемные потери  $\Delta Q$  – потери, обусловленные утечкой жидкости из напорной полости насоса во всасывающую через зазоры.

Расчетные формулы:

Подача:

$$Q = Q_m - \Delta Q, \quad (10.1)$$

где  $Q_m$  – теоретическая подача насоса,  $\Delta Q$  – объемные потери.

Напор насоса:

$$H = \frac{p_M - p_{MB}}{\rho g} + \frac{v_H^2 - v_{вс}^2}{2g} + z + z_M, \quad (10.2)$$

где  $p_M$  – показание манометра,  $p_{MB}$  – показание мановакуумметра,  $v_H$  и  $v_{вс}$  – средние скорости жидкости в напорном и всасывающем трубопроводах,  $z$  – расстояние по вертикали между точками присоединения мановакуумметра и манометра,  $z_M$  – расстояние от точки присоединения манометра по вертикали до центра манометра.

Мощность на валу насоса может быть определена по показаниям вольтметра и амперметра:

$$N = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{дв}, \quad (10.3)$$

где  $U$  – напряжение,  $I$  – сила тока,  $\eta_{дв}$  – КПД электродвигателя,  $\cos \varphi$  – коэффициент мощности.

Полезная мощность и КПД насоса определяются по формулам:

$$N_n = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \quad (10.4)$$

$$\eta_i = N_i / N, \quad (10.5)$$

$$\eta_i = \eta_M \cdot \eta_g \cdot \eta_t, \quad (10.6)$$

$$\eta_M = \frac{N - \Delta N_M}{N}, \quad (10.7)$$

$$\eta_g = \frac{N_n}{N_n + \Delta N_g} = \frac{H}{H + \Delta H_g}, \quad (10.8)$$

$$\eta_o = \frac{N_n}{N_n + \Delta N_v} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}. \quad (10.9)$$

Рабочие характеристики  $H = f_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$  и  $\eta_n = f_3(Q)$  при постоянном числе оборотов вала насоса обычно устанавливают опытным путем (рис. 10.2.). Зависимость  $H = f_1(Q)$  называется главной характеристикой насоса.

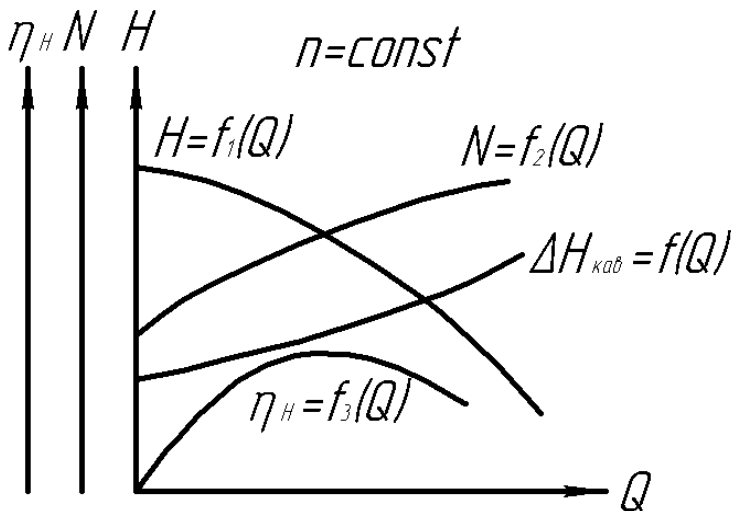


Рис. 10.2. Рабочие характеристики центробежного насоса

Эти характеристики получают на заводах-изготовителях и помещают в каталогах. В каталогах приводится также зависимость кавитационного запаса  $\Delta H_{\text{кав}}$  от подачи. Кавитационный запас обеспечивает работу насоса без изменения основных технических показателей. При изменении числа оборотов колеса центробежного насоса от  $n_1$  до  $n_2$  его подача, напор и потребляемая мощность изменяются в соответствии с законами пропорциональности:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (10.10)$$

В условиях эксплуатации, когда центробежный насос подает жидкость в определенную сеть, рабочие параметры насоса могут быть установлены при совмещении главной характеристики насоса с характеристикой сети (рабочая точка). Изменения сопротивления сети и, следовательно, изменения режима работы машины можно достичь, в частности, путем открытия (закрытия) задвижки на линии нагнетания. На линии всасывания монтажная задвижка должна быть открыта полностью.

### Задача № 1

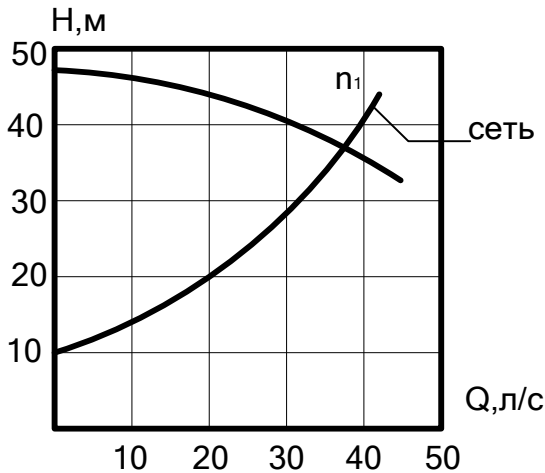
Определить напор насоса, подающего воду из сборного резервуара в водонапорную башню, если расход воды  $Q$ , диаметр всасывающего трубопровода  $d_{\text{вс}}$ , длина его  $l_{\text{вс}}$ , отметка воды в сборном резервуаре 105 м, отметка оси насоса 108 м, отметка верхнего уровня воды в водонапорной башне 147 м, длина напорного трубопровода  $l_{\text{н}}$  и его диаметр  $d_{\text{н}}$ .

На всасывающем трубопроводе установлены приемный клапан с сеткой, три колена под  $90^\circ$  и задвижка, открытая полностью.

$Q$ , л/с	50	30	40	60	20
$d_{\text{вс}}$ , мм	250	200	250	300	150
$d_{\text{н}}$ , мм	200	200	250	250	150
$l_{\text{вс}}$ , м	20	50	40	20	10
$l_{\text{н}}$ , м	620	1000	700	1000	500
$T$ , °C	20	15	25	12	10

## Задача № 2

Характеристика насоса при  $n_1 = 1480$  об/мин приведена ниже.



