

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ**

Украинский государственный морской технический университет

имени адмирала Макарова

*Н.В. Рындя, В.Ф. Тимошенко*

**СБОРНИК ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО  
ГИДРАВЛИКЕ, ПНЕВМАТИКЕ,  
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ И  
ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКЕ**

Рекомендовано Методическим советом УГМТУ в качестве учебного пособия

Николаев 2002

УДК 532  
ББК 605.5  
С 23

Сборник лабораторных работ по гидравлике, пневматике, гидроприводу и гидропневмоавтоматике/ Н.В. Рындя, В.Ф. Тимошенко. – Николаев: УГМТУ, 2002. – 97 с.

### К а ф е д р а гидромеханики

Настоящий сборник содержит описание лабораторных работ, выполняемых студентами по курсам "Основы гидравлики" "Гидравлика и гидропневмоприводы" "Гидропневмопривод и гидропневмоавтоматика" "Автоматизированный гидропневмопривод" "Проектирование и основы автоматизации гидропривода" и "Проектирование и основы автоматизации пневмопривода". Предназначен для специальностей "Корабли и океанотехника" "Судовые энергетические установки и оборудование" "Турбины" "Теплотехника и криогенная техника и технология" "Электромеханические системы автоматизации и электропривод" "Технология машиностроения" "Технология сварочного производства" и др.

В написании сборника приняли участие: доц. Н.В.Рындя (лаб. р. № 1–4, 9–19); доц. В.Ф.Тимошенко (лаб. р. № 5–8, 15–19).

Ил. 43, табл. 37.

Рецензент д-р техн.наук, проф. В.А.Некрасов

- © Рындя Н.В., Тимошенко В.Ф., 2002
- © Украинский государственный морской технический университет, 2002
- © Издательство УГМТУ, 2002

## ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Дальнейшая интенсификация производства возможна на основе широкого внедрения робототехнических систем с использованием гидро- и пневмоприводов. Подготовка специалистов в этой области должна быть направлена на овладение знаниями как по принципиальным основам проектирования и производства, так и по эксплуатации робототехнических систем.

Выполнение лабораторного практикума по гидравлике, гидропневмоприводам и гидропневмоавтоматике предусматривается учебным планом по специальностям 8.092203, 8.092203, 8.092203 при изучении следующих дисциплин: "Гидравлика "Гидро- и пневмоприводы "Гидро- и пневмоприводы и гидро- и пневмоавтоматика "Проектирование и основы автоматизации гидроприводов"и "Проектирование и основы автоматизации пневмоприводов". Основной целью следует считать приобретение практических навыков и закрепление теоретических знаний по указанным дисциплинам. Особое внимание уделяется изучению конструктивных особенностей гидропневмоаппаратуры, принципа действия и функциональных характеристик.

Сборник содержит описание лабораторных установок, а также лабораторных работ, выполняемых по указанным курсам. Описание каждой работы включает в себя цель работы, вводную часть с кратким изложением основ теории по выполняемой работе, сведения об экспериментальной установке и приборах, порядок проведения работы и требования к оформлению ее результатов.

Допуск к выполнению лабораторных работ и их защита осуществляются по результатам ответов с использованием специальных контрольных тестов.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

краткие сведения о цели и теоретических предпосылках работы;

схему экспериментальной установки;

результаты измерений и последующих вычислений с использованием ЭВМ, сведенные в таблицы;

графики полученных зависимостей с нанесением всех опытных точек и пояснением принятых обозначений. На осях графиков должны быть указаны соответствующие величины и единицы их измерения;

основные выводы по результатам эксперимента и сопоставление с данными теории.

Отчет оформляется на листах формата А4. Титульный лист должен быть оформлен по ГОСТ 2.04-68, форме 2, последующие листы отчета - по форме 2а. Графики выполняются на миллиметровой масштабной координатной бума-

ге формата А4 по форме 2а ГОСТ 2.04-68. Отчет делится на пункты, а при необходимости и на подпункты. Рисунки, графики и таблицы должны иметь нумерацию и заглавие.

Результаты измерений оформляются в единицах СИ (таблица соотношений систем МКГСС и СИ прилагается).

Подготовка к очередной работе включает:

изучение соответствующих теоретических разделов рекомендованной литературы;

ознакомление с описанием лабораторной работы;

подготовка протоколов для записи результатов исследований;

освоение правил техники безопасности работы на тренажерах согласно инструкции.

Контроль подготовленности к выполнению очередной лабораторной работы осуществляется преподавателем в индивидуальной беседе или на персональном компьютере по соответствующей программе. К работе могут быть допущены только подготовленные студенты.

При выполнении работ необходимо:

собрать гидравлическую или пневматическую схему и предъявить ее для контроля и только с разрешения преподавателя включить ее в работу;

включить схему в работу и выполнить необходимые исследования согласно пункту "Порядок выполнения работ".

В случае каких-либо нарушений или отклонений от нормальной работы, тренажер необходимо отключить и сообщить о случившемся лаборанту.

Студенту запрещается:

самостоятельно разбирать и ремонтировать пневмоаппаратуру;

включать и выключать устройства, не связанные с выполнением задания;

оставлять без присмотра тренажер в рабочем состоянии.

После окончания работы тренажер отключается, схема разбирается, аппаратура укладывается в ящики стола.

По каждой работе студент оформляет индивидуальный отчет, который включает принципиальные схемы и результаты исследований в виде таблиц и графиков с соответствующими пояснениями и выводами. Отчет оформляется на форматных листах в соответствии с требованиями ЕСКД. В брошюрованном виде он является основой для дальнейшей защиты и зачета лабораторной работы в целом.

Величина	Система МКГСС		Значение в единицах СИ
	Единица величины	Обозначение	
Основные и производные единицы			
Длина	метр	м	1 м
Сила	килограмм-сила	кгс	9,81 Н
Время	секунда	с	1 с
Площадь	квадратный метр	м <sup>2</sup>	1 м <sup>2</sup>
Объем	кубический метр	м <sup>3</sup>	1 м <sup>3</sup>
Скорость	метр в секунду	м/с	1 м/с
Ускорение	метр на секунду в квадрате	м/с <sup>2</sup>	1 м/с <sup>2</sup>
Угловая скорость	радиан в секунду	1/с	1/с
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	1/с <sup>2</sup>	1/с <sup>2</sup>
Масса	килограмм-сила-секунда в квадрате на метр	кгс·с <sup>2</sup> /м	9,81 кг
Плотность	килограмм-сила-секунда в квадрате на метр в четвертой степени	кгс·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	9,81 кг/м <sup>3</sup>
Работа	килограмм-сила-метр	кгс·м	9,81 Дж
Мощность	килограмм-сила-метр на секунду	кгс·м/с	9,81 Вт
Динамический коэффициент вязкости	килограмм-сила на квадратный метр	кгс·с/м <sup>2</sup>	9,81 Н·с/м <sup>2</sup>
Кинематический коэффициент вязкости	квадратный метр на секунду	м <sup>2</sup> /с	1 м <sup>2</sup> /с
Давление	килограмм-сила на квадратный метр	кгс/м <sup>2</sup>	9,81 Н/м <sup>2</sup> (9,81 Па)
Внесистемные единицы			
Давление	техническая атмосфера	ат (кгс/см <sup>2</sup> )	9,8 · 10 <sup>4</sup> Па
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.	133,32 Па
	миллиметр водяного столба	мм вод. ст.	9,81 Па
	бар	бар	10 <sup>5</sup> Па
Динамический коэффициент вязкости	пуаз	П	0,1 Н·с/м <sup>2</sup>
Кинематический коэффициент вязкости	стокс	Ст	10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> /с

# 1. Экспериментальные установки. Физические характеристики жидкостей

## 1.1. Экспериментальные установки

В экспериментальной гидромеханике, пневматике и гидравлике применяются аэродинамические и гидравлические установки двух типов. К первому относятся установки для создания и исследования безнапорных течений по каналам незамкнутого поперечного сечения. Это различного рода гидродинамические лотки и модели гидротехнических сооружений. Ко второму принадлежат экспериментальные установки для создания и исследования напорных течений жидкости по каналам замкнутого поперечного сечения. Это лабораторные стенды для гидравлических исследований элементов и систем трубопроводов, гидромашин, гидроприводов и гидроавтоматики. Обычно рабочим телом гидравлических установок является капельная жидкость, а пневматических – газообразная жидкость (газ). При небольших напорах и скоростях потока  $v \leq 75$  м/с законы движения капельных и газообразных жидкостей одинаковы, поэтому считается оправданным применение в экспериментальной гидравлике аэродинамических труб, использующих в качестве рабочего тела воздух.

Лабораторные работы настоящего практикума выполняются на настольных аэродинамических трубах, комбинированных гидравлических установках, гидравлических и пневматических учебных тренажерах и специальной аэродинамической установке по исследованию характеристик околосзвуковых воздушных потоков.

*Настольная аэродинамическая труба*, схема и конструктивные элементы показаны на рис.1.1.1.

Труба состоит из вентилятора 22, соединенного при помощи гибких шлангов на нагнетающей линии с ресивером 4, а на всасывающей – с трубопроводом 19. В ресивере на спрямляющем аппарате 5, выполненном в виде сеток с постепенно уменьшающимися по потоку размерами ячеек, происходит расширение потока и гашение крупномасштабной турбулентности. Подготовленный таким образом поток через переходник 6 направляется в сменный участок 7, а из него – в атмосферу. На всасывающей линии в месте соединения короткого трубопровода с лемнискатным входом 12 с длинным трубопроводом 19 поток сужается и далее по гибкому шлангу 21 направляется к вентилятору 22.

*Комбинированный лабораторный стенд*, схема которого приведена на рис.1.1.2, состоит из питательного (расходного) бака 3, центробежного насоса 29, всасывающего 34 и напорных 33 и 26 трубопроводов с включенными в них

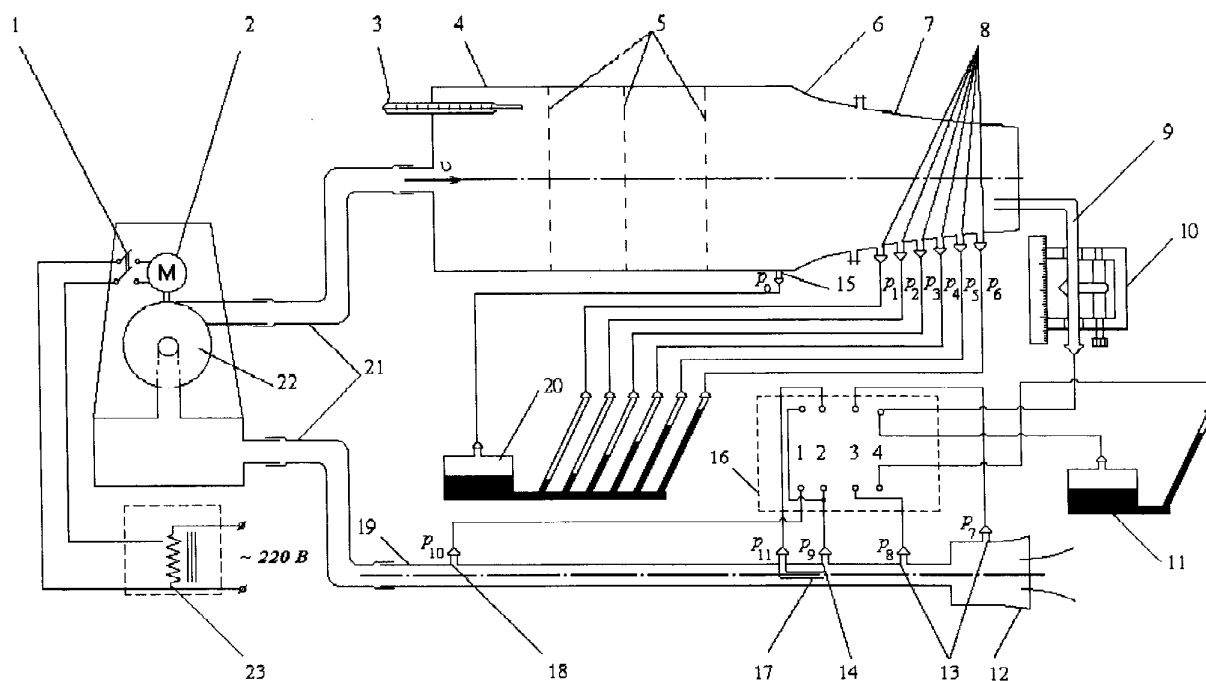


Рис. 1.1.1

рабочими участками, измерительной и регулирующей аппаратурой. На нагнетательном трубопроводе 33 имеется отвод для подачи рабочей жидкости в напорный бак 7, из которого через отверстие 6 она сливается в расходный бак 3. Рабочей жидкостью служит пресная вода, циркулирующая по замкнутому контуру.

Всасывающий трубопровод 34 содержит расходомерную диафрагму 32, служащую для измерения расхода по показаниям манометра 11, подключенного к датчикам статического давления  $p_1$  и  $p_2$ . Схема и конструкция расходомерной диафрагмы представлены на рис.1.1.3,б. Вакуумметр 16 и манометр 15 позволяют измерить давление на входе  $p_3$  и выходе  $p_4$  насоса. Расход в напорных трубопроводах регулируется при помощи вентилей 27 и 28. Гидравлические характеристики вентиля 28 можно определить по показаниям манометров 14 и 15, подключенных к датчикам статического давления  $p_4$  и  $p_5$ .

Напорный трубопровод 33 между датчиками статического давления  $p_6$  и  $p_7$  содержит рабочий участок в виде трубы постоянного сечения. Разность давлений  $p_6 - p_7$  измеряется дифференциальным манометром 10. Из трубопровода 33 через двухпоплачковый расходомер (ротаметр) 1 вода сливается в

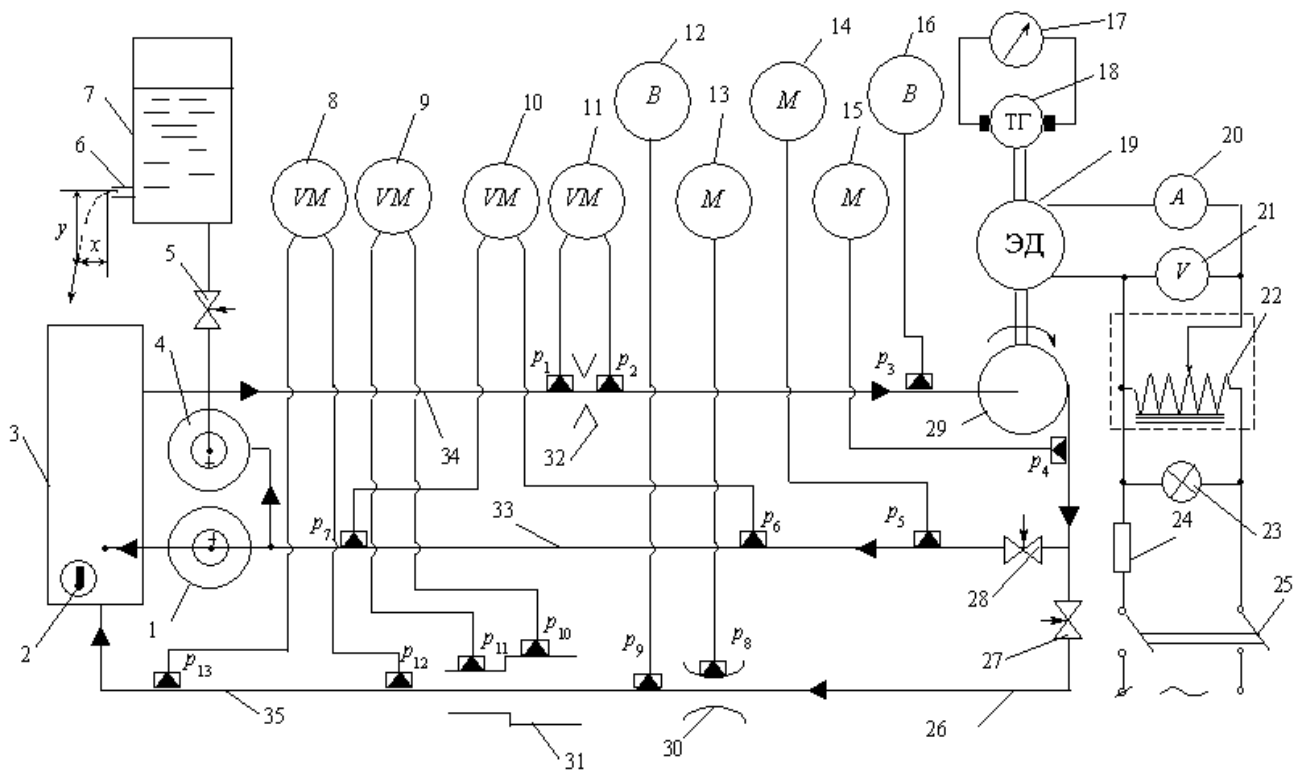


Рис. 1.1.2

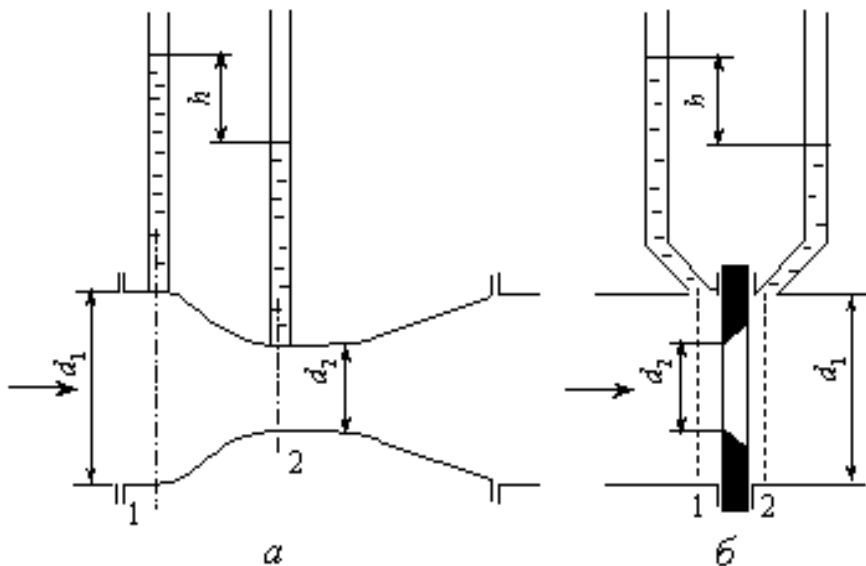


Рис. 1.1.3

бак 3. Устройство ротаметра представлено на рис.1.1.4.