Определить, во сколько раз уменьшится расход воды, подаваемой в сеть, уравнение характеристики которой

$$H = 10 + 17,5 \cdot 10^3 Q^2,$$

при уменьшении числа оборотов насоса до  $n_2$ .  $n_2 = 720; 950$  об/мин.

**Цель работы:** 1) ознакомление с конструкцией насосной установки; 2) проведение испытания центробежного насоса; 3) построение рабочих характеристик насоса при  $n = \text{const}$ ; 4) определение оптимальных параметров насоса при данном числе оборотов.

**Приборы и оборудование:** экспериментальная установка, секундомер.

## Описание установки

Схема экспериментальной установки и ее описание были представлены в работе № 6.

## Порядок проведения опытов

Перед включением электродвигателя насоса необходимо открыть задвижку на всасывающей линии. После этого, проверив наличие воды в питательном баке, включают насос. Перед включением насоса необходимо проверить регулируемую арматуру:  $V_3$ ,  $V_4$ , КШ,  $V_{10}$ ,  $V_{12}$ , ЗД,  $V_{13}$  должны быть открыты, остальные закрыты.

Первое наблюдение проводится при полностью закрытом вентиле  $V_5$  на нагнетательной линии. Последующие наблюдения проводят при постепенном открывании вентиля  $V_5$  для каждого нового режима работы (не менее 5-6 опытов). Последнее наблюдение проводят при полностью открытом вентиле  $V_5$ . Для каждого режима измеряют следующие величины: 1) объем воды  $V$  (показание водомера), прошедший за время  $t$  (примерно 60-120 с); 2) показание манометра  $p_M$  и мановакуумметра  $p_{MB}$ ; 3) напряжение  $U$  и силу тока  $I$  (показания вольтметра и амперметра).

После окончания работы вентиль  $V_5$  до выключения электродвигателя необходимо закрыть.

## Обработка результатов опытов

Производительность (подача) насоса определяется по формуле

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (10.11)$$

Напор насоса  $H$  находят по формуле (10.2.).

В нашем случае диаметры всасывающей и нагнетательной линии равны, поэтому  $v_{вс} = v_H$ . Если мановакуумметр показывает избыточное давление, то  $p_{MB}$  необходимо брать со знаком минус, а в случае вакуума знак плюс. В нашем случае  $z + z_M = 0,6$  м

Мощность, потребляемая насосом, определяется по формуле (10.3) при  $\cos\varphi = 0,85$ ,  $\eta_{дв} = 0,8$ .

Полный КПД насоса  $\eta_n$  вычисляется по формуле

$$\eta_n = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N}, \quad (10.12)$$

При увеличении подачи насоса нагрузка на электродвигатель также возрастает, что приводит к некоторому уменьшению числа оборотов асинхронного электродвигателя. В случае заметного изменения числа оборотов насоса найденные значения параметров насоса ( $Q, H, N$ ) следует пересчитать на одно и то же число оборотов  $n_p$  (по указанию преподавателя). Пересчет производится в соответствии с зависимостями (10.10).

Все величины, измеренные в процессе испытания и полученные расчетом, заносятся в таблицу.

Таблица

№ п/п	Измеренные величины						Вычисленные величины			
	$p_m,$ кгс/см <sup>2</sup>	$p_{mv},$ кгс/см <sup>2</sup>	$V,$ л	$t,$ с	$U,$ В	$I,$ А	$Q,$ дм <sup>3</sup> /с	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta_n$
1										
2										
3										
4										
5										
6										

По данным расчетов строятся рабочие характеристики насоса при постоянном числе оборотов  $n = 2900$  об/мин:  $H = f_1(Q)$ ;  $N = f_2(Q)$ ;  $\eta_n = f_3(Q)$ . На графике должны быть обозначены оптимальные параметры насоса.

### Контрольные вопросы

1. Назовите химические производства, где применяются центробежные насосы.
2. Как устроен и работает центробежный насос?
3. Каков порядок запуска центробежного насоса?



4. Что называется рабочими характеристиками насоса, какая из них главная?
5. Какие рабочие параметры насоса определяются в работе?
6. Как измеряется подача насоса?
7. Как находится напор насоса?
8. Как определяется потребляемая насосом мощность?
9. Как находится полный КПД насоса?
10. Как определяется рабочая точка насоса?
11. Почему изменяются параметры насоса в зависимости от степени закрытия задвижки на нагнетательной линии?
12. Как определяются оптимальные параметры насоса?
13. Почему центробежный насос заливаается перед пуском?
14. Как изменится характеристика сети, если питательный (нижний) бак закрыт (рис. 10.1.), а напорный (верхний) бак открыт?

## **Работа № 11**

### **Параллельная работа центробежных насосов**

Параллельная работа применяется в тех случаях, когда одним центробежным насосом нельзя обеспечить заданную подачу (производительность), даже если принять максимально возможный диаметр ротора насоса и повысить до предела его обороты (рис. 11.1).

Параллельная работа насосов используется и в тех случаях, когда расход перекачиваемой жидкости меняется в широких пределах: при больших расходах несколько насосов работают параллельно, а при малых – только один. Насосы необходимо подобрать таким образом, чтобы они работали в зоне высокого КПД при всех комбинациях подачи. Выбор насосов для параллельной работы должен быть согласован с характеристикой сети трубопроводов так, чтобы рабочая точка лежала в зоне максимального КПД насосов. При этом идентичность характеристик насосов необязательна.

Параллельное включение рабочих колес может быть реализовано в многоколесных центробежных насосах.

Однако без острой необходимости не следует прибегать к совместной работе насосов, в частности, к параллельной работе, так как она всегда является менее экономичной как по капиталовложениям, так и по эксплуатационным расходам.

Рассмотрим параллельную работу двух одинаковых насосов.

Исследование параллельной работы двух насосов производят следующим образом. На  $H - Q$  диаграмме строят характеристику сети трубопроводов. Затем на график накладывают характеристики параллельно работающим насосам  $H_I$  и  $H_{II}$  и строят их суммарную характеристику  $H_{I+II}$  (рис. 11.2.).

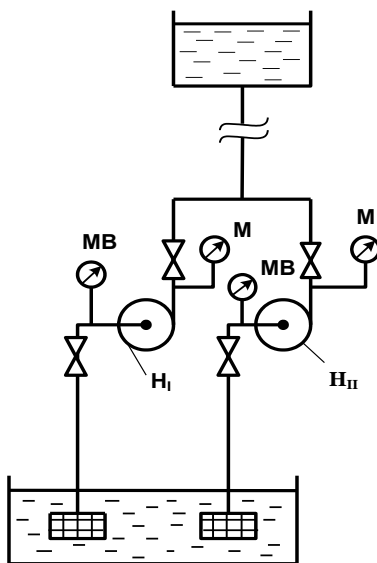


Рис. 11.1. Схема установки с двумя параллельно включенными насосами

Для построения суммарной характеристики необходимо провести ряд горизонтальных прямых и сложить при постоянных  $H$  абсциссы (расходы):  $aa' = a'a''$ ,  $bb' = b'b''$  и  $cc' = c'c''$ . По точкам

В, а", b" и с" строят суммарную характеристику  $H_{I+II}$ . Точка 1 характеризует рабочую точку одного отдельно работающего насоса, точка 2 – двух насосов, включенных параллельно.

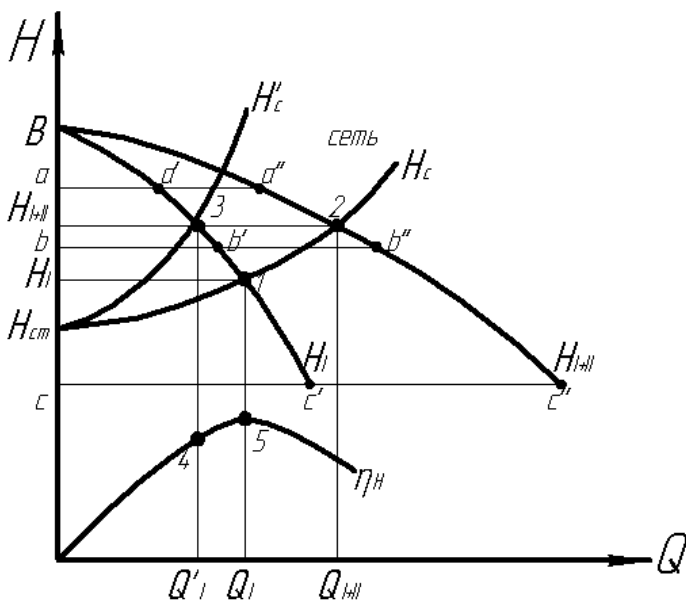


Рис. 11.2. Параллельная работа двух одинаковых насосов

Как видно из рис. 11.2.  $Q_{I+II} > Q_{I,II}$ , но  $Q_{I+II} < (Q_I + Q_{II})$ . Однако при этом увеличивается и напор:  $H_{I+II} > H_I, H_{II}$ , хотя этого и не требовалось. Точка 3 характеризует рабочую точку, а точка 4 КПД одного насоса при параллельном включении. Точка 5 характеризует КПД отдельно работающего насоса.

Характеристика сети трубопроводов описывается формулой:

$$H_c = H_{cm} + A Q^2, \quad (11.1)$$

При больших сопротивлениях на линии нагнетания коэффициент  $A$  имеет большое значение и характеристика сети (парабола второго порядка) имеет крутой вид –  $H_c'$ . Как видно из рис. 11.2. в этом случае параллельное включение насосов не имеет смысла. Параллельное включение центробежных насосов

целесообразно только при небольших сопротивлениях на линии нагнетания.

Рассмотрим параллельную работу насосов с разными характеристиками, представленными на рис. 11.3.

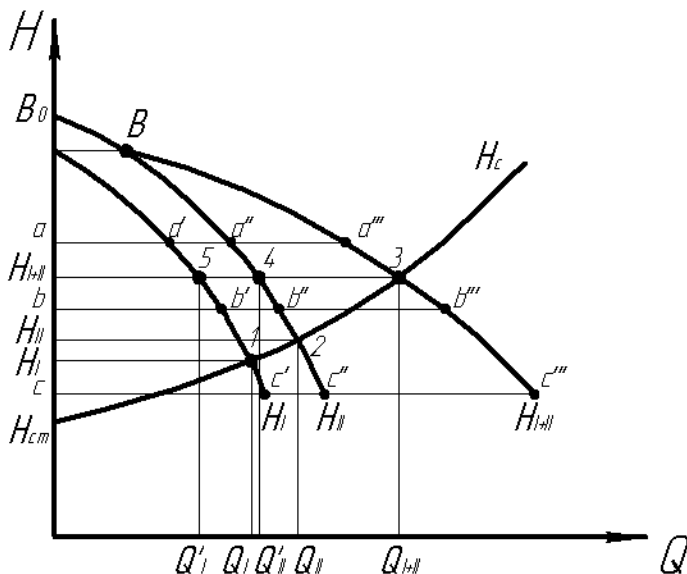


Рис. 11.3. Параллельная работа двух насосов, имеющих разные характеристики

Начало совместной работы двух насосов характеризуется точкой  $B$ . Первый насос может начать работу только тогда, когда второй насос с увеличением производительности снизит свой напор до максимального напора, даваемого первым насосом. Начиная с точки  $B$ , можно строить суммарную характеристику. Построение суммарной характеристики выполняется путем сложения абсцисс отдельных характеристик насосов:  $aa' + aa'' = aa'''$ ;  $bb' + bb'' = bb'''$ ;  $cc' + cc'' = cc'''$ . По точкам  $B$ ,  $aa'''$ ,  $bb'''$ ,  $cc'''$  строится суммарная характеристика. Точки  $1$  и  $2$  характеризуют рабочие точки отдельно работающих первого и второго насосов; точка  $3$  – рабочую точку двух насосов, включенных параллельно, точки  $5$  и  $4$  соответствуют рабочим точкам первого и второго насосов, включенных параллельно в общую сеть. Как видно из

рис. 11.3.  $Q_{I+II} < (Q_I + Q_{II})$ ,  $H_{I+II} > H_I$ ,  $H_{II}$ . На участке В<sub>0</sub>В совместная работа насосов нецелесообразна, так как  $H_{II} > H_I$  и первый насос будет работать в режиме противотока. В этом случае первый насос необходимо отключить. Отсюда практически важный вывод, что на параллельную работу следует подключать только такие насосы, у которых развиваемые напоры равны или близки (подача не имеет значения).