Принцип действия ротаметра основан на использовании динамического равновесия между силой тяжести поплавка и силой динамического воздей-



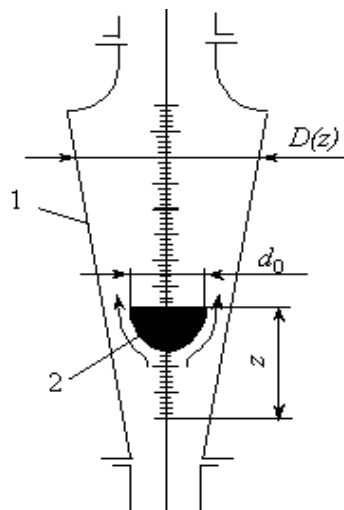


Рис. 1.1.4

ствия на него со стороны потока. При фиксировании расхода поплавков будет подниматься (всплывать) по конической стеклянной трубке до тех пор, пока не наступит равновесие. Верхний срез поплавка укажет по шкале ротаметра значение расхода.

Напорный трубопровод 26 состоит из следующих элементов:

расходомера Вентури 30 (рис.1.1.3, а) с датчиками статического давления  $p_8$  и  $p_9$ , к которым подключены вакуумметр 12 и манометр 13;

местного сопротивления – внезапного сужения 31 с датчиками давления  $p_{10}$  и  $p_{11}$ , к которым подключен дифференциальный манометр 9;

рабочего участка 35 – трубы постоянного сечения с датчиками давления  $p_{12}$  и  $p_{13}$ , подключенными к дифманометру 8.

Из трубопровода 26 рабочая жидкость поступает в бак 3. Температура рабочей жидкости контролируется термометром 2.

Регулирование частоты вращения приводного электродвигателя 19 насоса 29 осуществляется при помощи ЛАТРа 22, включаемого в сеть тумблером 25 через предохранитель 24. Наличие напряжения на обмотке ЛАТРа фиксируется сигнальной лампой 23. Нагрузка электродвигателя контролируется амперметром 20 и вольтметром 21. Частота вращения рабочего колеса насоса определяется по показаниям электротаксометра 17, подключенного к тахогенератору 18.

*Гидравлический учебный тренажер*, общий вид которого показан на рис.1.1.5, представляет собой компактный автономный передвижной стенд, состоящий из стола-тележки 1, с размещенными на нем поддоном 4, гидростанцией 2 и тумбой 3 с отсеками (ящиками) для хранения измерительных

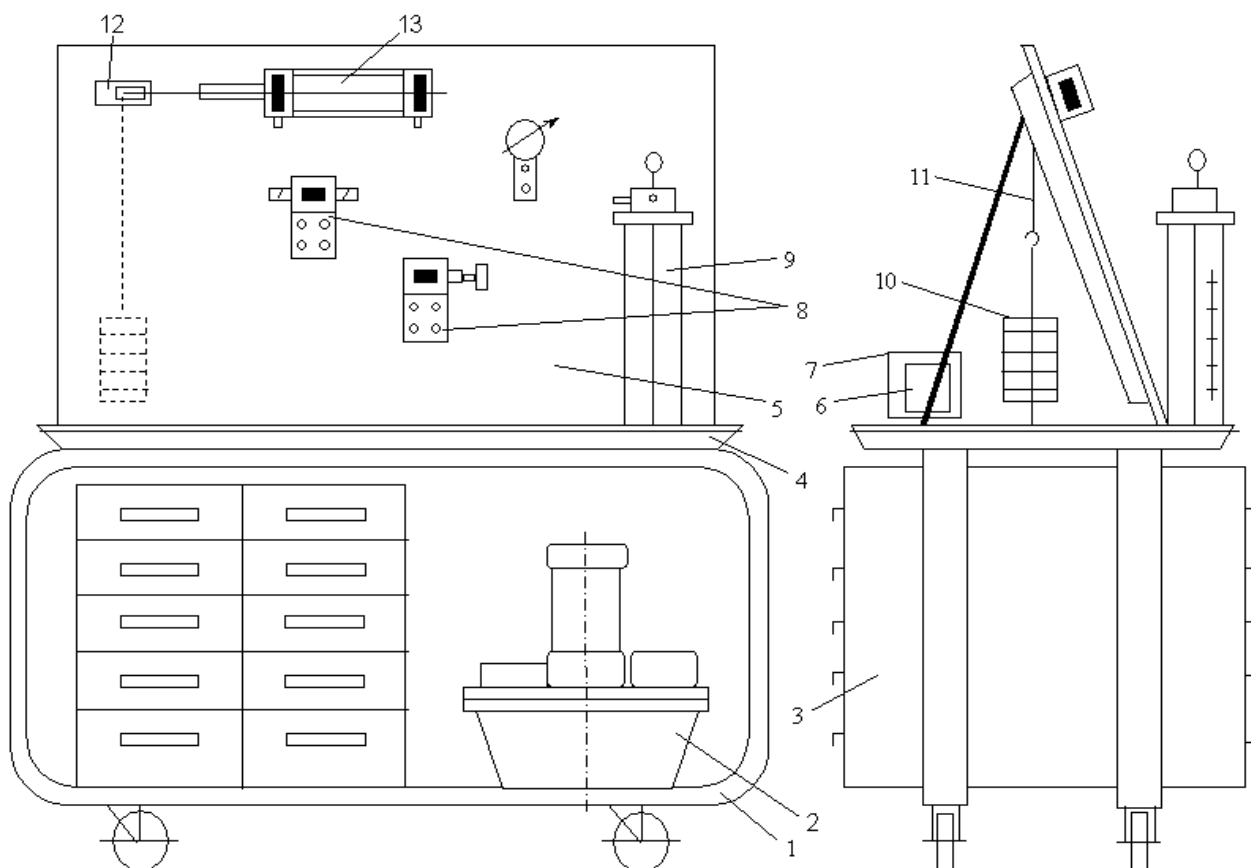


Рис. 1.1.5

приборов, гидроаппаратуры и гибких шлангов. В поддоне 4 на кронштейнах и упорах удерживается монтажная панель 5 с системой отверстий для установки модулей 8, с измерительными приборами, различной регулирующей и направляющей аппаратурой. Тренажер укомплектован расходомером 9, аксиально-поршневым гидродвигателем 6 с нагрузочным электрогенератором постоянного тока 7 и силовым гидроцилиндром 13, шток которого с помощью гибкого троса 11 через систему блоков 12 связан с набором грузов 10.

Компонуемые на монтажной панели схемы отличаются многовариантностью, наглядны и доступны для изучения.

В качестве рабочей жидкости используется минеральное масло марки ИГП-18 ТУ 38-101-413-78.

*Расходомер.* Предназначен для измерения расхода рабочей жидкости объемным способом. Выполнен из органического стекла и конструктивно состоит из цилиндра высотой около 350 мм и толщиной стенки 2 мм. Сверху и снизу цилиндр закрыт крышками, соединенными четырьмя стержнями. На боковой поверхности цилиндра нанесена шкала (0...1,5 литра) с ценой деления 0,05

литра. Верхняя крышка имеет три штуцера для подвода рабочей жидкости, а также центральное отверстие для прохода стержня с укрепленным на нем резиновым клапаном. В нормальном положении он закрывает сливное отверстие в нижней крышке расходомера. При подъеме клапана рабочая жидкость по гибкому шлангу сливается в расходный бак гидростанции.

*Гидростанция.* Гидравлический стенд укомплектован гидростанцией С28-14М, предназначенной для преобразования механической энергии в гидравлическую. Станция содержит насосную установку, выполненную на базе шестеренчатого насоса 2 (рис.1.1.6) с фланцевым электродвигателем 5, термометр 4, фильтр тонкой очистки с предохранительным клапаном 3, установленным на напорной линии насоса, гидробак 1, на крышке которого, кроме перечисленных агрегатов, крепится заливной фильтр 6. В заливном фильтре размещается магнитный патрон 8, служащий для задержания ферромагнитных частиц, фильтрующий сетчатый элемент 9 и воздушный фильтр 7 для очистки от пыли воздуха, поступающего в гидробак.

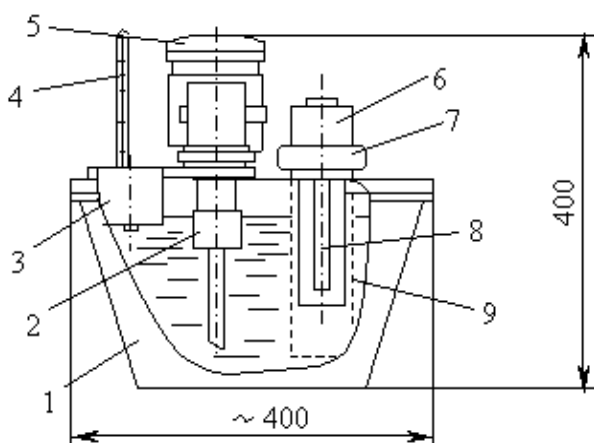


Рис. 1.1.6

Принципиальная гидравлическая схема гидростанции, в соответствии с принятой в международной практике системой условных обозначений элементов гидросхем, показана на рис.1.1.7. Технические характеристики гидростанции приведены в табл.1.1.1.

*Гибкие шланги.* Соединение гидравлических аппаратов, приборов и других устройств в единую гидравлическую систему осуществляется с помощью гибких шлангов с условным проходом  $D_y = 6$  мм, снабженных накидными гайками с резьбой М14х1. Шланги прорезиненные, армированные, высокого давления, способные выдержать давление в 10...15 раз, превышающее номинальное.

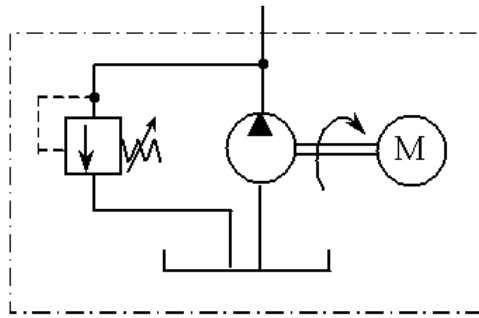


Рис. 1.1.7

В комплект тренажера входят 3 шланга длиной 1 м и 8...10 шлангов длиной до 0,5 м.

*Гидроаппаратура.* Гидравлический тренажер укомплектован стандартной гидроаппаратурой. Все стандартные гидроаппараты крепятся на унифицированных модулях, снабженных штуцерами подвода и отвода рабочей жидкости и штырями для установки на монтажной панели.

Т а б л и ц а 1.1.1

Давление нагнетания, МПа:	
номинальное	0,63+0,09
максимальное	0,80
Давление настройки предохранительного клапана, МПа	0,80+0,12
Номинальная подача, л/мин	3,0
Коэффициент подачи	Не менее 0,8
Номинальная вместимость гидробака, л	10+2
Электродвигатель:	Трехфазный асинхронный
тип	2ИР50В2
напряжение питания, В	380
мощность, Вт	120
частота вращения, об/мин	2260
частота питающей сети, Гц	50
Габариты:	
длина, м	0,4
ширина, м	0,4
высота, м	0,4
Масса без рабочей жидкости, кг	Не более 13

Перечень и технические характеристики необходимой комплектующей гидроаппаратуры приведены в табл.1.1.2.

Т а б л и ц а 1.1.2

Наименование, тип (шифр), технические условия	Графическое изображение и исполнение	Коли- чество	Аппарат-аналог
ВЕ6.44.31/Ф.Г24.Н	Рис.1.1.8,а	2	ПЕ6.44.Г24.Н
Р514ЭЗПК-С 6/20	Рис.1.1.8,б	4	
Предохранительный клапан КПМ 6/3 (ТУ2-053-1441-79Е)	Рис.1.1.8,в	3	КПМ 6/10Р
Редукционный клапан КРМ 6/3-2 (ТУ2-053-1398-78Е)	Рис.1.1.8,г	3	КПМ 6/20Р
Обратный клапан КОМ 6/3 (ТУ2-053-1400-78Е)	Рис.1.1.8,д	3	КОМ 6/16А
Сдвоенный дроссель с обратным клапаном ДКМ 6-В (ТУ2-053-1400-78Е)	Рис.1.1.8,е	3	ДРОКМ-6 АВ 2
Манометр (ГОСТ 8625-77) МТП-60/1-ВУ-0,6-1	Рис.1.1.8,ж	2	
МТП-100/1-ВУ-0,6-1	Рис.1.1.8,ж	2	
Манометр (ГОСТ 6221-72) МО-160-2,5-0,4	Рис.1.1.8,ж	2	
Гидроклапан обратный КО2-С 6/20	Рис.1.1.8,д	2	
Гидродроссель Д4-С 6/20	Рис.1.1.8,з	2	
Гидроклапан разности давления типа КЕ	Рис.1.1.8,и	2	
Индикатор давления НД-С 6/20		2	

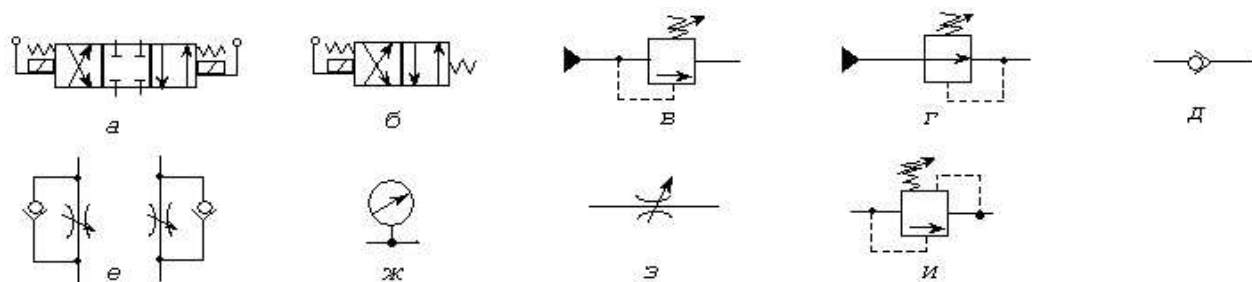


Рис. 1.1.8

## 1.2. Физические характеристики рабочей жидкости

Основными физическими характеристиками жидкости являются плотность  $\rho$ , динамический  $\mu$  и кинематический  $\nu$  коэффициенты вязкости. Ниже приведены формулы для определения  $\rho$  и  $\nu$  для воздуха и воды. Расчет  $\nu$  осуществляется по формуле  $\nu = \mu/\rho$ . Для воздуха  $\nu_a$ ,  $\mu_a$  и  $\rho_a$  являются функциями температуры, давления и влажности. Плотность воздуха  $\rho_a$  (кг/м<sup>3</sup>) можно определить по формуле :

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_B T} - \frac{p_s}{R_{II} T} \cdot \frac{\varphi}{100}, \quad (1.2.1)$$

где  $p_a$  – атмосферное давление, Па;  $p_s$  – давление насыщенного водяного пара, Па;  $R_B = 287,04$  и  $R_{II} = 461,5$  – газовая постоянная для воздуха и водяного пара соответственно, Дж/(кг·К);  $T$  – абсолютная температура, К;  $\varphi$  – относительная влажность, %.

Давление насыщенного пара является функцией температуры и может быть определено по следующей эмпирической зависимости :

$$p_s = 610,5 \cdot e^{\frac{17,2(T-273)}{235,3+(T-273)}}$$

или по формуле :

$$p_s = 0,072(T - 273)^3 - 0,1(T - 273)^2 + 60(T - 273) + 591,5.$$

Динамический коэффициент  $\mu_a$  при небольших отклонениях от нормального атмосферного давления (Н·с/м<sup>2</sup>):

$$\mu_a = [1,7117 + 0,00569(T - 273)] \cdot 10^{-5}. \quad (1.2.2)$$

Для воды  $\rho_w$  (кг/м<sup>3</sup>) и  $\mu_w$  (Н·с/м<sup>2</sup>) соответственно равны:

$$\rho_w = 1000 - 7,5 \cdot 10^{-3}(T - 273)^2 + 9 \cdot 10^{-7}(T - 273)^4; \quad (1.2.3)$$

$$\mu_w = \frac{1,788}{1000 + 34,1(T - 273) + 0,221(T - 273)^2}. \quad (1.2.4)$$

## 2. Гидростатика

### 2.1. Работа № 1. Экспериментальное изучение законов гидростатики

**Цель работы:** экспериментальное изучение законов распределения гидростатического давления в покоящейся жидкости и ее взаимодействия с твердыми телами.

На основании обработки данных эксперимента необходимо:

построить кривую распределения гидростатического давления по глубине жидкости  $p = p(h)$ ;

построить кривую распределения удельной потенциальной энергии по глубине жидкости  $z + p/\rho g = f(h)$ ;

сравнить измеренную силу Архимеда с ее теоретическим значением.

#### 2.1.1. Общие сведения

Условие равновесия покоящейся под действием массовых и поверхностных сил жидкости математически описывается дифференциальным уравнением Л.Эйлера:

$$\vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) = 0.$$

Интеграл этого уравнения для жидкости, находящейся в гравитационном поле,

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

именуется основным уравнением гидростатики. Это уравнение выражает постоянство удельной потенциальной энергии в любой точке покоящейся жидкости. Из него следует, что поверхности равного давления представляют собой горизонтальные плоскости ( $z = \text{const}$ ). Величину  $z$  принято называть геометрическим напором в данной точке жидкости,  $p/\rho g$  – пьезометрическим, а сумму  $z + p/\rho g = H_{\text{ст}}$  – гидростатическим. В связи с этим основное уравнение гидростатики можно интерпретировать как закон постоянства гидростатического напора для всех точек покоящейся жидкости.

Используя условие на свободной поверхности (при  $z = H, p = p_0$ ), гидростатический закон можно записать в виде

$$p = p_0 + \rho gh,$$

где  $h = H - z$  – глубина погружения рассматриваемой точки жидкости под свободной поверхностью. Таким образом, давление в жидкости линейно нарастает по глубине. Это и является основной причиной того, что главный вектор сил давления на помещенное в жидкость тело не равен нулю и направлен вертикально вверх. В соответствии с законом Архимеда выталкивающая сила по величине равна силе тяжести жидкости в объеме, вытесняемом телом  $V_T$ , т.е.

$$R_A = \rho g V_T.$$

### 2.1.2. Экспериментальная установка и приборы

Установка на рис.2.1.1 включает в себя стеклянный сосуд 5 с мерной шкалой, заполненный рабочей жидкостью (пресной водой), и мерную стеклянную трубку 3 для отбора гидростатического давления в заданной точке жидкости. Мерная трубка 3 с помощью гибкого шланга 4 сообщается с микроманометром 6.