КПД насосной установки (средний КПД группы параллельно работающих насосов) определяется по формуле:

$$\eta_y = \frac{N_{n_1} + N_{n_2} + \dots}{N_1 + N_2 + \dots} = \frac{\rho g H_{\Sigma} \sum Q_i}{\sum N_i}. \quad (11.2)$$

Для случая параллельной работы двух одинаковых насосов имеем (рис. 11.2):

$$\eta_{\delta} = \frac{\rho g H_{I+II} \cdot 2Q'}{N_1 + N_2} = \frac{\rho g H_{I+II} \cdot Q_{I+II}}{2N_1}, \quad (11.3)$$

Для разных насосов (рис. 11.3):

$$\eta_y = \frac{\rho g H_{I+II} (Q'_I + Q'_{II})}{N_1 + N_2} = \frac{\rho g H_{I+II} \cdot Q_{I+II}}{N_1 + N_2}. \quad (11.4)$$

### Задача № 1

Характеристика центробежного насоса представлена ниже. Характеристика сети имеет вид:  $H_c = H_{cm} + AQ^2$ . Определить, насколько увеличится подача жидкости в сеть при параллельном включении еще одного и еще двух таких же насосов.

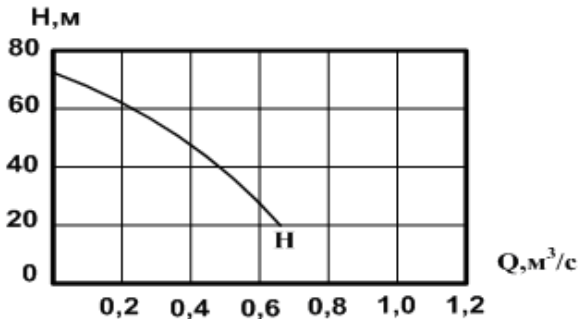


Рис. 11.4. Характеристика насоса

Вар. / Парам.	1	2	3	4	5
$H_{cm}, \text{ м}$	40	40	20	10	30
$A$	15	100	50	100	30

## Задача № 2

Характеристики центробежных насосов представлены ниже. Характеристика сети имеет вид

$$H_c = H_{cm} + AQ^2$$

Определить параметры рабочих точек для отдельно работающих насосов и при параллельном включении их в общую сеть.

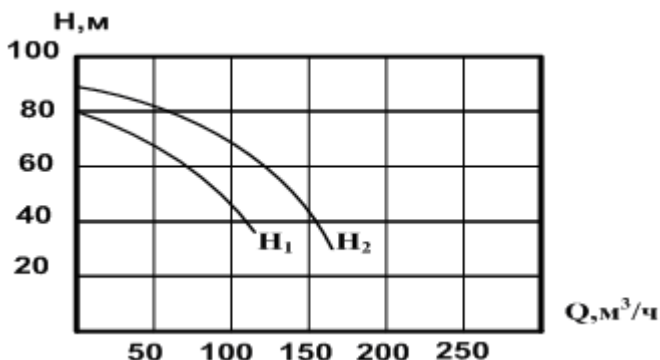


Рис. 11.5. Характеристики насосов

Вар. / Парам.	1	2	3	4	5
$H_{cm}, \text{ м}$	20	30	40	30	20
$A$	$10^2$	$10^3$	500	50	300

**Цель работы:** 1) изучить на  $H - Q$  диаграмме параллельную работу двух одинаковых и разных насосов на одну сеть; 2) получить напорную характеристику одного насоса и двух параллельно включенных одинаковых насосов; 3) определить КПД одного насоса  $\eta$  и установки  $\eta_y = f(Q)$ ; 4) построить

характеристику сети и определить рабочие точки одного насоса и двух параллельно включенных одинаковых насосов.

**Приборы и оборудование:** экспериментальная установка, секундомер.

### **Описание установки**

Схема экспериментальной установки приведена в работе № 6. Она состоит из питательного бака ПБ, двух насосов  $H_I$  и  $H_{II}$ ; трубопроводной сети Т, измерительных приборов, регулирующей и монтажной арматуры.

### **Порядок проведения опытов**

Сначала проводят испытание одного насоса, например, насоса  $H_I$  (смотри работу № 10). Затем по аналогичной методике проводят испытание параллельно включенных в одну сеть насосов  $H_I$  и  $H_{II}$ . Для насоса  $H_I$  -  $B_3, B_4, B_5, КШ$  - открыты, для насоса  $H_{II}$  –  $B_3, B_7, B_8$  – открыты, на общей линии  $B_{12}, ЗД, B_{13}$  также открыты, остальные –  $B_6, B_9, B_{11}$  закрыты. Регулирование подачи осуществляется вентилем  $B_{10}$ .

Для каждого режима измеряют следующие величины: 1) объем воды  $V$  (по показанию крыльчатого водомера), прошедший за время  $t$ , 2) показания манометра и мановакуумметра для одного из насосов, 3) показания амперметра и вольтметра.

После окончания работы вентиль  $B_{10}$  необходимо закрыть для предотвращения слива воды с верхней горизонтальной трубы.

### **Обработка результатов опытов**

Подача рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{V}{t} \quad (11.5)$$

Напор насоса определяется по формуле:

$$H = \frac{p_M \pm p_{MB}}{\rho g} + z + z_M \quad (11.6)$$

Для параллельного включения определяем напор одного из насосов, например, для насоса  $N_I$ . Если мановакуумметр показывает избыточное давление, то  $p_{MB}$  необходимо брать со знаком минус, а в случае вакуума знак плюс. В нашем случае  $z + z_M = 0,6$  м

Полезная мощность определяется по формуле:

$$N_n = \rho g Q H \quad (11.7)$$

Мощность на валу насоса (потребляемая мощность) находят по формуле:

$$N = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{ос} \quad (11.8)$$

где  $U$  – показание ваттметра,  $I$  – показание амперметра, коэффициент мощности  $\cos \varphi = 0,85$ , КПД электродвигателя  $\eta_{ос} = 0,8$ .