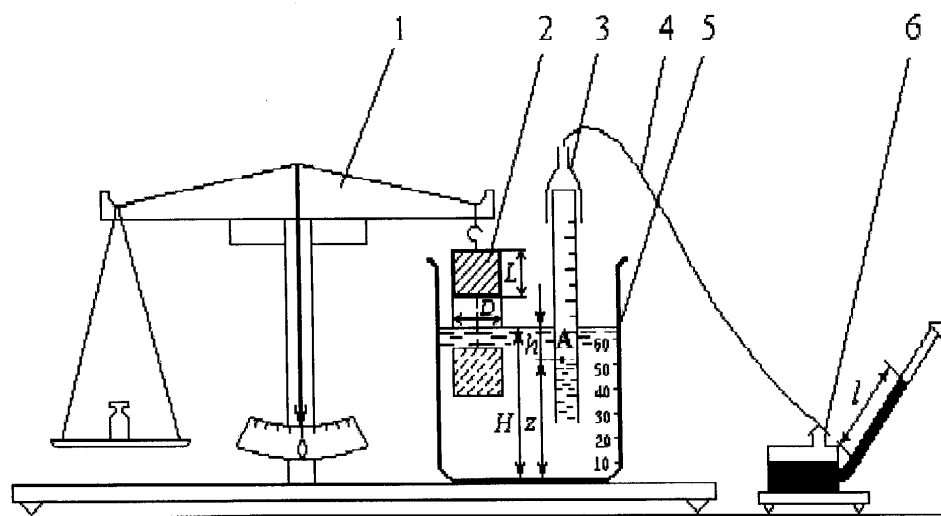


Рис. 2.1.1

При погружении мерной трубки уровень жидкости в ней все больше отличается от уровня в сосуде, а показание микроманометра постепенно возрастает. В качестве точек замера (см. рис.2.1.1) удобно выбирать точки на поверхности жидкости в мерной трубке. Их положение может быть зафиксировано координатой  $z$  с началом отсчета на дне сосуда, а давление – по показаниям



микроманометра. При этом глубина погружения  $h$  определяется из соотношения  $h = H - z$ , где  $H$  – высота налива жидкости в сосуде. Экспериментальная проверка закона Архимеда ведется с помощью аналитических весов. Тело 2 в виде цилиндра определенных размеров взвешивается в воздухе, а затем в погруженном в жидкость состоянии. Сила Архимеда вычисляется по разности показаний весов и сравнивается с расчетной.

### 2.1.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с установкой и приборами.

2. Измерить и записать в протокол (табл.2.1.1) барометрическое давление  $p_a$ , уровень налива жидкости  $H$ , температуру жидкости  $t, ^\circ\text{C}$ , габаритные размеры тела  $D$  и  $L$  и коэффициент микроманометра  $k$ .

3. Ввести мерную трубку 3 в жидкость на некоторую глубину и с помощью линейки снять высоту  $z$  и соответствующее ей показание микроманометра 1.

Произвести замеры в пяти–шести точках по глубине. Результаты записать в табл.2.1.1.

#### Т а б л и ц а 2.1.1

$p_a = \dots$  мм рт.ст.;  $t = \dots$   $^\circ\text{C}$ ;  $H = \dots$  м;  $D = \dots$  м;  $L = \dots$  м;

$k = \dots \cdot 9,81$  Па/дел.

Номер опыта	$z$ , мм(дел.)	$l$ , мм(дел.)	$G_1$ , Н	$G_2$ , Н
1				
2				
...				
...				
...				

4. Произвести взвешивание тела в воздухе  $G_1$  и в полностью погруженном в жидкость состоянии  $G_2$ .

### 2.1.4. Обработка результатов

Определить плотность воды по известным значениям  $p_o$  и  $T = t + 273, ^\circ\text{C}$  с помощью формулы (1.2.3).

Дальнейшие вычисления выполнить в соответствии с табл.2.1.2.

Т а б л и ц а 2.1.2

$\rho = \dots \text{ кг/м}^3; V_T = \dots \text{ м}^3.$

Номер опыта	$p = kl$ Па	$z$	$h = H - z$	$\frac{p}{\rho g}$	$z + \frac{p}{\rho g}$	$R_A = G_1 - G_2$	$R_A = \rho g V_T$
		м				Н	
1							
2							
...							
...							
...							

По результатам расчета:

построить кривую распределения гидростатического давления по глубине жидкости  $p = p(h)$ ;

построить диаграмму изменения удельной потенциальной энергии  $z + p/\rho g$  в зависимости от  $h$ ;

выполнить сравнение измеренной силы Архимеда с ее теоретическим значением.

### 3. Определение основных характеристик потока

#### 3.1. Работа № 2. Определение закона распределения характеристик по поперечному сечению потока

**Цель работы:** приобретение навыков в обращении с приборами, установление законов распределения по сечению потока основных его характеристик. По данным экспериментальных измерений построить кривую распределения динамического давления  $p_d = p_d(r)$  и скорости воздушного потока  $v = v(r)$  по радиусу трубы  $r$ .

##### 3.1.1. Общие сведения

Основными характеристиками потока при установившемся движении несжимаемой жидкости являются:

- 1) закон распределения по сечению динамического давления  $p_d$ ;
- 2) закон распределения по сечению продольной скорости  $v$ ;
- 3) секундный расход  $Q$ ;
- 4) средняя по расходу скорость  $v_{cp}$  ;
- 5) средняя по кинетической энергии скорость  $v_{cp}^E$  ;
- 6) среднее по сечению динамическое давление  $p_{d,cp}$  ;

7) коэффициент Кориолиса  $\alpha$ .

Все указанные характеристики могут быть вычислены, если экспериментальным путем найти распределение по сечению динамического давления. Поля динамического давления  $p_d(r)$  и скорости  $v(r)$  неоднородны по сечению канала. Вблизи стенок канала, вследствие влияния вязкости, жидкость движется медленнее, чем на удалении. На самой стенке скорость равна нулю, т.е. выполняется условие прилипания.

В каждой точке потока скорость связана с динамическим давлением следующим соотношением:

$$p_d = \frac{\rho v^2}{2}.$$

Осредняя поля динамического давления и скорости по площади поперечного сечения потока, можно получить величину среднего динамического давления

$$p_{d.cp} = \frac{1}{F} \int_F p_d dF$$

и средней по расходу скорости

$$v_{cp} = \frac{1}{F} \int_F v dF,$$

где  $F = \pi R^2$  – площадь сечения канала.

Интегралы в формулах осреднения рекомендуется вычислять по правилу трапеций, предварительно построив графики зависимостей  $p_d(r)$  и  $v(r)$ :

$$p_{d.cp} = \frac{1}{\pi R^2} (\pi R_0^2 p_{d0} + 2\pi \Delta r \sum_{i=0}^n p_{di} r_i);$$

$$v_{cp} = \frac{1}{\pi R^2} (\pi R_0^2 v_0 + 2\pi \Delta r \sum_{i=0}^n v_i r_i),$$

где  $p_{d0}, v_0$  – динамическое давление и скорость в ядре потока;  $R_0$  – радиус ядра потока;  $\Delta r$  – шаг интегрирования;  $n$  – число шагов интегрирования;  $r_i = R_0 + i \cdot \Delta r$  – текущий радиус вне ядра потока;  $p_{di}, v_i$  – текущие значения динамического давления и скорости вне ядра потока.

Объемный секундный расход будет  $Q = v_{cp} F$ .

Средняя скорость по энергии, которая тем больше отличается от  $v_{cp}$ , чем неравномернее распределение скорости в сечении, определится по формуле

$$v_{cp}^E = \sqrt{\frac{2p_{d.cp}}{\rho}}.$$

Коэффициент Кориолиса как отношение кинетической энергии потока в данном сечении к кинетической энергии, вычисляемой по его среднерасходной скорости, определяется по формуле

$$\alpha = \frac{1}{v_{cp}^3 \cdot F} \int v^3 dF = \frac{v_0^3 R_0 (R_0 - \Delta r)}{v_{cp}^3 R^2} + \frac{2\Delta r}{v_{cp}^3 R^2} \sum_{i=0}^n v_i^3 r_i,$$

### 3.1.2. Экспериментальная установка и приборы

Работа выполняется на настольной аэродинамической трубе, конструкция которой показана на рис.1.1.1. Мерным сечением является выходное сечение рабочего участка 7 ( $\varnothing 30$  мм), в котором установлена трубка Пито 9. Чтобы подключить трубку Пито к микроманометру 11, как показано на рис.3.1.1, необходимо установить переключатель 16 в положение 4 (см. рис.1.1.1).

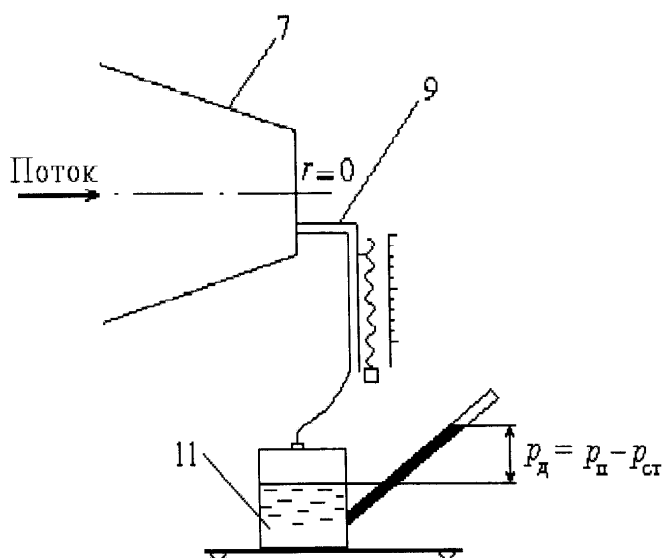


Рис. 3.1.1

При таком способе подключения трубки Пито микроманометр измеряет динамическое давление в точке потока как разность полного и статического (в данном случае атмосферного) давлений. Для возможности замера распределения динамического давления по поперечному сечению потока трубка Пито 9 соединена с ходовым винтом координатника 10 и ее положение в сечении контролируется по шкале координатника. Замеры можно производить перемещая трубку либо от оси к стенке (вдоль радиуса), либо от стенки к центру сечения. В первом случае начальное положение трубки Пито соответствует координате  $r = 0$ . Текущая координата  $r$  изменяется в пределах от 0 до 15 мм.

### 3.1.3. Порядок выполнения работы

1. Измерить барометрическое давление  $p_a$  и влажность  $\varphi$  окружающей среды по имеющимся в лаборатории приборам.

2. Ознакомиться со схемой установки и установить трубку Пито в центр выходного сечения канала 7, что соответствует координате  $r = 0$ .

3. Включить установку и при помощи ЛАТРа 23 вывести на режим, указанный преподавателем.

4. Провести измерения динамического давления по выходному сечению вдоль радиуса  $R$ . Шаг радиального смещения трубки Пито в направлении к стенке в пределах ядра потока ( $0 < r < R_0$ ), где  $p_d$  остается постоянным, выбирается самостоятельно. За пределами ядра потока, т.е. в области  $R_0 < r < R$ , шаг радиального смещения трубки Пито рекомендуется принять равным  $\Delta r = 0,5$  мм.

5. Измерить температуру потока  $t(^{\circ}\text{C})$  в канале.

6. Опыт проводится на двух режимах работы по указанию преподавателя.

Результаты измерений сводятся в табл.3.1.1

Т а б л и ц а 3.1.1

$$p_a = \dots \text{ мм рт.ст.}; \quad t = \dots ^{\circ}\text{C}; \quad \varphi = \dots \%; \quad k = \dots \cdot 9,81 \text{ Па/дел.};$$

$$R = \dots \text{ мм}; \quad R_0 = \dots \text{ мм}.$$

Номер режима	Наименование величин	Размерность	Координата трубки Пито, мм				
			0,0	...	...	...	15,0
I	Динамическое давление $p_d^*$	дел.					
	Динамическое давление $p_d = p_d^* \cdot k$	Па					
	Скорость потока $v = \sqrt{2 \cdot p_d / \rho}$	м/с					
II	$p_d^*$	дел.					
	$p_d = p_d^* \cdot k$	Па					
	$v = \sqrt{2 \cdot p_d / \rho}$	м/с					

### 3.1.4. Обработка результатов

1. Определить плотность рабочей жидкости (воздуха) по формуле (1.2.1).

При этом приближенно предполагается, что влажность воздуха в трубе совпадает с влажностью окружающей среды.

2. Рассчитать по динамическому давлению  $p_d$  скорость потока воздуха в точках измерений (см. табл.3.1.1).

3. Построить графики распределений динамического давления и скорости по радиусу трубы  $p_d = p_d(r)$  и  $v = v(r)$  и рассчитать остальные характеристики потока.

Вычисления осредненных характеристик провести с использованием формул квадратур (правило трапеций) в соответствии с табл.3.1.2, где шаг по радиусу равен  $\Delta r = (R - R_0)/6$ , м.

Т а б л и ц а 3.1.2

Номер режима	$i$	$r_i = R_0 + i \cdot \Delta r$ , М	$p_{di}$ , Па (с графика)	$v_i$ , М/с (с графика)	$p_{di} \cdot r_i$ , Па·М	$v_i \cdot r_i$ , М <sup>2</sup> /с	$v_i^3 \cdot r_i$ , М <sup>4</sup> /с <sup>3</sup>
I	0						
	1						
	2						
	3						
	4						
	5						
	6						
						$\sum_{i=0}^6 p_{di} \cdot r_i$	$\sum_{i=0}^6 v_i \cdot r_i$
$p_{d,ср} = \dots$ Па; $v_{ср}^E = \dots$ М/с; $v_{ср} = \dots$ М/с; $Q = \dots$ М <sup>3</sup> /с; $\alpha = \dots$							
II	0						
	1						
	2						
	⋮						

Аналогичные расчеты выполнить и для другого режима.

### 3.2. Работа № 3. Исследование закона изменения механической энергии жидкости вдоль потока

**Цель работы:** экспериментальное изучение законов изменения кинетической, потенциальной и полной механической энергии стационарного потока жидкости в канале переменного сечения и их соответствия уравнению Бернулли. Результаты работы представляются в виде диаграммы изменения удельной потенциальной, кинетической и полной механической энергии по длине канала.

### 3.2.1. Общие сведения

Общим решением системы дифференциальных уравнений стационарного движения идеальной несжимаемой жидкости в поле сил тяжести является выражение

$$\rho g z + p + \frac{\rho v^2}{2} = C, \quad (3.2.1)$$

которое называется интегралом Бернулли. Физически он выражает закон сохранения механической энергии жидкости вдоль линии тока. В целом интеграл можно интерпретировать как отнесенную к единице объема энергию жидкости, включающую:

$\rho g z$  - удельную (отнесенную к объему жидкости) потенциальную энергию массовых сил (сил тяжести);

$p$  - удельную потенциальную энергию поверхностных сил (сил давления);

$\rho v^2/2$  - удельную кинетическую энергию.

Для потока жидкости с малой плотностью (например, воздуха) или в горизонтальном участке трубопровода, где изменение потенциальной энергии массовых сил тяжести пренебрежимо малы, интеграл Бернулли имеет более простой вид

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = C. \quad (3.2.2)$$

В уравнениях (3.2.1) и (3.2.2) все составляющие имеют размерность давления. Поэтому  $C = p_{\text{п}}$  называют полным давлением, а его составляющие – статическим  $p_{\text{ст}} = p + \rho g z$  и динамическим  $p_{\text{д}} = \rho v^2/2$  давлениями. И поэтому

$$p_{\text{п}} = p_{\text{ст}} + p_{\text{д}}.$$

Интеграл Бернулли выполняется вдоль фиксированной линии тока. Однако, если в каждом поперечном сечении потока параметры течения остаются неизменными, можно утверждать, что оно справедливо и для всего потока.

Выбрав в рассматриваемом канале два произвольных поперечных сечения 1-1 и 2-2, получим следующее уравнение:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (3.2.3)$$

называемое уравнением Бернулли для стационарного потока невязкой несжимаемой жидкости. Уравнение (3.2.3) – одно из фундаментальных уравнений гидромеханики. Анализ этого уравнения показывает, что если вследствие сужения канала в сечении 2-2 скорость потока возросла (по сравнению с сечением 1-1), то давление уменьшится. При этом произойдет перераспределение энергии при обязательном сохранении ее суммарного значения (рис.3.2.1).

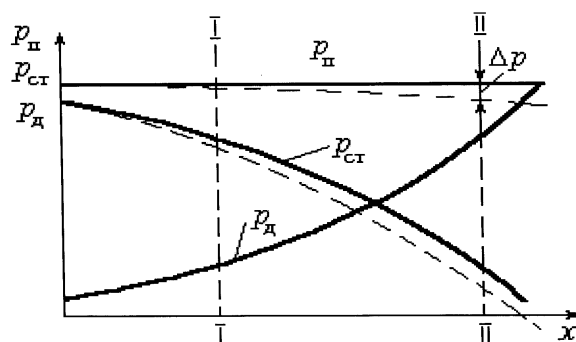


Рис. 3.2.1

В стационарном потоке вязкой жидкости удельная механическая энергия не остается величиной постоянной (см.рис.3.2.1, пунктирная линия). Часть ее расходуется на преодоление сил, обусловленных вязкостью (сил трения). Следовательно, уравнение Бернулли в этом случае будет иметь вид

$$p_1 + \alpha_1 \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \alpha_2 \frac{\rho v_2^2}{2} + \Delta p, \quad (3.2.4)$$

где  $\Delta p$  – потери механической энергии.

Для того чтобы убедиться в справедливости такого закона изменения и перераспределения энергии, необходимо измерить статическое и динамическое давление в нескольких поперечных сечениях потока и построить график, подобный рис.3.2.1.

### 3.2.2. Экспериментальная установка и приборы

Работа выполняется на настольной аэродинамической трубе (см.рис.1.1.1). Рабочим участком является конический сужающийся к выходу патрубок 7 с шестью отборами статического давления. Геометрические размеры рабочего участка и измерительная схема приведены на рис.3.2.2.



Вход в рабочий участок и собственно конический патрубок спрофилированы так, что распределение скорости в любом поперечном сечении практически равномерное. И поэтому с достаточной степенью точности можно считать, что средняя скорость потока в любом сечении равна скорости на оси канала. Скорость в любом сечении патрубка может быть вычислена по скорости в выходном сечении в соответствии с уравнением расхода

$$v_i \frac{\pi d_i^2}{4} = v_{\text{ВЫХ}} \frac{\pi d_{\text{ВЫХ}}^2}{4}.$$

Скорость в выходном сечении  $v_{\text{ВЫХ}}$  измеряется с помощью трубки Пито, установленной на оси потока (см. рис.3.2.2). По показаниям батарейного манометра измеряется статическое давление в шести сечениях  $p_i$  по отношению к статическому давлению  $p_0$  на входе в рабочий участок в виде разности  $p_0 - p_i$ .

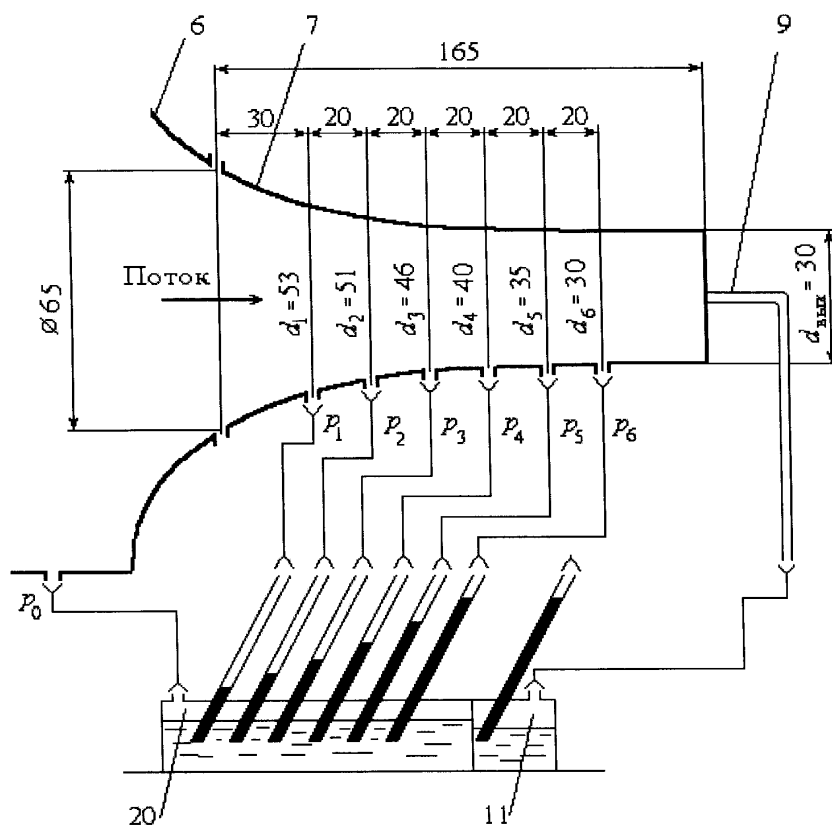


Рис. 3.2.2

### 3.2.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом работы настольной аэродинамической трубы, рабочим участком и измерительной аппаратурой (см.гл. 1).
2. Установить трубку Пито 9 на оси потока. При этом переключатель давления 6 должен находиться в положении 4, трубка Пито 9 будет сообщаться с микроманометром, показания которого  $p_d$ .
3. Измерить атмосферное давление  $p_a$  температуру потока  $t$  и относительную влажность  $\varphi$  окружающей среды. Записать в протокол измерения (табл.3.2.1) коэффициент  $k$  микроманометров 20 и 11.
4. Подключить электродвигатель 2 вентилятора (см.рис.1.1.1) к сети и ЛАТРОм 23 установить режим, заданный преподавателем.
5. Измерить и записать разности статических давлений  $p_0 - p_i$  в шести сечениях потока и динамическое давление в выходном сечении  $p_d$ .
6. Записать результаты измерений в табл.3.2.1.
7. Выключить после окончания работы вентилятор.

Т а б л и ц а 3.2.1

$p_a = \dots$  мм рт.ст.;  $t = \dots$  °С;  $\varphi = \dots$  %;  $d_{\text{вых}} = 30 \cdot 10^{-3}$  м;  $\Delta l = 20 \cdot 10^{-3}$  м;  $k = \dots \cdot 9,81$  Па/дел.

Измеряемые величины	Номера сечений					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр сечения $d_i$ , мм	53	51	46	40	35	30
$p_0 - p_i$ , дел.						
$p_{d, \text{вых}}$ , дел.						
$v_{\text{вых}}$ , м/с						

### 3.2.4. Обработка результатов

Обработку результатов рекомендуется выполнять в соответствии с табл.3.2.2.

1. Определить плотность рабочей жидкости (воздуха) по формуле (1.2.1) или из таблиц по измеренной температуре.

Т а б л и ц а 3.2.2

Номер $i$ -го сечения	$d_i$ , мм	$v_i$ , м/с	$p_{ди}$	$p_{стi}$	$p_{Pi}$
			Па		
1					
2					
3					
4					
5					
6					

2. Входящие в табл.3.2.1 и 3.2.2 величины рассчитываются так:  
 скорость  $v_{\text{ВЫХ}}$  в выходном сечении по формуле  $v_{\text{ВЫХ}} = \sqrt{2 \cdot p_{\text{д.ВЫХ}} / \rho}$ , м/с;  
 скорость  $v_i$  потока в каждом сечении по уравнению расхода

$$v_i \frac{\pi d_i^2}{4} = v_{\text{ВЫХ}} \frac{\pi d_{\text{ВЫХ}}^2}{4} \quad \Rightarrow \quad v_i = v_{\text{ВЫХ}} \frac{d_{\text{ВЫХ}}^2}{d_i^2};$$

для каждого сечения динамическое давление:  $p_i = \alpha_i \frac{\rho v_i^2}{2}$ , Па;

для каждого сечения избыточное статическое давление, т.е. давление по отношению к давлению окружающей среды,  $p_{стi} = (p_0 - p_6) - (p_0 - p_i)$ ;

полное давление в каждом сечении потока  $p_{Pi} = p_{стi} + p_{ди}$ .

3. Построить по результатам вычислений графики изменения полного, статического и динамического давлений по длине потока (см. рис.3.2.1).

### 3.3. Работа № 4. Определение гидравлических потерь и коэффициентов гидравлических сопротивлений

**Цель работы:** изучение основных закономерностей течения вязкой жидкости в трубах, приобретение навыков измерения и расчета гидравлических потерь и определения коэффициентов линейного и местного гидравлических сопротивлений. В процессе работы должны быть определены зависимости коэффициентов линейного и местного сопротивлений от числа Рейнольдса и дан сравнительный анализ эксперимента и теории.

#### 3.3.1. Общие сведения

Любое движение вязкой жидкости по трубопроводу сопровождается потерей некоторой части ее механической энергии. На прямолинейных участках потери нарастают плавно, а в местных сужениях, расширениях, поворотах

и других местных сопротивлениях они растут почти скачкообразно. Первые потери называют линейными, вторые – местными.

Линейные потери связаны с преодолением противодействующих движению касательных напряжений трения между слоями жидкости и между жидкостью и стенкой, поэтому их часто называют потерями на трение. Местные потери обусловлены местными изменениями конфигурации и размеров трубопровода, вызывающими деформацию потока. Энергия расходуется на образование и поддержание крупномасштабного вихревого движения за местом отрыва потока, а также на перестройку эпюры скорости. В обоих случаях потерянная механическая энергия рассеивается в окружающую среду в виде тепла.

В практике проектирования и эксплуатации трубопроводных систем приходится рассчитывать и измерять потери. Измерить потери на некотором участке А-Б – значит зафиксировать разность полных энергий потока в начальном и конечном его сечениях. Согласно уравнению Бернулли это равносильно измерению разности полных давлений в этих сечениях, т.е.

$$\Delta p_{A-B} = \left( \rho g z + p + \alpha \frac{\rho v_{cp}^2}{2} \right)_A - \left( \rho g z + p + \alpha \frac{\rho v_{cp}^2}{2} \right)_B.$$

Однако из-за сложности измерения полных давлений потери обычно связывают с легко измеряемой величиной – разностью статических давлений на границах участка. Так, если участок А-Б есть прямой горизонтальный трубопровод постоянного сечения, то  $z_A = z_B$ ,  $\alpha_A = \alpha_B$ ,  $v_{cp.A} = v_{cp.B}$  и, следовательно, потери, обусловленные в этом случае только трением, будут равны разности статических давлений на концах этого участка, т.е.

$$\Delta p_{\Pi} = \Delta p_{\text{тр}} = p_A - p_B. \quad (3.3.1)$$

Если участок А-Б представляет собой местное внезапное сужение, то потери, в данном случае только местные, будут

$$\Delta p_{\Pi} = \Delta p_{\text{м}} = p_A - p_B + \alpha_A \frac{\rho v_{cp.A}^2}{2} - \alpha_B \frac{\rho v_{cp.B}^2}{2}. \quad (3.3.2)$$

Отсюда видно, что измеренная разность статических давлений ( $p_A - p_B$ ) выражает лишь часть полных потерь и должна быть дополнена разностью кинетических энергий на входе и выходе местного сопротивления.

При гидравлических расчетах трубопроводных систем потери на заданном участке принято оценивать в долях кинетической энергии, вычисленной по среднерасходной скорости ( $v_{cp}$ ) в трубе:

$$\Delta p_{\pi} = \zeta \frac{\rho v_{cp}^2}{2}, \quad (3.3.3)$$

где  $\zeta$  – коэффициент потерь или коэффициент гидравлического сопротивления. Он показывает, какая доля кинетической энергии осредненного потока в трубе теряется на данном участке. В общем случае коэффициент сопротивления зависит от конфигурации участка, направления потока и числа  $Re = v_{cp}d/\nu$ . Информация о коэффициенте  $\zeta$  для различных конфигураций местных сопротивлений носит в основном эмпирический характер и приводится в справочной литературе. В частности, для определения коэффициента местного сопротивления типа внезапное сужение при больших числах  $Re$  рекомендуется теоретическая формула

$$\zeta_v = (1/\varepsilon - 1)^2, \quad (3.3.4)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия струи, представляющий собой отношение площади сечения сжатой струи  $\pi d_0^2/4$  к площади сечения узкой трубы  $\pi d^2/4$ , т.е.  $\varepsilon = (d_0/d)^2$ . Коэффициент  $\varepsilon$  зависит от степени сжатия потока  $n = (d/D)^2$  и может быть найден по приближенной формуле А.Д.Альтшуля

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{(1,1 - n)}. \quad (3.3.5)$$

При расчете линейных потерь (потерь на трение) коэффициент сопротивления  $\varepsilon$  связывают с относительной длиной участка  $L/d$  соотношением

$$\zeta = \lambda \frac{L}{d}.$$

Тогда расчетная формула для потерь по длине принимает вид

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v_{cp}^2}{2}. \quad (3.3.6)$$

Ее называют формулой Дарси. В формуле (3.3.6)  $\lambda$  – коэффициент линейного сопротивления (коэффициент трения Дарси);  $L$  – длина рассматриваемого участка трубопровода, м;  $d$  – внутренний диаметр трубы, м.

В общем случае коэффициент  $\lambda$  зависит от критерия  $Re$  и относительной шероховатости  $\delta = \Delta_e/d$  ( $\Delta_e$  – эквивалентная высота бугорков шероховатости. Она зависит от материала труб и способа их изготовления. Так, для высококачественных бесшовных стальных труб  $\Delta_e = 0,06 \dots 0,15$  мм).

Зависимость  $\lambda = f(Re, \delta)$  обычно называют законом сопротивления трения. Информация о нем получена преимущественно опытным путем и приводится в справочной литературе в виде графиков, таблиц и эмпирических формул. В табл.3.3.1 приведены наиболее применимые в практике формулы для расчета  $\lambda$  в широком диапазоне чисел  $Re$  и шероховатости  $\delta$ .

Экспериментальный метод определения зависимостей  $\zeta = f(Re)$  и  $\lambda = f(Re, \delta)$  состоит в измерении потерь  $\Delta p_m$  и  $\Delta p_{тр}$  соответственно на исследуемом местном сопротивлении и на линейном участке трубы диаметром  $d$  и длиной  $L$  при различных расходах  $Q$  протекающей жидкости. Последующее вычисление коэффициентов  $\zeta$  и  $\lambda$  ведется из формул (3.3.3) и (3.3.6). При этом среднерасходная скорость  $v_{ср}$  и число Рейнольдса  $Re$  определяются выражениями:

$$v_{ср} = \frac{4Q}{\pi d^2}; \quad Re = \frac{v_{ср} d}{\nu}, \quad (3.3.7)$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

Т а б л и ц а 3.3.1

Режим течения	Зона	Диапазон	Рекомендуемая формула
Ламинарный		$0 < Re \leq 2320$	$\lambda = 64/Re$ – формула Пуазейля
Переходный		$2320 \leq Re \leq 4000$	$\lambda = 2,7/Re^{0,53}$ – формула Френкеля
Турбулентный	Гладкого трения	$4000 < Re \leq 10/\delta$	$\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$ – формула Блазиуса
	Смешанного трения	$10/\delta < Re \leq 500/\delta$	$\lambda = 0,11(\delta + 68/Re)^{0,25}$ – формула Альтшуля
	Шероховатого трения	$Re > 500/\delta$	$\lambda = 0,11\delta^{0,25}$ – формула Шифринсона

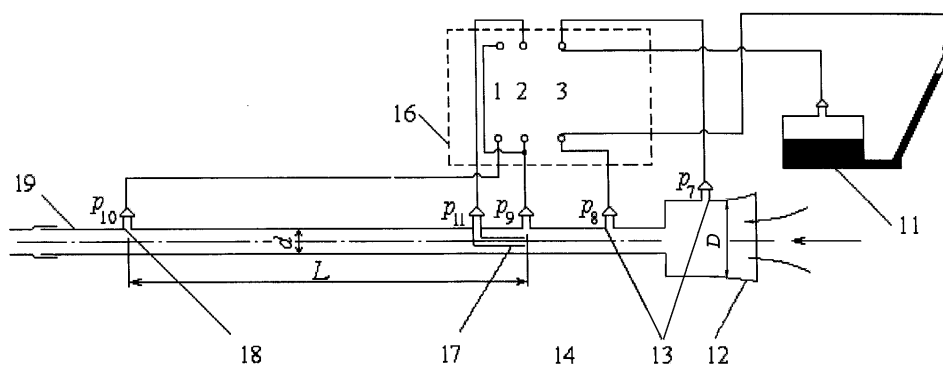


Рис. 3.3.1

### 3.3.2. Экспериментальная установка и приборы

Работа выполняется на малой аэродинамической трубе, схема которой изображена на рис.1.1.1. Рабочим участком (рис.3.3.1) является бесшовная стальная труба 19 с эквивалентной шероховатостью  $\Delta_e \approx 0,1$  мм. Труба содержит местное сопротивление типа внезапное сужение с отборами статического давления  $p_7$  и  $p_8$  и линейный участок диаметром  $d$  и длиной  $L$  с отборами  $p_9$  и  $p_{10}$ . Геометрические размеры исследуемых участков трубы приведены на установке.

Рабочая жидкость – воздух. Расход воздуха в трубе регулируется ЛАТРОм 23, а измеряется расходомерным устройством, состоящим из отбора статического давления  $p_9$  и трубки Пито полного давления 17 (отбор  $p_{11}$ ). Трубка Пито установлена так, что носик ее располагается на оси трубы в плоскости отбора  $p_9$ . Таким образом, разность давлений  $\Delta p = p_{11} - p_9$  представляет собой динамическое давление на оси трубы. По нему можно вычислить расход  $Q$  и среднюю скорость  $v_{ср}$ .

Все отборы давления через переключатель 16 подсоединены к микроманометру 11 так, что в положениях переключателя 1, 2 и 3 он покажет соответственно  $\Delta p_{тр}$ ,  $\Delta p$  и  $\Delta p_{вс}$ .

### 3.3.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с экспериментальной установкой, рабочим участком и приборами.
2. Измерить и записать в табл.3.3.2 барометрическое давление, температу-

ру и влажность воздуха, коэффициент микроманометра  $k$  и геометрические размеры трубопровода  $d, D, L$ .

3. Проверить, выставлен ли ЛАТР в нулевое положение. Установить переключатель 16 в положение 3.

4. Включить вентилятор и, плавно нагружая его ЛАТРОм, вывести аэродинамическую трубу на максимальный режим, ориентируясь по показанию микроманометра 11.

**Внимание! Зашкаливание микроманометра не допускается.**

5. Измерить и записать в табл.3.3.2 показания микроманометра 11 в 3, 2 и 1-м положениях переключателя 16.

6. Вернуть переключатель 16 в положение 3. Изменить ЛАТРОм режим работы трубы (уменьшив расход) и повторить измерения. Опыт необходимо повторить 8–10 раз во всем возможном диапазоне режимов работы трубы. После окончания работы выключить установку.

Т а б л и ц а 3.3.2

$p_a = \dots$  мм рт.ст.;  $t = \dots$  °С;  $\varphi = \dots$  %;  $d = \dots$  м;  $D = \dots$  м;  $L = \dots$  м;  $k = \dots \cdot 9,81$  Па/дел.

Номер режима	$\Delta p$		$\Delta p_{\text{ТР}}$		$\Delta p_{\text{ВС}}$	
	мм шкалы	Па	мм шкалы	Па	мм шкалы	Па
1						
⋮						
8 ... 10						

### 3.3.4. Обработка результатов работы

1. Определить плотность и коэффициент кинематической вязкости потока воздуха, используя данные табл.3.3.2 и формулы (1.2.1 и 1.2.2).

2. Выполнить обработку данных эксперимента в два этапа по форме табл.3.3.3 и 3.3.4.

Т а б л и ц а 3.3.3

Номер режима	$\Delta p$ , Па	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$v_{\text{ср}}$ , м/с	Re	$\lambda$
1					
⋮					
8...10					



Т а б л и ц а 3.3.4

Номер режима	$\Delta p$ , Па	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$v_{cp}$ , м/с	Re	$\zeta$
1					
⋮					
8...10					

В таблицах расход  $Q$  определяется по перепаду  $\Delta p$  на расходомерном устройстве:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

где  $K_v = v_{cp}/v_m$  – отношение средней скорости потока к максимальной скорости (на оси трубы). Для ламинарного режима течения ( $Re < 2320$ )  $K_v = 0,5$ , для турбулентного  $K_v \geq 0,83$ .

Средняя скорость  $v_{cp}$  и число Рейнольдса  $Re$  в трубопроводе рассчитываются по формулам (3.3.7). Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  вычисляется по измеренному в опытах перепаду  $\Delta p_{тр}$  с использованием формулы Дарси (3.3.6).

Для определения коэффициента местного сопротивления  $\zeta$  необходимо воспользоваться формулой (3.3.3), предварительно вычислив потери  $\Delta p_{п}$ , в соответствии с формулой (3.3.2) следующим образом:

$$\Delta p_{м} = \Delta p_{вс} + \alpha_7 \frac{\rho v_{cp7}^2}{2} - \alpha_8 \frac{\rho v_{cp8}^2}{2}.$$

Если принять  $\alpha_7 = \alpha_8 \approx 1$  и связать скорости в узком и широком сечениях трубы уравнением расхода

$$v_{cp7} \frac{\pi D^2}{4} = v_{cp8} \frac{\pi d^2}{4},$$

где  $v_{cp8} = v_{cp}$ , то формула для расчета потерь упрощается до вида

$$\Delta p_{м} = \Delta p_{вс} - \frac{\rho v_{cp}^2}{2} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right].$$

3. Построить графики зависимостей  $\lambda = f(Re)$  и  $\zeta = f(Re)$  на основании полученных данных и провести графическое сравнение с рекомендуемыми в справочной литературе (см. (3.3.4) и формулы табл.3.3.1).