Характеристика сети определяется уравнением

$$H_c = H_{cm} + A Q^2 \quad (11.9)$$

Здесь  $H_{cm}$  – подъем жидкости (если уровень жидкости в питательном баке ниже, чем уровень верхней трубы, тогда  $H_{cm}$  необходимо брать со знаком минус). Коэффициент  $A$  имеет вид:

$$A = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{8}{\pi^2 d^4 g} \quad (11.10)$$

где  $\lambda = 0,03$  – коэффициент сопротивления,  $l$  – длина трубопровода,  $d$  – диаметр трубопровода,  $\sum \xi$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений линий нагнетания и всасывания.

Все величины, измеренные в процессе испытания и полученные расчетом, заносятся в таблицу.

Для параллельно работающих насосов в качестве  $p_M$  необходимо брать показание манометра МЗ, а в качестве вычисленной величины  $N$  необходимо брать  $N = N_I + N_{II}$ .

КПД установки  $\eta_y$  определяется по формуле (11.3).



Таблица

№ № опытов	Измеренные величины						Вычисленные величины			
	$p_M,$ кПа	$P_{MB},$ кПа	$V,$ л	$t,$ с	$U,$ В	$I,$ А	$Q,$ л/с	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta$
Отдельно работающий насос $H_I$										
1										
2										
3										
4										
5										
6										
Параллельно работающие насосы $H_{I+II}$										
1										
2										
3										
4										
5										
6										

По данным расчетов строятся рабочие характеристики насоса при  $n = \text{const}$  ( $n = 2900$  об/мин.):  $H_I = f_1(Q)$ ,  $N_I = f_2(Q)$ ,  $\eta_I = f_3(Q)$ ,  $H_{I+II} = f_4(Q_{I+II})$ ,  $(N_I + N_{II}) = f_5(Q_{I+II})$ ,  $\eta_y = f_6(Q_{I+II})$ , а также характеристика сети.

### Контрольные вопросы

1. В каких случаях используется параллельное включение центробежных насосов в одну сеть трубопроводов?
2. Как строится суммарная характеристика двух насосов при их параллельном включении в одну сеть?
3. Как определяется рабочая точка?
4. Как определяется рабочая точка отдельного насоса из двух параллельно включенных в одну сеть?
5. Чем отличается КПД насоса от КПД установки?

6. В каких случаях выгодно параллельное включение насосов в одну сеть, в каких невыгодно?

7. В каких случаях один из параллельно включенных в одну сеть насосов работает в режиме противотока?

8. Изобразите суммарную характеристику трех одинаковых и трех разных насосов, включенных параллельно в одну сеть.

## Работа № 12

### Последовательная работа центробежных насосов

Последовательное соединение центробежных насосов обычно применяется для увеличения напора в тех случаях, когда один насос не может создать требуемого рабочего напора, или когда нужно иметь возможность изменять напор, развиваемый насосной установкой. Необходимым условием последовательной работы насосов является близость их характеристик по расходу. По напору такого требования нет. Однако необходимо иметь в виду, что корпуса, сальники и другие части насоса рассчитаны на определенное давление. Обычно в каталогах в технических характеристиках насосов указывается предельно допустимое давление во входном патрубке, которое и ограничивает возможность последовательного соединения насосов.

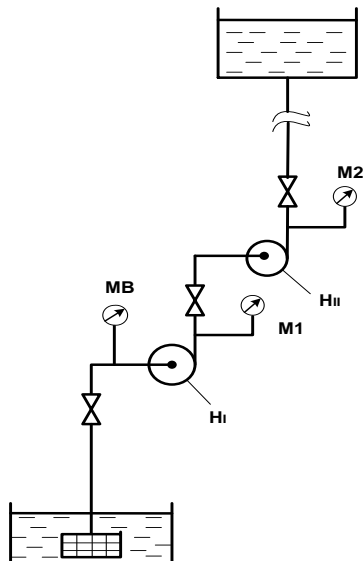
Однако, без острой необходимости не рекомендуется использовать совместную работу центробежных насосов – она ведет к увеличению капиталовложений и эксплуатационных расходов.

Возможны случаи:  $H_{cm} > H_{I0}, H_{II0}$  или  $H_{cm} < H_{I0}, H_{II0}$

Здесь  $H_{cm}$  – статический (полезный) напор сети;  $H_{I0}$  и  $H_{II0}$  – напоры насосов  $N_I$  и  $N_{II}$  при  $Q = 0$  соответственно.

Дальше рассмотрим второй случай, как более распространенный. Частным случаем последовательного соединения являются многоступенчатые насосы, у которых несколько рабочих колес расположены в одном корпусе.

При последовательной работе (рис. 12.1) перекачку ведут из насоса в насос: жидкость по приемному трубопроводу входит в первый насос, выходит из него и подводится ко второму насосу и т.д. Таким образом, жидкость проходит через все насосы.



*Рис. 12.1. Схема установки с двумя последовательно включенными насосами*

Исследование последовательной работы насосов выполняют аналогично параллельному. На  $H - Q$  диаграмме строят характеристику сети трубопроводов, затем характеристики отдельных насосов  $H_I$  и  $H_{II}$  и их суммарную характеристику.

Для построения суммарной характеристики необходимо провести ряд вертикальных прямых и сложить напоры насосов при постоянных  $Q$ .