### 3.4. Работа № 5. Построение гидравлической характеристики вентиля и тарирование расходомерной диафрагмы

**Цель работы:** определение опытным путем гидравлических характеристик вентиля и расходомерной диафрагмы.

Результаты работы представляются в виде таблиц обработки опытных данных и графиков зависимостей:

коэффициента гидравлического сопротивления вентиля от расхода или числа Рейнольдса;

расхода жидкости в системе от перепада статических давлений на расходомерной диафрагме;

коэффициента расхода диафрагмы от числа Рейнольдса.

#### 3.4.1. Общие сведения

Регулирующая аппаратура (краны, вентили, задвижки и т.п.) является неотъемлемой частью любой гидравлической системы и служит для регулирования расхода жидкости. На рис.3.4.1 показан эскиз обыкновенного вентиля. Он состоит из корпуса 6 с вмонтированным в него седлом 5, к которому прижимается клапан 1. Вертикальное перемещение клапана осуществляется вращением шпинделя 4 с маховиком 3. Шпиндель уплотняется сальником 2.

В общем случае вентиль принято рассматривать как местное сопротивление, потери напора  $h$  в котором определяются по формуле Вейсбаха

$$h = \zeta \frac{v_{cp}^2}{2g},$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость жидкости за вентилем, м/с;  $\zeta$  – коэффициент сопротивления вентиля.

Широкое практическое использование этой формулы в расчетах систем возможно лишь при наличии информации о величине и характере изменения коэффициента гидравлического сопротивления  $\zeta$ , от степени открытия либо, что то же самое, от величины расхода жидкости через вентиль. Такую зависимость называют гидравлической характеристикой вентиля. Она устанавливается в процессе гидравлических испытаний, суть которых состоит в измерении потерь напора в вентиле при фиксированных значениях расхода во всем возможном диапазоне его регулирования.

Расходомерная диафрагма (см.рис.1.1.3,б) является конструктивно наиболее простым прибором для измерения расхода в напорных системах. Чтобы

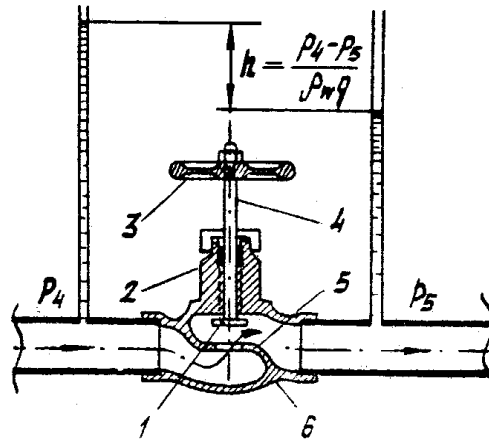


Рис. 3.4.1

установить связь между расходом жидкости через диафрагму, ее геометрическими характеристиками  $d_1$  и  $d_2$  (см.рис.1.1.3,б) и разностью пьезометрических напоров, запишем уравнение Бернулли для двух характерных сечений 1 и 2 в виде:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{cp1}^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{cp2}^2}{2g} + h_{1-2}, \quad (3.4.1)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – статические давления в сечениях, Па;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты Кориолиса;  $v_{cp1}$  и  $v_{cp2}$  – средние скорости, м;  $h_{1-2} = \zeta_{1-2} \frac{v_{cp2}^2}{2g}$  – потери напора между сечениями 1 и 2, м;  $\zeta_{1-2}$  – коэффициент сопротивления.

В сечениях 1 и 2 расход  $Q$  одинаков, следовательно,  $v_{cp1} S_1 = v_{cp2} S_2$ . Так как площади сечений  $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$  и  $S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$ , то  $v_{cp1} = v_{cp2} \frac{d_2^2}{d_1^2}$ . Тогда разность пьезометрических высот  $h$  определится выражением

$$h_1 = (p_1 - p_2) / \rho g = \left( \zeta_{1-2} + \alpha_2 - \alpha_1 \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) \frac{v_{cp2}^2}{2g}, \quad (3.4.2)$$

откуда скорость в узком сечении расходомера

$$v_{cp2} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{1-2} + \alpha_2 - \alpha_1 \frac{d_2^2}{d_1^2}}} \sqrt{2gh_1}. \quad (3.4.3)$$

Таким образом, расход выражается формулой

$$Q = v_{cp2} S_2 = \mu S_2 \sqrt{2gh_1}, \quad \mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{1-2} + \alpha_2 - \alpha_1 \frac{d_2^2}{d_1^2}}}, \quad (3.4.4)$$

где  $S_2 = \pi d_2^2/4$  – площадь проходного сечения диафрагмы,  $m^2$ ;  $\mu$  – коэффициент расхода.

В общем случае коэффициент расхода  $\mu = f(Re, \varepsilon)$ , т.е. является функцией числа Рейнольдса  $Re$  и степени сжатия потока  $\varepsilon = (d_2/d_1)^2$ , и может быть определен для данного расходомерного устройства только экспериментально. На рис.3.4.2 для примера приведена такая зависимость для нормальных диафрагм. Соотношение  $h_{1-2}/h_1$  между потерями напора  $h_{1-2}$  и разностью пьезометрических высот  $h_1$  для диафрагмы приведено в табл.3.4.1.

*Т а б л и ц а 3.4.1*

$\varepsilon$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$h_{1-2}/h_1$	0,88	0,78	0,68	0,57	0,46	0,36

Для ее практического использования, т.е. для определения расхода в системе по измеренной разности пьезометрических напоров  $h_1$  на расходомерной диафрагме, необходимо знать значение коэффициента расхода  $\mu$ , который для диафрагмы с заданной степенью сжатия  $\varepsilon$  является функцией только числа Рейнольдса  $Re$ . Эту зависимость  $\mu = f(Re)$  обычно устанавливают экспериментально в процессе тарирования. Суть тарирования состоит в пропуске через расходомерную диафрагму заданных размеров известного расхода жидкости  $Q$  при одновременном фиксировании разности пьезометрических напоров  $h_1$ .

Гидравлические испытания вентиля и тарирование расходомерной диафрагмы выполняются на комбинированном экспериментальном стенде (см.п.1.1.) с использованием системы, обозначенной на рис.1.1.2 поз. 3, 34, 32, 29, 28, 33, 1. Геометрические размеры диафрагмы 32 приведены на стенде. Расход воды в системе регулируется вентилем 28, а измеряется двухпоплачковым ротаметром 1, принцип работы которого изложен в п.1.1..

Потери напора в вентиле 28 оцениваются по давлениям  $p_4$  и  $p_5$ , измеряемым пружинными манометрами 14 и 15, а разность пьезометрических напоров на диафрагме 32  $h_1 = (p_1 - p_2)/\rho_w g$  – по показаниям дифференциального жидкостного манометра 11.

### **3.4.2. Порядок выполнения работы**

1. Ознакомиться на месте с комбинированным стендом, рекомендуемой гидравлической системой с объектами исследования и измерительной аппаратурой.

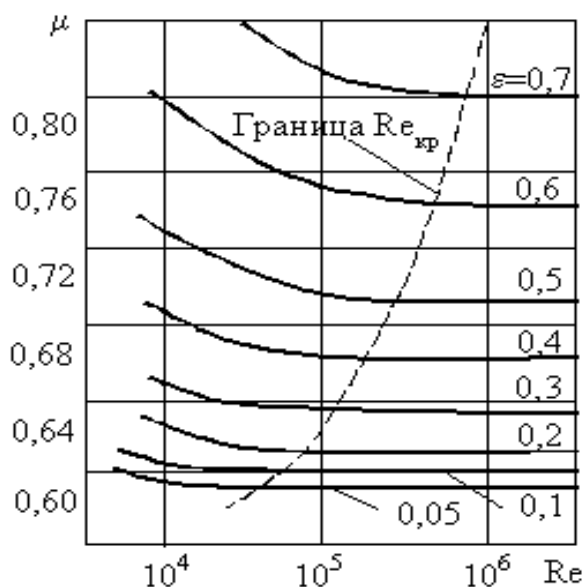


Рис. 3.4.2

2. Измерить атмосферное давление  $p_a$  и постоянную жидкостного манометра  $k$ .

3. Записать приведенные на стенде значения  $d_1$  – внутреннего диаметра всасывающего трубопровода 34,  $d_2$  – диаметра проходного отверстия диафрагмы 32 и  $d$  – внутреннего диаметра трубопровода 33, в который включен вентиль 28.

4. Проверить, закрыты ли вентили 27 и 28.

5. Включить в работу насос 29 при помощи выключателя 25 и ЛАТРом 22 вывести его на рабочий режим (показание вольтметра 21 должно быть  $U = 100 \dots 150$  В).

6. Приоткрыть вентиль 28 на  $m = 1/6$  полного оборота маховика, обеспечив, таким образом, некоторый расход жидкости в системе.

7. Измерить и записать в табл.3.4.2 следующие величины:

расход воды  $Q$  в системе (с помощью ротаметра I);

статическое давление на входе  $p_4$  и на выходе  $p_5$  из вентиля 28;

разность пьезометрических напоров  $h_1$  на диафрагме 32;

температуру воды  $t_w$  (термометром 2).

8. Повторить измерения по п.7 на 8...10 режимах работы системы, приоткрывая каждый раз вентиль 28 на величину  $m = 1/6$  оборота маховика – до полного открытия.

Выключить насос после окончания работы.

*Т а б л и ц а 3.4.2*

$p_a = \dots$  мм рт.ст.;  $t_w = \dots$  °С;  $k = \dots$  Па/мм;  $d \cdot 10^3 = \dots$  м;  $d_1 \cdot 10^3 = \dots$  м;  $d_2 \cdot 10^3 = \dots$  м

Номер режима	$m$ , об	$Q$ , л/с	$p_4$		$p_5$		$h_1$	
			кгс/см <sup>2</sup>	Па	кгс/см <sup>2</sup>	Па	мм шкалы	Па
1								
⋮								
8 ... 10								

**3.4.3. Обработка результатов работы**

Обработка результатов измерений выполняется в соответствии с табл.3.4.3 и 3.4.4.

1. Используя исходные данные, по формулам (1.2.3) и (1.2.4) определить плотность  $\rho_w$  и кинематический коэффициент вязкости воды  $\nu_w = \mu_w / \rho_w$ .

2. Вычислить площади проходных сечений труб  $S$  и  $S_1$  и диафрагмы  $S_2$ , а также коэффициент сужения потока  $\varepsilon$ .

3. Вычислить для каждого режима работы системы потерю напора в вентиле по формуле  $h = (p_4 - p_5) / (\rho_w g)$ , среднюю скорость потока на выходе из него  $v_{cp} = Q / S$ , число Рейнольдса  $Re = v_{cp} d / \nu_w$  и значения коэффициента сопротивления вентиля  $\zeta$ . Результаты записать в табл.3.4.3.

*Т а б л и ц а 3.4.3*

$\rho_w = \dots$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu_w = \dots$  м<sup>2</sup>/с;  $S = \pi d^2 / 4 = \dots$  м<sup>2</sup>;  $S_1 = \pi d_1^2 / 4 = \dots$  м<sup>2</sup>;  $S_2 = \pi d_2^2 / 4 = \dots$  м<sup>2</sup>;  $\varepsilon = S_1 / S_2 = (d_1 / d_2)^2 = \dots$

Номер режима	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$h = \frac{p_4 - p_5}{\rho_w g}$ , м	$v_{cp} = \frac{Q}{S}$ , м/с	$Re = \frac{v_{cp} \cdot d}{\nu_w}$	$\zeta = \frac{2gh}{v_{cp}^2}$
1					
⋮					
8 ... 10					

4. По разности пьезометрических напоров  $h_1 = (p_1 - p_2) / (\rho_w g)$ , вычислить и записать в табл.3.4.4 для каждого режима значения коэффициента расхода  $\mu$  диафрагмы, среднюю скорость потока на выходе  $v_{cp1} = Q / S_1$  и число Рейнольдса  $Re_1 = v_{cp1} d_1 / \nu_w$ .

Т а б л и ц а 3.4.4

Номер режима	$Q$	$h_1 = \frac{p_1 - p_2}{\rho_w g}$	$\mu = \frac{Q}{S_2 \sqrt{2gh_1}}$	$v_{cp1} = \frac{Q}{S_1}$	$Re_1 = \frac{v_{cp1} \cdot d_1}{\nu_w}$
	м <sup>3</sup> /с	м		м/с	
1					
⋮					
8 ... 10					

5. Построить и проанализировать графики зависимостей:

для вентиля  $Q = f_1(m)$  и  $\zeta = f_2(Re)$ ;

для диафрагмы  $Q = f_3(h_1)$  и  $\mu = f_4(Re_1)$ . Результаты тарирования диафрагмы сравнить с данными для нормальных диафрагм (см.рис.3.4.2).

6. Определить по графикам  $\zeta = f_2(Re)$  и  $\mu = f_4(Re_1)$  предельные значения чисел Рейнольдса  $Re_{пр}$  и  $Re_{пр1}$ , соответствующие нижним границам автомодельности течения в вентиле и диафрагме.

### 3.5. Работа № 6. Тарирование расходомера (трубки) Вентури

**Цель работы:** установление опытным путем связи между расходом жидкости и разностью пьезометрических напоров на трубке Вентури, а также зависимости коэффициента расхода  $\mu$  трубки от числа Рейнольдса  $Re$ .

Результаты работы представляются в виде таблиц опытных и расчетных данных и графиков зависимостей:

расхода жидкости от разности пьезометрических напоров;

коэффициента расхода трубки Вентури от числа Рейнольдса.

#### 3.5.1. Общие сведения

Расходомер (трубка) Вентури (см.рис.1.1.3,а) представляет собой устройство, устанавливаемое в трубопроводах и осуществляющее плавное местное сужение потока. Он состоит из двух участков – плавно сужающегося (сопла) и плавно расширяющегося (диффузора), а возникающая между узким 2 и широким 1 сечениями разность пьезометрических напоров  $h$ , также как и для расходомерной диафрагмы, связана с расходом  $Q$  (см. формулы (3.4.1)–(3.4.4)).

Для практического определения расхода в системе по измеряемой разности пьезометрических напоров на расходомере необходимо иметь информацию о коэффициенте расхода  $\mu$ . Такую информацию получают в процессе тарировочных испытаний расходомера, суть которых состоит в фиксировании разности пьезометрических напоров  $h$  при различных заранее известных расходах

жидкости в системе. Результаты испытаний обычно представляют в виде зависимостей

$$Q = f_1(h) \quad \text{и} \quad \mu = f_2(\text{Re}).$$

Тарирование расходомера Вентури выполняется на комбинированном стенде (см.п.1.1.) с использованием системы, обозначенной на рис.1.1.2 поз.3, 34, 32, 29, 27, 26, 30, 31, 35. Геометрические размеры расходомера Вентури 30 приведены на стенде. Расход воды в системе регулируется вентилем 27 и оценивается по разности пьезометрических напоров  $h_1$ , измеряемой на предварительно тарированной диафрагме 32 (тарировочный график диафрагмы приведен на стенде). Разность пьезометрических напоров  $h$  на расходомере Вентури определяется по давлениям  $p_8$  и  $p_9$ , измеряемым пружинным манометром 13 и вакуумметром 12, т.е.

$$h = \frac{p_8 - p_9}{\rho_w g}.$$

### 3.5.2. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться на месте с комбинированным стендом, рекомендуемой гидравлической системой с объектом исследования и измерительной аппаратурой.
2. Измерить атмосферное давление  $p_a$  и постоянную жидкостного дифманометра 11.
3. Записать в табл.3.5.1 приведенные на стенде характерные геометрические размеры  $d_1$  и  $d_2$  расходомера Вентури.
4. Проверить, закрыты ли вентили 27 и 28.
5. Включить в работу насос 29 выключателем 25 и ЛАТРом 22 вывести его на рабочий режим (показания вольтметра 21 должны быть  $U = 100 \dots 150$  В).

Т а б л и ц а 3.5.1

$p_a = \dots$  мм рт.ст.;  $t_w = \dots$  °С;  $k = \dots$  Па/мм;  $d_1 \cdot 10^3 = \dots$  м;  $d_2 \cdot 10^3 = \dots$  м

Номер режима	$p_8$		$p_9$		$h_1,$
	кгс/см <sup>2</sup>	Па	кгс/см <sup>2</sup>	Па	мм шкалы
1					
⋮					
10 ... 12					



6. Приоткрыть вентиль 27, обеспечив расход воды в системе, при котором показания дифманометра 11 (разность уровней) составят 40...50 мм.

7. Измерить температуру воды  $t_w$  в системе термометром 2, статическое давление на входе  $p_8$  и выходе  $p_9$  из расходомера Вентури 30 и показания дифманометра 11 ( $h_1$ ). Результаты измерений записать в табл.3.5.1.

8. Изменить режим работы системы с помощью вентиля 27 и повторить измерения по п.7. Для получения надежных данных опыт необходимо повторить не менее 10...12 раз, снимая показания приборов как при увеличении расхода, так и при уменьшении.

К а т е г о р и ч е с к и з а п р е щ а е т с я задавать режимы, при которых показания вакуумметра 12 равны или более допустимого (по прибору).

9. Выключить насос после окончания работы.

*Т а б л и ц а 3.5.2*

$\rho_w = \dots$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu_w = \dots$  м<sup>2</sup>/с;  $S_1 = \pi d_1^2/4 = \dots$  м<sup>2</sup>;  $S_2 = \pi d_2^2/4 = \dots$  м<sup>2</sup>;  $\varepsilon = S_1/S_2 = \dots$

Номер режима	$h_1$ м	$Q = f(h_1)$ м <sup>3</sup> /с	$h = \frac{p_8 - p_9}{\rho_w g}$ м	$\mu = \frac{Q}{S_2 \sqrt{2gh}}$ -	$v_{cp1} = \frac{Q}{S_1}$ м/с	$Re = \frac{v_{cp1} \cdot d_1}{\nu_w}$ -
1						
⋮						
10...12						

### 3.5.3. Обработка результатов работы

Обработка результатов работы проводится в соответствии с табл.3.5.2. Порядок вычислений следующий:

1. Определить по формулам (1.2.3) и (1.2.4) плотность  $\rho_w$  и кинематический коэффициент вязкости  $\mu_w$  воды, используя исходные данные.

2. Вычислить площади проходных сечений расходомера Вентури  $S_1$  и  $S_2$ , а также коэффициент сужения потока в расходомере  $\varepsilon$ .