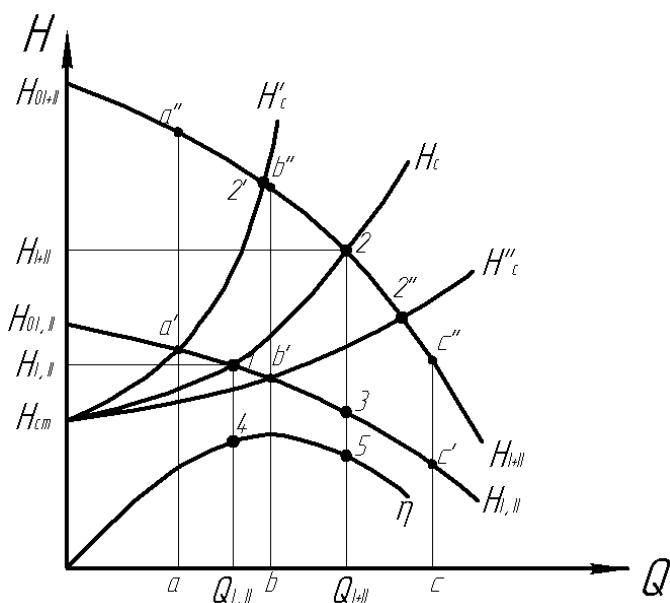


Рис. 12.2. Последовательная работа двух одинаковых насосов

На рис. 12.2. рассмотрен случай одинаковых насосов. Здесь  $aa' = a'a''$ ,  $bb' = b'b''$  и  $cc' = c'c''$ . По точкам  $H_{0I+II}$ ,  $a''$ ,  $b''$ ,  $c''$  строят суммарную характеристику  $H_{I+II}$ . Точка 1 характеризует рабочую точку одного, отдельно работающего насоса, точка 2 – двух насосов, включенных последовательно. Как видно из рис. 12.2.  $H_{I+II} > H_b$ ,  $H_{II}$ , но  $H_{I+II} < (H_I + H_{II})$ . Произошло увеличение и подачи:  $Q_{I+II} > Q_I$ ,  $Q_{II}$ , хотя этого и не требовалось. Точка 3 – рабочая точка отдельного насоса, включенного в последовательную сеть, точка 4 – КПД отдельного работающего насоса, точка 5 – КПД отдельного насоса, включенного в последовательную сеть.

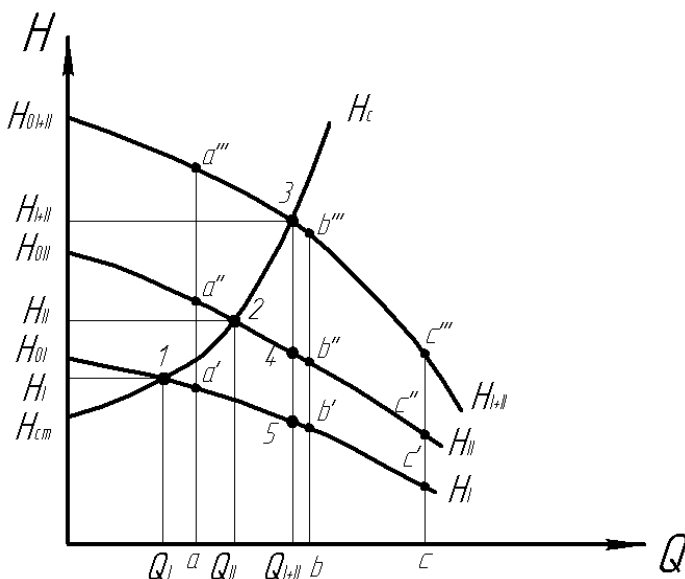


Рис. 12.3. Последовательная работа двух разных насосов

Крутизна характеристики сети зависит, в основном, от сопротивления линии нагнетания: большое сопротивление – кривая крутая  $H_c'$  (рабочая точка 2'), и наоборот, для малого сопротивления  $H_c''$  (рабочая точка 2''). Таким образом, только при больших сопротивлениях на линии нагнетания реализуется существенное увеличение общего (суммарного) напора. При незначительных сопротивлениях на линии нагнетания цель не достигается – суммарный напор мало отличается от напоров отдельных насосов.

На рис. 12.3. рассмотрена последовательная работа двух разных насосов  $H_I$  и  $H_{II}$ . Построение суммарной характеристики выполняется путем сложения ординат отдельных характеристик насосов:  $aa' + aa'' = aa'''$ ;  $bb' + bb'' = bb'''$ ;  $cc' + cc'' = cc'''$ . По точкам  $H_{0I+II}$ ,  $a'''$ ,  $b'''$ ,  $c'''$  строится суммарная характеристика. Точки 1 и 2 характеризуют рабочие точки отдельно работающих насосов  $H_I$  и  $H_{II}$ ; точка 3 – рабочую точку двух насосов, включенных последовательно; точки 4 и 5 соответствуют рабочим точкам первого и второго насосов, включенных последовательно в общую

сеть. Как видно из рис. 12.3., существенное увеличение суммарного напора происходит для крутых характеристик сети.

КПД насосной установки в этом случае вычисляется по формуле:

$$\eta_y = \frac{N_{n_1} + N_{n_2} + \dots}{N_1 + N_2 + \dots} = \frac{\rho g Q_\Sigma \sum H_i}{\sum N_i}. \quad (12.1)$$

Здесь  $N_{ni}$  – полезная мощность,  $N_i$  – потребляемая мощность насоса.

Для случая последовательной работы двух одинаковых насосов формула имеет вид:

$$\eta_y = \frac{\rho g Q_{I+II} \cdot H_{I+II}}{2N_1} \quad (12.2)$$

Для разных насосов имеем:

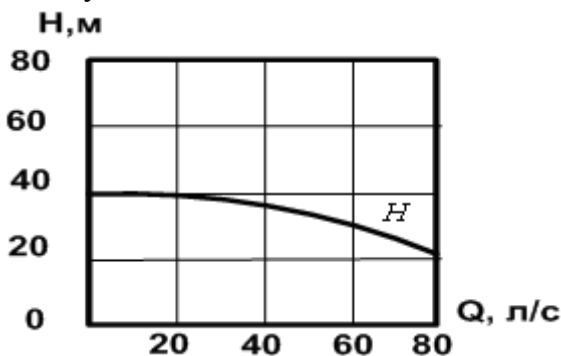
$$\eta_y = \frac{\rho g Q_{I+II} \cdot H_{I+II}}{N_1 + N_2} \quad (12.3)$$

### Задача № 1

Характеристика насоса представлена ниже, характеристика сети выражается формулой

$$H_c = H_{cm} + A Q^2$$

Найти рабочие точки для одного насоса и двух насосов, включенных в общую сеть последовательно.

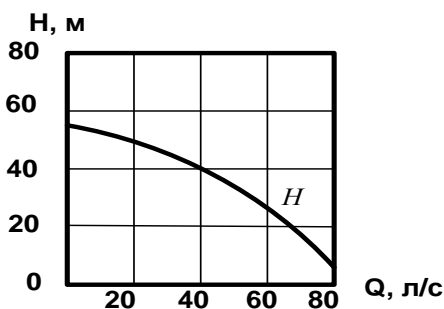


Вар. \ Пар.	1	2	3	4	5
$H_{ст}, м$	50	15	20	30	40
$A$	$10^2$	$10^3$	500	$10^4$	$10^3$

### Задача № 2

Характеристика насоса представлена ниже, статический (полезный) напор  $H_{ст} = 25$  м, расход воды  $Q = 40$  л/с.