3. Определить расход жидкости на каждом режиме, используя приведенный на стенде тарировочный график расходомерной диафрагмы  $Q = f(h_1)$ , по измеренной разности  $h_1$  в дифманометре 11.

4. Вычислить для каждого режима работы разности пьезометрических напоров  $h$  и значение коэффициента расхода  $\mu$ .

5. Найти для каждого режима среднюю скорость потока на входе в расходомер  $v_{cp1} = Q/S_1$  и число Рейнольдса  $Re = v_{cp1} d_1 / \nu_w$ .

6. Построить и проанализировать графики зависимостей  $Q = f_1(h)$  и

$\mu = f_2(\text{Re})$ . Определить предельное значение числа Рейнольдса  $\text{Re}_{\text{пр}}$ , соответствующее нижней границе автомодельности течения в расходомере Вентури.

### 3.6. Работа № 7. Определение коэффициентов истечения из отверстий и насадков

**Цель работы:** экспериментальное изучение особенностей истечения жидкости из отверстий и насадков.

Результаты работы представляются в виде таблиц обработки опытных данных и графиков зависимостей:

- коэффициента скорости  $\varphi$  от числа Рейнольдса;
- коэффициента расхода  $\mu$  от числа Рейнольдса;
- коэффициента сжатия струи  $\varepsilon$  от числа Рейнольдса.

#### 3.6.1. Общие сведения

Рассмотрим истечение жидкости из некоторого сосуда через отверстие в атмосферу. В процессе истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость в сосуде, трансформируется в кинетическую энергию свободной струи.

Картина истечения жидкости из рассматриваемого сосуда через малое отверстие в вертикальной стенке схематично показана на рис.3.6.1, где обозначено:  $p_a$  – атмосферное давление на поверхности жидкости;  $d_o$  – диаметр отверстия;  $d_c$  – диаметр сжатого сечения струи;  $H$  – заглубление центра тяжести площади отверстия в сосуде.

Струя жидкости, выходя из отверстия, сжимается, что обусловлено действием на жидкие частицы инерционных сил (см.рис.3.6.1, б). Для определения средней скорости  $v_c$  в сжатом сечении и расхода  $Q$  жидкости, вытекающей из сосуда, используем уравнение Бернулли, записанное для сечений 1-1 и 2-2 (см.рис.3.6.1, а):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_w g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_w g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_M, \quad (3.6.1)$$

где

$$\begin{aligned} z_1 = H; \quad \frac{p_1}{\rho_w g} = \frac{p_a}{\rho_w g}; \quad v_1 = 0; \\ z_2 = 0; \quad \frac{p_2}{\rho_w g} = \frac{p_a}{\rho_w g}; \quad v_2 = v_c; \end{aligned}$$

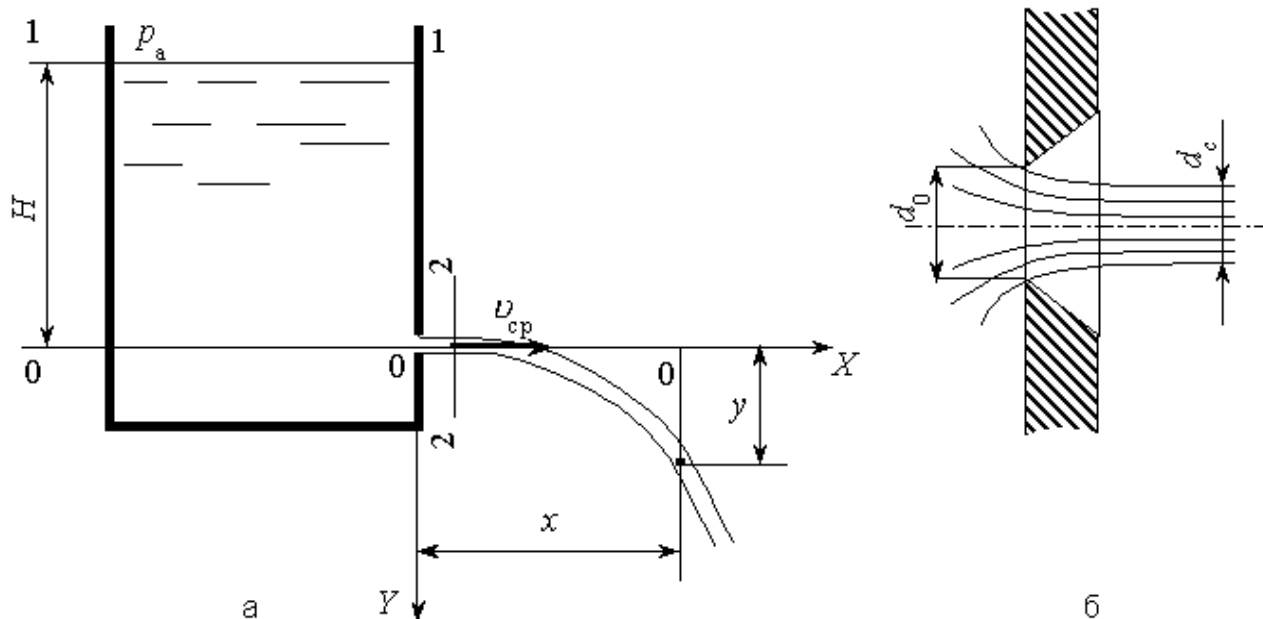


Рис. 3.6.1

$\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты Кориолиса;  $\rho_w$  – плотность жидкости.

Потери напора между сечениями 1-1 и 2-2 (они сосредоточены в основном в районе отверстия) представляют в виде

$$h_M = \zeta \frac{v_c^2}{2g},$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления, учитывающий потери напора.

С учетом принятых обозначений из уравнения (3.6.1) следует

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_2 + \zeta}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.6.2)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости, учитывающий потери напора.

Для идеальной жидкости  $\zeta = 0$ ;  $\alpha_1 = 1$ ;  $\varphi = 1,0$  и скорость истечения  $v_{и}$  будет определяться по формуле Торричелли

$$v_{и} = \sqrt{2gH}.$$

При вычислении коэффициента скорости по формуле (3.6.2) необходимо знать среднюю скорость  $v_c$  в сжатом сечении струи. Она может быть найдена из уравнений движения жидкой частицы (для выбранной системы координат см. рис. 3.6.1, а):

$$x = v_c t; \quad y = \frac{gt^2}{2},$$

откуда

$$v_c = x \sqrt{\frac{g}{2y}}.$$

Действительный расход жидкости  $Q$  через отверстие всегда меньше теоретического  $Q_{и}$ , который имел бы место при отсутствии сжатия струи и сопротивления:

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH} = \mu Q_{и},$$

где  $S_o$  – площадь сечения отверстия;  $\mu = \varepsilon \varphi$  – коэффициент расхода. Он учитывает и потери напора, и степень сжатия струи.

Сжатие поперечного сечения струи обусловлено действием инерционных сил и оценивается коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_o},$$

где  $S_c$  – площадь струи в сжатом сечении.

Коэффициент сжатия струи в данной работе рассчитывается по коэффициентам скорости и расхода:  $\varepsilon = \mu / \varphi$ .

Значения коэффициентов  $\mu$ ,  $\varphi$  и  $\varepsilon$  зависят от числа Рейнольдса, которое в рассматриваемом случае вычисляется по размеру отверстия  $d_o$  и скорости  $v_{и}$ :

$$Re = \frac{d_o v_{и}}{\nu_w} = \frac{d_o \sqrt{2gH}}{\nu_w}.$$

Для круглых отверстий с острыми кромками (на основании опытов разных авторов) эти зависимости представлены на рис.3.6.2.

Рассмотрим истечение из насадков. Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка без закругления входной кромки, длина которой равна нескольким диаметрам. Струя после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке (рис.3.6.3, а), затем, вследствие интенсивного перемещения жидкости, струя постепенно расширяется до размеров отверстия.

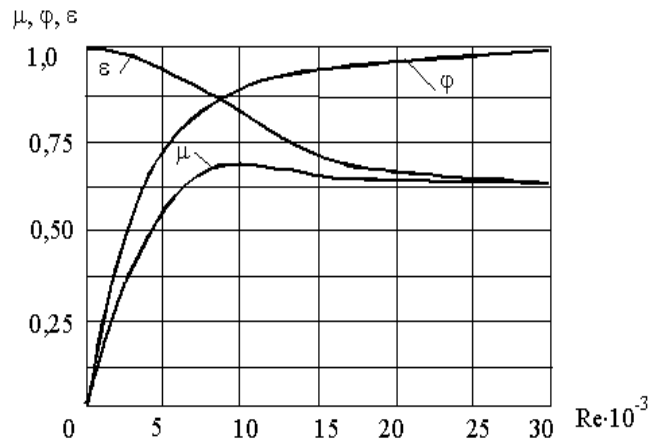


Рис. 3.6.2

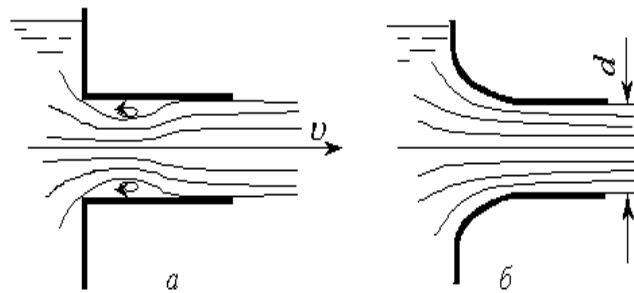


Рис. 3.6.3

Сравнение с отверстием в тонкой стенке показывает, что при безотрывном истечении через цилиндрический насадок расход будет больше из-за отсутствия сжатия струи на выходе из насадка. Скорость же оказывается меньше вследствие большего сопротивления.

Коноидальным называется насадок, выполненный по форме струи, истекающей из отверстия (рис.3.6.3,б). Благодаря сведению гидравлических потерь к минимуму, такой насадок имеет наибольший коэффициент расхода, достигающий 0,98.

Работа выполняется на комбинированном экспериментальном стенде (см. рис. 1.1.2) с использованием замкнутой системы, обозначенной поз. 3, 34, 29, 28, 33, 4, 5, 7, 6, 3.

Геометрические размеры отверстий указаны на сменных пробках 6. Расход воды в системе регулируется вентилями 28 и 5, а измеряется однопоплачковым ротаметром 4.

### 3.6.2. Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с комбинированным стендом, рабочими участками и измерительной аппаратурой.
2. Установить на напорном сосуде 7 пробку с заданным отверстием или насадком (по указанию преподавателя).
3. Проверить закрытие вентилей 28 и 27.
4. Включить в работу насос 29 при помощи выключателя 25 и ЛАТРом 22 вывести его на рабочий режим (показание вольтметра 21 должно быть не более  $U = 100 \dots 150$  В).
5. Открыть вентили 28 и 5, наполнить напорный сосуд 7 до верхнего уровня ( $H = 0,230$  м).
6. Обеспечить с помощью вентиля 5 и ЛАТРа 22 установившийся режим работы системы ( $H = \text{const}$ ).
7. Измерить ротаметром 4 расход через отверстие (или насадок).
8. Измерить по линейке на стенке напорного бака 3 координату  $x$ , совместив координатную иглу с осью струи. Координата  $y$  при проведении опытов остается постоянной,  $y = 0,110$  м.
9. Закрыть вентиль 5 на напорном сосуде 7, понизить уровень воды в нем приблизительно на  $0,025 \dots 0,030$  м. Выполняя рекомендации п.6–8, провести измерения на других трех–пяти режимах.
10. Измерить температуру воды термометром 2.
11. Занести полученные опытные данные в табл.3.6.1.

Т а б л и ц а 3.6.1

$p_a = \dots$  мм рт. ст.;  $t = \dots$  °С;  $d_o = \dots$  м; тип насадка (отверстия)  $\dots$

Номер режима	$H$ , м	$x$ , м	$y$ , м	$Q$ , м <sup>3</sup> /с
1				
...				
5				

Т а б л и ц а 3.6.2

Номер режима	$v_{и} = \sqrt{2gH}$	$v_c = x\sqrt{\frac{g}{2y}}$	$\varphi = \frac{v_c}{v_{и}}$	$Q_{и} = S_o v_{и}$	$Q$	$\mu = \frac{Q}{Q_{и}}$	$\varepsilon = \frac{\mu}{\varphi}$	Re
	м/с			м <sup>3</sup> /с				
1								
...								
5								

### 3.6.3. Обработка результатов.

Расчет всех величин ведется в табличной форме (табл.3.6.2).

1. Построить по данным табл.3.6.2 графические зависимости:  $\varepsilon = f_1(\text{Re})$ ,  $\varphi = f_2(\text{Re})$ ,  $\mu = f_3(\text{Re})$ .

2. Сравнить полученные результаты с данными других авторов (см. рис.3.6.2).

## 3.7. Работа № 8. Построение характеристик центробежного насоса

**Цель работы:** изучение основных закономерностей работы центробежного насоса и приобретение навыков экспериментального определения характеристик насоса.

В результате работы должны быть построены рабочие характеристики насоса  $H = f_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$  и  $\eta = f_3(Q)$  при фиксированной частоте вращения приводного электродвигателя.

### 3.7.1. Общие сведения

Центробежный насос является одной из самых распространенных разновидностей гидравлических машин и предназначен для сообщения жидкости механической энергии. Работа насоса характеризуется его подачей (производительностью)  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, напором  $H$ , м, потребляемой мощностью  $N$ , Вт, коэффициентом полезного действия  $\eta$ .

Подача – это объем жидкости, перемещаемой насосом за единицу времени, а напор – энергия, сообщаемая им единице веса жидкости.

Потребляемая мощность  $N$  больше полезной мощности, передаваемой насосом жидкости, на величину потерь в насосе и гидравлической сети на которую он работает. Эти потери оцениваются величиной  $\eta$ .

Расчетный режим работы насоса при заданной частоте вращения выбирается из условия минимальности потерь и соответствует оптимальному сочетанию  $Q$ ,  $H$ ,  $N$  и максимуму  $\eta$ .

При эксплуатации насос может работать на режимах, отличных от расчетного. Так, например, искусственное изменение подачи неизбежно повлечет за собой изменение напора, развиваемого насосом. Поэтому для правильной эксплуатации насоса и оценки его возможностей необходимо знать, как изменяются напор, КПД и мощность, потребляемая насосом, при изменении его подачи, т.е. рабочие характеристики насоса  $H = f_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$  и  $\eta = f_3(Q)$ . Они могут быть получены лишь опытным путем.

В данной работе экспериментально определяются рабочие характеристики центробежного насоса 29 комбинированного лабораторного стенда с использованием замкнутой системы, обозначенной на рис.1.1.2 поз.3, 34, 29, 28, 33, 1, 3. Расход воды в системе (подача насоса) изменяется ротаметром 1 и регулируется вентилем 28.

Напор, создаваемый насосом, в общем случае определяется как разность напоров на выходе и на входе в насос, т.е.

$$H = \left( z_{\text{ВЫХ}} + \frac{p_{\text{ВЫХ}}}{\rho_w g} + \alpha_{\text{ВЫХ}} \frac{v_{\text{ВЫХ}}^2}{2g} \right) - \left( z_{\text{ВХ}} + \frac{p_{\text{ВХ}}}{\rho_w g} + \alpha_{\text{ВХ}} \frac{v_{\text{ВХ}}^2}{2g} \right).$$

Поскольку на данном стенде  $z_{\text{ВЫХ}} = z_{\text{ВХ}}$ , диаметры всасывающего 34 и напорного 33 трубопроводов одинаковы, т.е.  $d_{\text{ВЫХ}} = d_{\text{ВХ}}$ , а значит и  $v_{\text{ВЫХ}} = v_{\text{ВХ}}$ , и одинаковы коэффициенты Кориолиса ( $\alpha_{\text{ВЫХ}} = \alpha_{\text{ВХ}}$ ), то напор  $H$  может быть определен по перепаду статических давлений на выходе и на входе в насос. Давление на выходе  $p_4$  измеряется манометром 15, а на входе  $p_5$  – вакуумметром 16. Таким образом,

$$H = \frac{p_4 - p_5}{\rho_w g}. \quad (3.7.1)$$

Мощность, потребляемая насосом, или мощность, развиваемая приводным электродвигателем, рассчитывается по формуле

$$N = \eta_d U I \cos \varphi, \quad (3.7.2)$$

где  $U$  – напряжение, фиксируемое вольтметром 21, В;  $I$  – сила тока, фиксируемая амперметром 20, А;  $\eta_d$  – КПД электродвигателя, принимаем 0,45; а  $\cos \varphi = 0,8$ .

Полезная мощность насоса определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = \rho_w g H Q, \quad (3.7.3)$$

и КПД насоса – по формуле

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}. \quad (3.7.4)$$



При проведении опытов необходимо строго соблюдать постоянство частоты вращения рабочего колеса насоса на всех режимах работы. Частота вращения регулируется ЛАТРом 22 и измеряется электротехометром 17 (см. рис.1.1.2).

### 3.7.2. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с комбинированным стендом, рабочей схемой и используемой в данной работе измерительной аппаратурой. Измерить атмосферное давление.

2. Проверить, закрыты ли вентили 28 и 27.

3. Включить в работу насос 29 выключателем 25 и ЛАТРом 22 вывести его на заданный преподавателем режим (по частоте вращения  $n$ ).

4. Приоткрыть вентиль 28, обеспечив небольшой расход воды в системе, и измерить температуру воды термометром 2.

5. Измерить ротаметром 1 расход  $Q$  в системе, статическое давление на входе  $p_3$  и выходе  $p_4$  из насоса (вакуумметр 16 и манометр 15), силу тока  $I$  и напряжения  $U$  на электродвигателе (амперметром 20 и вольтметром 21), частоту вращения  $n$  электротехометром 17.

6. Изменить режим работы системы, приоткрыв вентиль 28, установить ЛАТРом 22 прежнюю частоту вращения  $n$ , контролируя ее по тахометру 17. Результаты измерений занести в табл.3.7.1. Опыт повторить на 8...10 режимах во всем возможном диапазоне расходов (подач).

7. Выключить насос после окончания работы.

Т а б л и ц а 3.7.1

$p_a = \dots$  мм рт.ст.;  $t = \dots$  °С;  $n = \dots$  об/мин

Номер режима	$Q \cdot 10^3$	$p_4$		$p_5$		$I$	$U$
	м <sup>3</sup> /с	кгс/см <sup>2</sup>	Па	кгс/см <sup>2</sup>	Па	А	В
1							
⋮							
5							

### 3.7.3. Обработка результатов

Обработку результатов рекомендуется выполнять в табличной форме (табл.3.7.2).

Т а б л и ц а 3.7.2

Номер режима	$Q \cdot 10^3$ м <sup>3</sup> /с	$H$ м	$N$ Вт	$N_{\text{п}}$ Вт	$\eta$
1					
⋮					
8...10					

1. Определить плотность воды  $\rho_w$  по формуле (1.2.3), используя исходные данные.

2. Вычислить напор  $Q$ , потребляемую  $N$  и полезную  $N_{\text{п}}$  мощность и КПД насоса  $\eta$  для каждого режима по формулам (3.7.1)–(3.7.4).

3. Построить характеристики насоса  $H = f_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$  и  $\eta = f_3(Q)$  при постоянной частоте вращения  $n$  по полученным результатам на одном графике.

## 4. Газовая динамика

### 4.1. Работа № 9. Исследование околосвуковых истечений газа из отверстий

**Цель работы:** экспериментальное изучение закономерностей истечения газа при больших скоростях.

Результаты работы представляются в виде таблиц замеров и обработки опытных данных, а также графиков изменения скорости истечения и массового расхода газа в зависимости от отношения давлений на входе и выходе из отверстия.

#### 4.1.1. Общие сведения

Элементарный газодинамический расчет истечений газа через заданное сужающее сопло или отверстие обычно сводится к определению скорости истечения и расхода. При этом считают, что течение является установившимся, адиабатическим и изоэнтропным. Если обозначить через  $v_o = 0$ ,  $\rho_o$ ,  $p_o$  и  $T_o$  параметры газа в резервуаре,  $v$ ,  $\rho$ ,  $p$  и  $T$  – на выходе из отверстия с площадью поперечного сечения  $S$ , то на основании уравнения Бернулли

$$\frac{v^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_o}{\rho_o}$$

можно получить формулы для расчета теоретических значений скорости истечения

$$v = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_o (1 - \pi^{\frac{k-1}{k}})}$$

и массового расхода

$$m = \rho v S = S \sqrt{\frac{2k}{(k-1)R} \cdot \frac{p_o}{\sqrt{T_o}} \cdot \sqrt{\pi^{\frac{2}{k}} - \pi^{\frac{k+1}{k}}}}, \quad (4.1.1)$$

известные в литературе как формулы Сен-Венана–Ванцеля. Здесь  $k$  – показатель адиабаты (для воздуха  $k = 1,4$ );  $R$  – универсальная газовая постоянная (для воздуха  $R = 287$  Дж/(кг·град));  $\pi = p/p_o$  – отношение давлений или газодинамическая функция давления.

Анализ формулы (4.1.1) показывает, что расход становится нулевым, т.е.  $m = 0$ , при  $\pi = 0$  и  $\pi = 1$  и принимает максимальное или критическое значение при критическом отношении давлений

$$\pi = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

которое для воздуха ( $k = 1,4$ ) составляет  $\pi_* = 0,528$ .

Если ввести понятие приведенного расхода или так называемую функцию расхода  $q = m/m_*$ , то теоретическая закономерность изменения расхода с изменением отношения давлений  $\pi = p/p_0$  будет иметь вид

$$q = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \sqrt{\pi^{\frac{2}{k}} - \pi^{\frac{k+1}{k}}}}. \quad (4.1.2)$$

Зависимость  $q = f(\pi)$  для воздуха ( $k = 1,4$ ) представлена на рис.4.1.1.

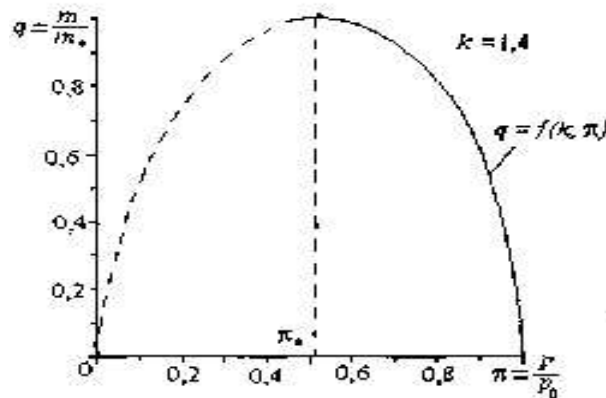


Рис. 4.1.1

Одна из ветвей параболы в диапазоне  $0 \leq \pi \leq \pi_*$  изображена на рис.4.1.1 пунктиром, так как не отражает реальной картины истечения.

Реальное истечение, как свидетельствуют многочисленные экспериментальные исследования (см. М.Е.Дейч "Техническая газодинамика"), отличается заметной перестройкой потока, обусловленной вязкостью газа. Струя на выходе деформируется (сужается), распределение скоростей в ее поперечном сечении становится крайне неравномерным, появляется радиальный градиент давления, поверхность перехода от дозвукового потока к звуковому при критическом соотношении давлений  $\pi_*$  деформируется выпуклостью по потоку.

Эти и другие обстоятельства приводят к снижению не только действительного расхода газа, но и того значения  $\pi$ , при котором достигается максимальный расход. Его принято обозначать  $\pi_{**}$  и называть вторым критическим соотношением давлений. Для воздуха  $\pi_{**} \approx 0,4$ . Отличие действительного расхода газа через отверстие от теоретического обычно учитывают коэффициентом расхода

$$\mu = \frac{m_d}{m}.$$

Следовательно, если закономерность поведения коэффициента  $\mu$  известна, то действительные параметры струи, такие как массовый расход  $m_d$ , скорость  $v_d$  и приведенный расход  $q_d$ , легко вычислить по формулам:

$$m_d = \mu m, \quad v_d = \frac{m_d}{\rho S}, \quad q_d = \frac{m_d}{m_{d*}} = \frac{\mu}{\mu_{**}} q.$$

Здесь  $m$  – теоретический расход газа (вычисляется по формуле (4.1.1));  $m_d$  – максимальный действительный (критический) расход газа при  $\pi_{**}$ ;  $\mu_{**}$  – коэффициент расхода, соответствующий  $m_d$ .

Информацию о коэффициенте  $\mu$  для конкретного отверстия или сопла можно получить опытным путем или расчетом по приближенной эмпирической зависимости

$$\mu = \frac{1}{q} \cdot \frac{\mu_{**}}{1 - \pi_{**}} \sqrt{1 - 2\pi_{**}(1 - \pi) - \pi^2},$$

которая обобщает многочисленные экспериментальные данные. При этом значения  $\mu_{**}$  и  $\pi_{**}$  для отверстий и коротких сопел принимают

$$\mu_{**} = 0,85, \quad \pi_{**} = 0,4.$$

Таким образом, настоящие экспериментальные исследования будут нацелены на выполнение следующих работ:

установление действительных закономерностей  $m_d = f(\pi)$ ,  $q_d = f(\pi)$  и  $v_d = f(\pi)$  при истечении воздуха через круглое отверстие и сравнение их с теоретическими;

определение зависимости  $\mu = f(\pi)$  и сравнение полученных результатов с известными литературными данными;

выдачу рекомендаций по расчету действительных параметров истечения воздуха через отверстие при заданном перепаде давлений, т.е. при заданном  $\pi$ .

#### 4.1.2. Экспериментальная установка

Работа выполняется на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис.4.1.2. Воздух, как рабочая среда, предварительно подготовленный в блоке подготовки воздуха 1, с помощью двухпозиционного распределителя 2 может быть подан либо в пневмодомк 3 для последующего истечения через калиброванное отверстие 4, либо в баллон 11 для создания там необходимого давления перелива воды в баллон 13. Стационарный процесс истечения воздуха из пневмодомкности 3 и регулирование его параметров  $p_o$  и  $T_o$  достигается с помощью редукционного клапана в блоке подготовки воздуха 1.

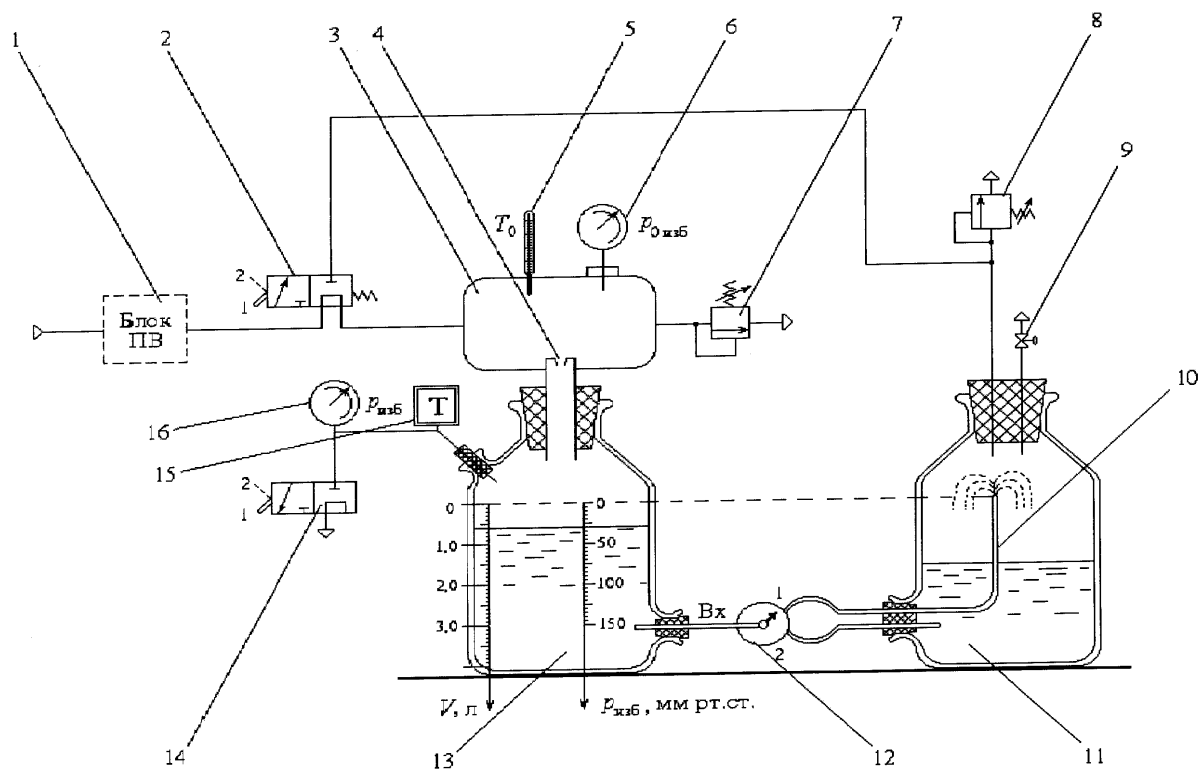


Рис. 4.1.2

Если распределители 2, 14 и 12 установлены в положении 1 (как показано на рис.4.1.2), а кран 9 открыт, то воздух из пневмодомкности 3 будет вытекать только через отверстие 4 в баллон 13, вытесняя воду в баллон 11 через трубку 10. Расход воздуха через отверстие 4 определяется объемным способом, суть которого состоит в измерении объема вытесненной воды  $\Delta V$  за промежутки времени  $\tau$  (измеряется секундомером). Избыточное давление воздуха за отверстием (т.е. в воздушной полости баллона 13)  $p_{изб}$  измеряется в мм вод.ст.

по шкале, которая как и шкала  $V$  нанесена на внешней стенке баллона 13. Температура воздуха за отверстием измеряется термометром 15.

Обратный перелив воды в баллон 13 можно обеспечить, если закрыть кран 9, а распределители 2, 14 и 12 установить в положение 2. Таким образом, экспериментальная установка позволяет регулировать и измерять параметры воздуха перед  $(p_o, T_o)$  и за отверстием  $(p, T)$ , а также оценивать расход воздуха через него.

#### 4.1.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия экспериментальной установки.

2. Измерить и внести в протокол (табл.4.1.1) значения барометрического давления  $p_a$ , относительной влажности  $\varphi$  и температуры  $t$  окружающей среды.

3. Убедиться, что уровень воды в баллоне 13 близок к нулевой отметке по шкале  $V$ , и перейти к п.5. В противном случае следует действовать в соответствии с п.4.

4. Для подъема уровня воды в баллоне 13 необходимо распределители 2, 12 и 14 установить в положение 2, закрыть кран 9 и с разрешения преподавателя включить компрессор. Начнется процесс перелива воды из 11 в 13. При достижении уровнем нулевой отметки по шкале  $V$ , следует открыть кран 9 и распределитель 12 установить в положение 1.

5. Включить компрессор и вывести установку на рабочий режим. Для этого необходимо открыть кран 9, распределители 2,12 и 14 установить в положение 1 и, регулируя редукционным клапаном блока ПВ 1, поднять давление в пневмоемкости  $p_{\text{Оизб}}$  до  $0,2 \text{ кгс/см}^2$ . Идет рабочий процесс истечения - давление  $p_{\text{Оизб}}$  стабильно, уровень воды в баллоне 13 постепенно снижается. Измерить и записать в протокол (табл.4.1.1) параметры воздуха в пневмоемкости 3  $p_{\text{Оизб}}$  и  $T_o$ , время  $\tau$  увеличения объема воздуха в баллоне 13 на  $\Delta V = 0,25$  или  $0,5$  л и среднее значение давления  $p_{\text{изб}}$  и температуры воздуха  $T$  в баллоне 13 за это время.

**В н и м а н и е !** Не следует допускать снижения уровня воды в баллоне 13 до его выходного отверстия! Для возврата воды в баллон 13 необходимо действовать в соответствии с п.4.

6. Изменить режим истечения, т.е. увеличить давление в пневмоемкости  $p_{\text{Оизб}}$  и повторить измерения по п.5.

7. Провести исследования на 8...10 режимах в диапазоне значений давления  $p_{\text{Оизб}}$  от  $0,2$  до  $2,0 \text{ кгс/см}^2$ .

#### 4.1.4. Обработка результатов

Рекомендуется проводить обработку результатов в табличной форме (табл.4.1.2) в следующей последовательности:

1.  $p_o = p_{\text{оизб}} + p_a$  (МПа) – абсолютное давление в пневмоемкости;
2.  $p = p_{\text{изб}} + p_a$  (МПа) – абсолютное давление воздуха в баллоне 13;
3.  $\pi = p/p_o$  – отношение давлений;
4.  $\rho$  – плотность воздуха в баллоне 13;
5.  $m$  – теоретический массовый расход истечения по формуле (4.1.1);
6.  $q$  – теоретический приведенный расход по формуле (4.1.2);
7.  $m_d = \Delta V \rho / \tau$  (кг/с) – действительный массовый расход. По полученным значениям строится график  $m_d = f(\pi)$  и определяется максимальный действительный расход  $m_{d*}$  и  $\pi_{**}$  ;
8.  $q_d = m_d / m_{d*}$  – действительный приведенный расход;
9.  $\mu = m_d / m$  – коэффициент расхода;
10.  $v_d = m_d / (S \rho) = \Delta V / (\tau S)$  (м/с) – действительная скорость истечения;
11.  $v_* = a$  – критическая скорость равная скорости звука, определяется аналогично п.10 при условии, что  $m_d = m_{d*}$  ;
12.  $M = v_d / a$  – число Маха.

Полученные результаты необходимо представить в виде графиков  $m_d = f(\pi)$ ,  $q_d = f(\pi)$ ,  $\mu = f(\pi)$ ,  $v_d = f(\pi)$  и дать сравнительный анализ с теорией. Представить рекомендации по расчету скорости истечения и расхода в докритической ( $\pi_* \leq \pi \leq 1$ ) и закритической ( $0 \leq \pi \leq \pi_*$ ) областях истечения.

Т а б л и ц а 4.1.1

$p_a = \dots$  мм вод.ст.,  $\varphi = \dots$  %,  $t_a = \dots$  °С,  $d_{\text{отв}} = 0,315 \cdot 10^{-3}$  м

Номер режима	$p_{\text{оизб}}$ , кгс/см <sup>2</sup>	$T_o$ , °С	$p_{\text{изб}}$ , кгс/см <sup>2</sup>	$T$ , °С	$\Delta V$ , л	$\tau$ , с
1						
⋮						
8 ... 10						



Т а б л и ц а 4.1.2

$k = 1, 4$

Номер режима	$p_0$ , МПа	$p$ , МПа	$\pi$	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$m$ , кг/с	$q$	$m_d$ , кг/с	$q_d$	$\mu$	$v_d$ , м/с	$M$
1											
⋮											
8 ... 10											

## 4.2. Работа № 10. Редукционный клапан прямого действия

**Цель работы:** изучение конструкции, принципа действия и статических характеристик редукционного клапана.

Результаты работы представляются в виде эскиза, отражающего устройство и принцип действия клапана, таблиц замеров и обработки данных, а также графиков изменения давления на выходе клапана от давления на входе и расхода воздуха через клапан.

### 4.2.1. Общие сведения.

Редукционный клапан (РК) или регулятор давления, предназначен для снижения давления до заданного уровня и автоматического поддержания его независимо от нагрузки на участке пневмосистемы, расположенной после канала. Конструкция РК прямого действия диафрагменного типа показана на рис.4.2.1. Основными элементами конструкции являются: корпус 1 со штуцерами подвода 13 и отвода 8 воздуха; верхней 3 и нижней 11 крышек; регулировочного винта 5 с пружиной 6 и стопорной гайкой 4; гибкой диафрагмы 2, в жесткий центр которой упирается подпружиненный стержень с затвором 9; втулки 10 с отверстиями для подвода воздуха к дросселирующей щели между затвором 9 и седлом 7 и, наконец, фильтра-влагоотделителя 12. Движение воздуха через РК показано на рис.4.2.1 стрелками.

Главным регулирующим элементом клапана является дросселирующая щель между седлом 7 и затвором 9. Величина щели зависит, с одной стороны, от силы натяжения пружины 6, действующей сверху на диафрагму 2 и стремящейся посредством затвора 9 открыть щель, с другой – от силы давления  $p_2$ , действующей снизу на диафрагму и стремящейся прикрыть щель. Эти силы всегда уравнивают друг друга. Таким образом, изменяя винтом 5 натяжение пружины 6, можно обеспечить необходимое (заданное) давление  $p_2$ , причем всегда меньшее, чем  $p_1$ , из-за потерь в самом клапане.