Найти рабочие точки для одного насоса и двух насосов, включенных в общую сеть последовательно, если эквивалентная длина всех местных сопротивлений  $l_{экр} = 85$  м, а коэффициент трения  $\lambda = 0,03$ , диаметр трубы  $d$ .



Варианты:  $d$ , мм = 100; 150; 200; 250; 300.

**Цель работы:** 1) изучить на  $H - Q$  диаграмме последовательную работу двух одинаковых и разных насосов на одну сеть; 2) получить напорную характеристику одного насоса и двух одинаковых насосов, включенных в общую сеть последовательно; 3) определить КПД одного насоса и установки (насосы включены последовательно); 4) построить характеристики сети и определить рабочие точки одного насоса и двух насосов, работающих на одну сеть последовательно.

**Приборы и оборудование:** экспериментальная установка, секундомер.

## Описание установки

Схема экспериментальной установки приведена в работе № 6. Она состоит из питательного бака ПБ, двух насосов  $H_I$  и  $H_{II}$ ; трубопроводной сети Т, измерительных приборов, регулируемой и монтажной арматуры.

Для последовательной работы насосов  $H_I$  и  $H_{II}$  до точки С вентили  $B_5$ ,  $B_7$ , кран шаровой КШ должны быть открыты, остальные закрыты.

## Порядок проведения опытов

Сначала проводят испытание одного насоса, например, насоса  $H_I$  (смотри работу № 11). Затем по аналогичной методике проводят испытание двух насосов  $H_I$  и  $H_{II}$ , включенных в общую сеть последовательно. Для каждого режима измеряют следующие величины: 1) объем воды  $V$  (по показанию крыльчатого водомера), прошедший за время  $t$ ; 2) показания манометра  $M_1$  и мановакуумметра  $MВ_1$  для насоса I (при испытании одного насоса); 3) показания манометров  $M_1$  и  $M_2$  и мановакуумметров  $MВ_1$   $MВ_2$  (при испытании двух насосов, включенных последовательно) для обоих насосов; 4) показания амперметра и вольтметра.

Для увеличения параметра  $A$  в уравнении характеристики сети необходимо иметь большое сопротивление на линии нагнетания. Этого можно добиться, закрывая вентиль  $B_{20}$  на нагнетательной линии, или, включая в сеть теплообменник, или и то и другое совместно (по указанию преподавателя). В теплообменнике один теплоноситель (жидкость) течет по трубному пространству, другой – по межтрубному пространству.

После окончания работы вентиль  $B_{20}$  на линии нагнетания необходимо закрыть.

## Обработка результатов опытов

Подача насоса определяется по формуле:



$$Q = \frac{N}{t} \quad (12.4)$$

Напоры насосов находят по формулам:

$$H_I = \frac{P_{M1} \pm P_{MB1}}{\rho g} + (z + z_M)_I, \quad (12.5)$$

$$H_{II} = \frac{P_{M2} - P_{MB2}}{\rho g} + (z + z_M)_{II}, \quad (12.6)$$

Суммарный напор:

$$H_{I+II} = H_I + H_{II} \quad (12.7)$$

Если учесть, что  $(z + z_M)_I$  и  $(z + z_M)_{II}$  по сравнению с  $P_{M2}$  малы, то ими можно пренебречь.

Тогда будем иметь:

$$H_{I+II} = \frac{P_{M2} \pm P_{MB2}}{\rho g} \quad (12.8)$$

Полезная мощность для одного насоса определяется по формуле:

$$N_{nI} = \rho g Q_I H_I \quad (12.9)$$

для двух насосов, включенных последовательно:

$$N_{nI+II} = \rho g Q_{I+II} \cdot H_{I+II} \quad (12.10)$$

Мощность на валу одного насоса определяется по формуле:

$$N_I = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{\text{об}} \quad (12.11)$$

Здесь  $U$  – показание вольтметра,  $I$  – показание амперметра, КПД двигателя  $\eta = 0,8$ , коэффициент мощности  $\cos \varphi = 0,85$ .

КПД установки находят по формуле (12.2).

Характеристика сети определяется по формуле (смотри работу № 11):

$$H_c = H_{cm} + A Q^2 \quad (12.12)$$

Все экспериментальные и вычисленные значения заносятся в таблицы.

Таблица 12.1

Отдельно работающий насос  $N_I$ 

№ п/п	Измеренные величины						Вычисленные величины			
	$p_{MI}$ , кПа	$p_{MBI}$ , кПа	$V$ , л	$t$ , с	$U$ , В	$I$ , А	$Q$ , л/с	$H_I$ , м	$N_I$ , кВт	$\eta_{Iн}$
1										
2										
3										
4										
5										
6										

Таблица 12.2

Последовательно работающие насосы  $N_I$  и  $N_{II}$ 

№ п/п	Измеренные величины										Вычисленные величины			
	$p_{MI}$ , кПа	$p_{MB}$ , кПа	$p_{M2}$ , кПа	$V$ , л	$t$ , с	$U_1$ , В	$I_1$ , А	$U_2$ , В	$I_2$ , А	$Q_{I+II}$ , л/с	$H_{I+II}$ , м	$N_1$ , кВт	$N_2$ , кВт	$\eta_y$
1														
2														
3														
4														
5														
6														

По полученным данным строятся рабочие характеристики для отдельно работающего насоса:  $H_I = f_1(Q)$ ,  $N_I = f_2(Q)$ ,  $\eta_I = f_3(Q)$ , для последовательно работающих насосов  $N_I$  и  $N_{II}$ :  $H_{I+II} = f_4(Q_{I+II})$ ,  $(N_I + N_{II}) = f_5(Q_{I+II})$ ,  $\eta_y = f_6(Q_{I+II})$ , а также характеристика сети.

**Контрольные вопросы**

1. В каких случаях используется последовательное включение насосов в одну сеть?
2. Для последовательного включения насосов в одну сеть необходима близость их характеристик по расходу. Почему?

3. Как строится суммарная характеристика двух насосов, включенных последовательно в одну сеть?
4. Как определяется рабочая точка?
5. В каких случаях выгодно последовательное включение насосов в одну сеть, в каких невыгодно?
6. Как определяется суммарный напор  $H_{I+II}$ ?
7. Как определяется КПД установки  $\eta_y$ ?
8. Уравнение характеристики сети содержит член  $H_{cm}$  – статический напор. Почему  $H_{cm}$  довольно часто называют полезным напором?
9. Перечислите основные статьи капиталовложений и эксплуатационных расходов при сооружении насосной установки и ее эксплуатации.
10. Как изменится характеристика сети, если напорный (верхний) бак будет закрыт, а нижний (питательный) бак открыт?

## **Библиографический список**

### **Основная литература**

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.М. Башта, С.С. Вавилов и др. М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Ю.И. Дытнерский Процессы и аппараты химической технологии. 1,2 ч. М.: Химия. – 400 с., 368 с.
3. Лабораторный практикум по процессам и аппаратам химической технологии: Учебное пособие/ Под ред. Г.С. Дьяконова. Казан. гос. технол. ун-т, Казань, 2005. – 236 с.
4. Б.Т. Емцев Техническая гидромеханика/ М.: Машиностроение, 1987. – 420 с.

### **Дополнительная литература**

5. Ю.В. Штеренлихт. Гидравлика (в 2 кн.)/ М.: Энергоатомиздат, 1991. – 718 с.
6. М.М. Маковозов. Гидравлика и гидравлические машины/ М.: Машиностроение, 1978. – 292 с.
7. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат/ С.В. Байтаков и др. М.: Машиностроение. 1974. – 416 с.

### **Учебно-методическая литература**

8. Гидравлика и гидравлические машины/ Сост.: Н.Х. Зиннатуллин, В.В. Антонов и др.; КГТУ. Казань, 1994. – 64 с.
9. Н.Х. Зиннатуллин. Методические указания по выполнению лабораторного практикума, курсовых работ и проведению практических занятий/ ЦНТИ. Казань. 1985. – 11 с.
10. Маркировка и условные обозначения насосов и элементов гидравлических сетей/ Сост.: Б.Ф. Степочкин, Н.Ф. Одров и др.; КГТУ. Казань. 1986. – 16 с.
11. Работы лабораторные. Требования к выполнению отчета / Казань, КХТИ, 1988.
12. А.В. Дмитриев, Д.Н. Латыпов, Н.Х. Зиннатуллин. Выбор, маркировка и условные обозначения насосов. Учебное пособие. Казань, КГТУ 2008. – 142 с.

13. Процессы и аппараты химической технологии: Методические указания к лабораторному практикуму. 4.1/ Сост.: М.Г. Гарипов, Н.И. Савельев и др.; КГТУ, Казань, 2005. – 56 с.

Приложение

Таблица 1

**Плотность и кинематическая вязкость некоторых жидкостей  
при температуре  $T = 20^{\circ}\text{C}$**

Ж	ацетон	масло турбинное	вода	глицерин 50 %	этиловый спирт	нефть
параметры						
$\rho, \text{кг/м}^3$	810	860	1000	1160	800	860
$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	0,35	97,00	1,01	8,70	1,26	25,00

Таблица 2

**Зависимость кинематической вязкости воды от температуры**

$T, ^{\circ}\text{C}$	6	12	18	20	30	36	42	48	54	60	80
$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	1,473	1,236	1,056	1,010	0,800	0,707	0,632	0,568	0,515	0,469	0,360

Таблица 3

**Значения коэффициента расхода  $\mu$  для нормальной  
диафрагмы при угловом отборе давления**

$\text{м}^2$	Re							
	$5 \cdot 10^3$	$10^4$	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$10^5$	$10^6$	$10^7$
0,01	0,611	0,606	0,605	0,604	0,603	0,603	0,602	0,602
0,02	0,619	0,613	0,611	0,608	0,607	0,607	0,606	0,606
0,04	0,634	0,625	0,621	0,618	0,617	0,616	0,615	0,614
0,08	-	0,648	0,641	0,636	0,634	0,632	0,630	0,629
0,12	-	0,668	0,659	0,654	0,651	0,647	0,645	0,644
0,16	-	0,689	0,677	0,672	0,667	0,663	0,660	0,659
0,20	-	0,710	0,696	0,689	0,683	0,679	0,675	0,674
0,21	-	0,716	0,701	0,694	0,688	0,683	0,679	0,678
0,22	-	0,721	0,705	0,698	0,692	0,687	0,683	0,682
0,23	-	0,726	0,710	0,703	0,696	0,691	0,687	0,23
0,24	-	0,731	0,714	0,707	0,700	0,695	0,691	0,24
0,25	-	0,737	0,719	0,712	0,705	0,699	0,695	0,25

Продолжение таблицы 3

0,26	-	0,742	0,723	0,716	0,709	0,703	0,698	0,26
0,27	-	0,748	0,728	0,721	0,714	0,708	0,703	0,685
0,28	-	0,753	0,733	0,726	0,718	0,712	0,707	0,705
0,29	-	0,758	0,738	0,731	0,723	0,716	0,711	0,709
0,30	-	0,763	0,743	0,735	0,727	0,720	0,715	0,713
0,31	-	0,769	0,748	0,740	0,732	0,725	0,719	0,717
0,32	-	0,775	0,753	0,745	0,736	0,729	0,723	0,721
0,33	-	0,781	0,759	0,750	0,741	0,734	0,728	0,725
0,34	-	0,786	0,764	0,755	0,745	0,738	0,732	0,729
0,35	-	0,792	0,770	0,760	0,750	0,743	0,736	0,733
0,36	-	0,798	0,775	0,765	0,755	0,748	0,740	0,738
0,37	-	-	0,781	0,770	0,761	0,753	0,744	0,742
0,38	-	-	0,786	0,775	0,766	0,757	0,748	0,747
0,39	-	-	0,792	0,780	0,772	0,762	0,753	0,751
0,40	-	-	0,797	0,786	0,777	0,767	0,757	0,756
0,41	-	-	0,804	0,793	0,783	0,773	0,763	0,761

Таблица 4

**Коэффициенты местных сопротивлений**

Вид сопротивления	Значение $\zeta$
Вход в трубу	0,5
Выход из трубы	1,0
Вентиль нормальный открытый	5
Поворот на $90^0$ при $R_3/d = 2$	0,2
Обратный клапан с сеткой	7
Задвижка открытая полностью	0,15
Внезапное расширение	$\zeta = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$

## Внезапное сужение

$S_1/S_2$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\zeta$	0,43	0,33	0,25	0,15	0