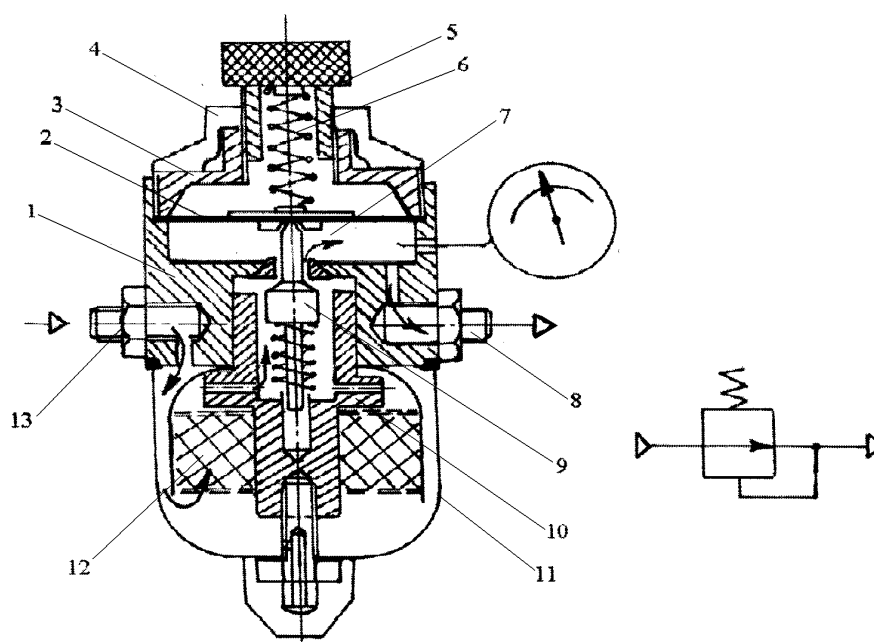


Рис. 4.2.1

Показателем работы редукционного клапана является его способность удерживать давление  $p_2$  на заданном уровне при изменении параметров работы системы. Зависимости  $p_2 = f(p_1)$  и  $p_2 = f(m)$ , где  $m$  – массовый расход через клапан, называют соответственно регулировочной и расходной характеристиками клапана. Стабильность давления  $p_2$  с изменением  $p_1$  в диапазоне значений больших, чем  $p_2$ , объясняется тем, что размер дросселирующей щели не зависит от давления  $p_1$ . Изменение  $p_1$  может привести лишь к изменению расхода  $m$  через клапан. Относительное постоянство  $p_2$  наблюдается и при изменении потребляемого расхода в диапазоне  $0 < m < m_{\max}$ , где  $m_{\max}$  – максимальный расход, соответствующий первоначально настроенной разности давлений  $p_1 - p_2$ .

Так, если потребление снизилось, то это, безусловно, приведет к росту  $p_2$ , нарушению баланса сил на диафрагму и, следовательно, к смещению затвора 9 вверх. Проходное сечение дросселирующей щели будет уменьшаться до тех пор, пока не будет скомпенсировано произошедшее изменение  $p_2$ . В результате давление в системе за клапаном установится на прежнем (заданном) уровне. Аналогично можно проследить реакцию клапана и на увеличение потребляемого расхода. Статические характеристики рассматриваемого в данной работе РК устанавливаются опытным путем.

#### 4.2.2. Экспериментальная установка

Работа выполняется на пневмостенде для изучения истечения газов. На монтажной панели стенда реализуется пневмосхема (рис.4.2.2), в состав которой входят: блок подготовки воздуха 1, исследуемый редукционный клапан 7, регулируемый дроссель 10, пневмоемкости 11 и 13, разделенные комбинированным ( $\varnothing = 0,315$  мм) дросселирующим отверстием 12 и двухпозиционный распределитель 15.

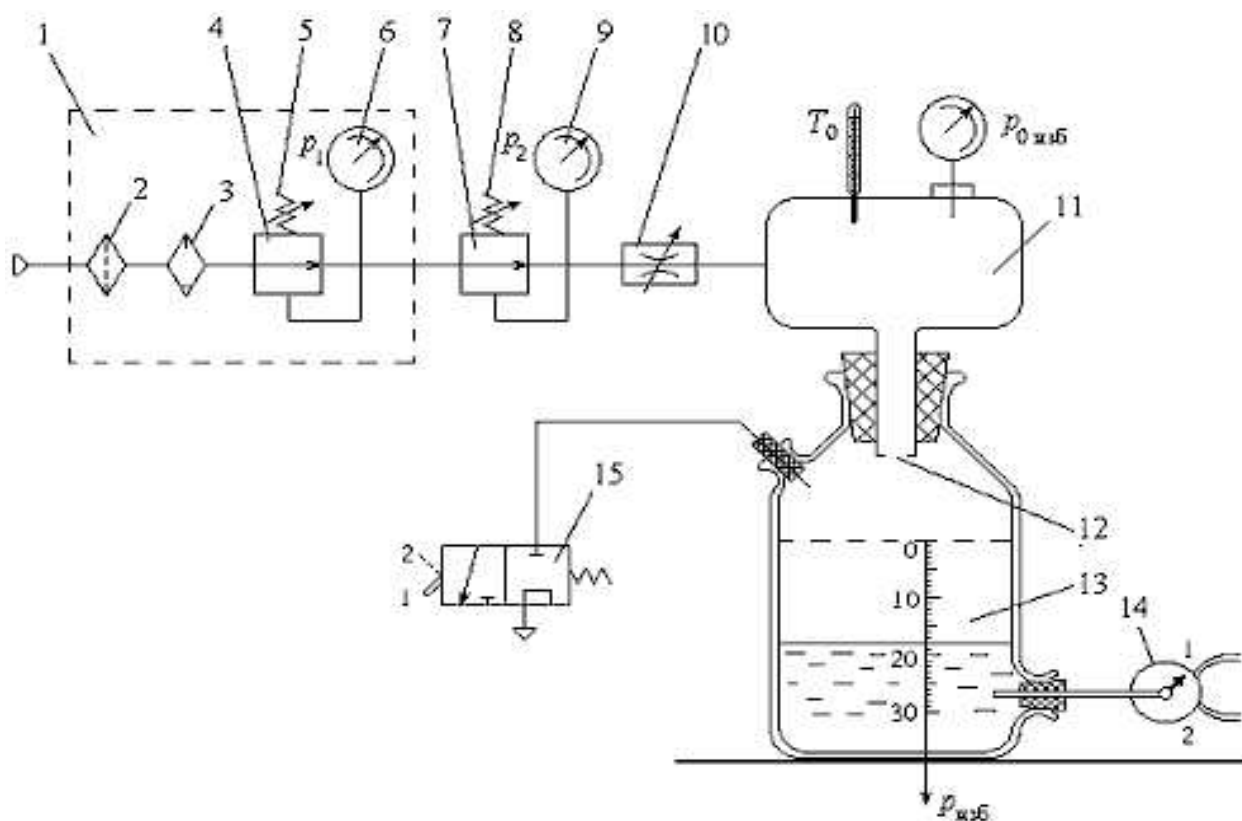


Рис. 4.2.2

Регулирование давления воздуха перед  $p_1$  и за  $p_2$  исследуемым РК осуществляется соответственно винтами 5 и 8 и контролируется манометрами 6 и 9. Расход воздуха  $m$  в системе регулируется дросселем 10 и оценивается по соотношению абсолютных давлений  $\pi = p/p_0$  в пневмоемкостях 11 и 13. Зависимость  $m = f(\pi)$  для данного комбинированного отверстия получена в предыдущей лабораторной работе (см.лаб.р. № 9).

Таким образом экспериментальная установка позволяет регулировать и измерять давление воздуха перед и за редукционным клапаном, а также оценивать расход воздуха через него.

### 4.2.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия экспериментальной установки.
2. Измерить и внести в протокол (табл.4.2.1) значения барометрического давления  $p_a$ , относительно влажности  $\varphi$  и температуры  $t$  окружающей среды.
3. Открыть полностью дроссель 10, установить распределитель 15 в положение 1, при котором пневмодомкрат 13 сообщается с атмосферой, а распределитель 14 установить в положение 1.
4. Включить компрессор и вывести установку на рабочий режим. Для этого, регулируя винтом 5 на блоке подготовки воздуха, по манометру 6 установить максимально возможное давление  $p_1$ . Регулируя винтом 8, по манометру 9 установить давление  $p_2$  на уровне 50...60 % от  $p_1$ . Затем, постепенно уменьшая давление  $p_1$  на 4–5 режимах в диапазоне  $p_{1max} > p_1 > p_2$ , измерить и записать в табл.4.2.1 значения давлений  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_{0изб}$  и  $p_{изб}$ .
5. Установить давление  $p_1$  на уровне, близком к максимальному, а давление  $p_2$  на уровне 50...60 % от  $p_1$ . Затем, постепенно прикрывая дроссель 10, на 4–5 режимах в диапазоне  $p_{2max} \geq p_2 > 0$ , измерить и записать в табл.4.2.1 значения давлений  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_{0изб}$  и  $p_{изб}$ .
6. Выключить компрессор после окончания эксперимента.

#### Т а б л и ц а 4.2.1

$p_a = \dots$  мм рт.ст.;  $t = \dots$  °С;  $\varphi = \dots$  %;  $K_{p1} = \dots$ ;  $K_{pизб} = \dots$

Номер режима	При постоянном давлении $p_1$ и постоянной нагрузке ( $m = const$ )				При постоянном давлении $p_1$ и переменной нагрузке ( $m \neq const$ )				$m$			
	$p_1$	$p_2$	$p_{0изб}$	$p_{изб}$	$p_1$	$p_2$	$p_{0изб}$	$p_{изб}$				$p_0$
	кг/см <sup>2</sup>			мм вод.ст.	кг/см <sup>2</sup>			мм вод.ст.	МПа	–		кг/с
1												
⋮												
5												

### 4.2.4. Обработка результатов

Обработка полученных результатов проводится в той же таблице в следующей последовательности:

1. Строят регулировочную характеристику редукционного клапана  $p_2 = f(p_1)$ , используя данные первой половины таблицы.
2. Определяют абсолютное давление  $p_0$  и  $p$  на каждом режиме по данным

второй половины таблицы

$$p_0 = p_{0\text{изб}} + p_a, \quad p = p_{\text{изб}} + p_a,$$

а затем величину  $\pi = p/p_0$ . Результаты расчета вносят в табл.4.2.1.

3. Определяют значения расхода  $m$  и строят расходную характеристику редукционного клапана  $p_2 = f(m)$ , используя график  $m = f(\pi)$ , полученный в предыдущей лабораторной работе (см.лаб.р. № 9).

### 4.3. Работа № 11. Реализация схем приводов на пневматическом тренажере

**Цель работы:** ознакомление с конструкцией пневматического тренажера и реализация на нем заданных схем пневмоприводов с различным способом управления.

#### 4.3.1. Пневматический учебный тренажер

Это компактный передвижной стенд, состоящий из стола с тумбой, в отсеках (ящиках) которого хранятся измерительные приборы, комплект пневмоаппаратуры и гибкие соединительные шланги. На столешнице стола на кронштейнах и упорах удерживается монтажная панель с системой отверстий для установки модулей с различной регулирующей и направляющей аппаратурой. Стенд укомплектован пневмодвигателями поршневого типа (пневмоцилиндрами).

Монтажная панель выполнена из органического стекла размером  $1000 \times 800 \times 10$  мм. Вся плоскость панели покрыта системой отверстий  $\varnothing 10$ мм с шагом  $50 \times 50$  мм во взаимоперпендикулярных направлениях. В каждое отверстие установлена пластмассовая вставка с проходным отверстием для штыря. Таким образом, любой пневмомодуль, снабженный двумя и четырьмя штырями, может быть установлен в любом месте плоскости монтажной панели.

Соединение пневматических аппаратов, приборов и пневмодвигателей в единую пневмосхему осуществляется с помощью хлорвиниловых гибких шлангов с условным проходом  $d_y = 4$  мм. Шланги имеют различную длину и накидные гайки с обоих концов.

Пневматический тренажер укомплектован стандартной пневмоаппаратурой, выпускаемой отечественными предприятиями. Стандартное схемное изображение и основные технические характеристики каждого аппарата указаны на их лицевой или тыльной стороне.

Входы и выходы пневмоаппаратов по воздуху унифицированы штуцером с коническим наконечником и резьбой для накидной гайки.

Подсоединение шланга к пневмоаппарату ведется в следующем порядке: свободный конец гибкого шланга насаживается на конический наконечник штуцера пневмоаппарата, затем надевается прижимное кольцо и без особых усилий заворачивается накидная гайка.

#### **4.3.2. Порядок выполнения работы**

1. Проанализировать состав и принцип работы пневмопривода, схема которого подлежит реализации на тренажере (варианты различных пневмоприводов, подлежащих реализации на тренажере, приведены в п.4.3.3.).

2. Ознакомиться с пневматическим тренажером и способом присоединения шлангом.

3. Подобрать необходимую пневмоаппаратуру и разместить ее на монтажной панели.

4. Подобрать гибкие соединительные шланги и собрать схему на панели тренажера.

5. Включить (по разрешению преподавателя) компрессор и убедиться в работоспособности собранной схемы. Если схема оказалась не работоспособной, выключить компрессор и устранить недостатки.

6. Разобрать пневмосхему и уложить пневмоаппаратуру и шланги в соответствующие ящики.

#### **4.3.3. Варианты релейных пневмоприводов для реализации на пневмотренажере**

1. Пневмопривод с ручным управлением от двух управляющих кнопок, поочередным включением которых обеспечивается выдвижение и уборка штока исполнительного пневмодвигателя.

**В н и м а н и е!** Этот и каждый последующий вариант пневмопривода должен обязательно содержать пневмоаппараты включения привода в работу и регулирования его рабочего хода.

2. Пневмопривод с дистанционным ручным управлением главного распределителя от одной пневмокнопки, при включении и выключении которой обеспечивается один полный цикл работы исполнительного пневмодвигателя.

3. Пневмопривод с дистанционным ручным управлением главного распределителя от двух управляющих пневмокнопок с блокировкой рабочего хода исполнительного пневмодвигателя с помощью дополнительной пневмокнопки или тумблера.

4. Полуавтоматический пневмопривод возвратно-поступательного движения с пневмоуправлением главного распределителя от пневмокнопки и путевого (концевого пневмодатчика). При каждом включении и выключении кнопки исполнительный пневмодвигатель отрабатывает один полный цикл.

5. Автоматизированный привод возвратно-поступательного движения с пневмоуправлением главного распределителя от двух путевых (концевых) пневмодатчиков.

6. Автоматизированный пневмопривод возвратно-поступательного движения с электрическим управлением главного распределителя от двух путевых (концевых) электрических датчиков.

#### 4.4. Работа № 12. Реализация логических функций двух переменных на базе золотниковых элементов пневмоавтоматики

**Цель работы:** ознакомление с функциями алгебры логики двух переменных и способом их реализации с помощью пневмомеханических элементов (операторов) золотникового типа. Практическая реализация функций на пневмотренажере на базе элементов (операторов) "И" "ИЛИ" "НЕ" золотникового типа.

##### 4.4.1. Общие сведения

Двузначная алгебра логики изучает связи между простыми и сложными логическими высказываниями, которые могут быть как истинные так и ложные. Простые высказывания называют логическими переменными или аргументами, а сложные (в виде "ИЛИ, ЕСЛИ ... ТО" и др.) логическими функциями. Известно, что общее число логических функций двух переменных составляет 16.

Наиболее оригинальные из них приведены в табл.4.4.1. Анализ показывает, что все они могут быть выражены через функции "И" "ИЛИ" "НЕ" составляющие полный функциональный набор для логической функции любой сложности.

Т а б л и ц а 4.4.1

Аргументы, или логические переменные		Логические функции								
		Название	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>3</sub>	Y <sub>4</sub>	Y <sub>5</sub>	Y <sub>6</sub>	Y <sub>7</sub>	Y <sub>8</sub>
X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	Обозначения	Конъюнкция "И"	Дизъюнкция "ИЛИ"	Запрет "НЕ"	Импликация	Стрелка Пирса	Штрих Шеффера	Неравнозначность	Равнозначность
0	0		0	0	0	1	1	1	0	1
0	1		0	1	0	0	0	1	1	0
1	0		0	1	1	1	0	1	1	0
1	1		1	1	0	1	0	0	0	1

Приведенные в таблице логические функции реализуют на практике различными средствами пневмоавтоматики на основе струйной, мембранной техники, а также пневмоэлементов клапанного и золотникового типа.

Рассмотрим конструктивные особенности и принцип действия логических пневмоэлементов золотникового типа на примере пневмоповторителя, принципиальная схема которого показана на рис.4.4.1,а. Пневмоповторитель состоит из корпуса 1 с системой отверстий (4...8) для подвода и отвода воздуха, дифференциального золотника 2 с уплотнениями из трех колец 3 круглого сечения.

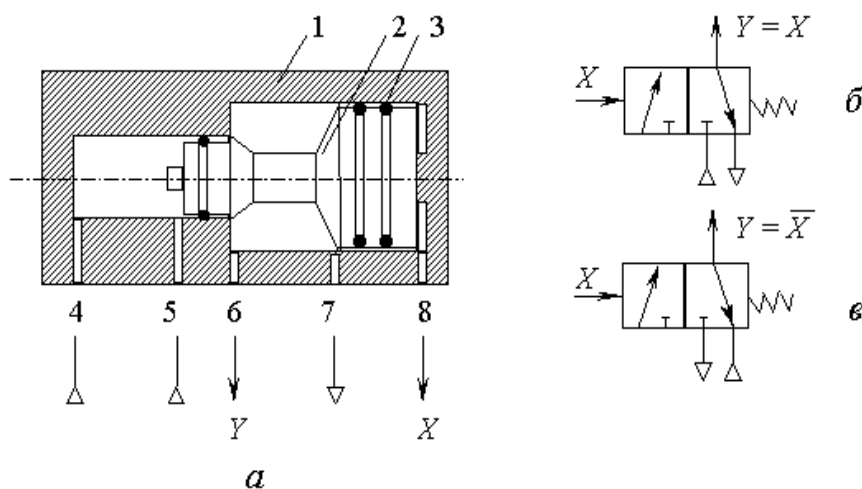


Рис. 4.4.1

В нормальном состоянии золотник 2 занимает крайнее правое положение и выходной сигнал  $Y = 0$  (т.е. отсутствует). При подаче входного сигнала с давлением, примерно равным давлению питания ( $X = 1$ ), вследствие дифференциальной конструкции, золотник 2 перемещается в крайнее левое положение. В результате каналы 5 и 6 сообщаются между собой и на выходе появляется сигнал  $Y = 1$ . В то же время отверстие 7 оказывается изолированным. Последующее снятие входного сигнала вызывает обратное перемещение золотника и снятие выходного сигнала. Таким образом, элемент работает как пневмоповторитель, т.е.  $Y = X$ . Схемное его обозначение показано на рис.4.4.1,б. Заметим, что этот элемент легко преобразовать в конвертор "НЕ" если изменить порядок подключения каналов (см.рис.4.4.1,в).

По такому принципу устроены и работают другие пневмоэлементы основного набора.

Заметим, что входной сигнал может быть не только пневматическим, но и механическим, электрическим и др.



Логические функции "И" "ИЛИ" "НЕ" в лабораторных условиях реализуются на логических элементах типа "ПНЕВМОКНОПКА" и двухпозиционных распределителях с пневмоуправлением (рис.4.4.2).

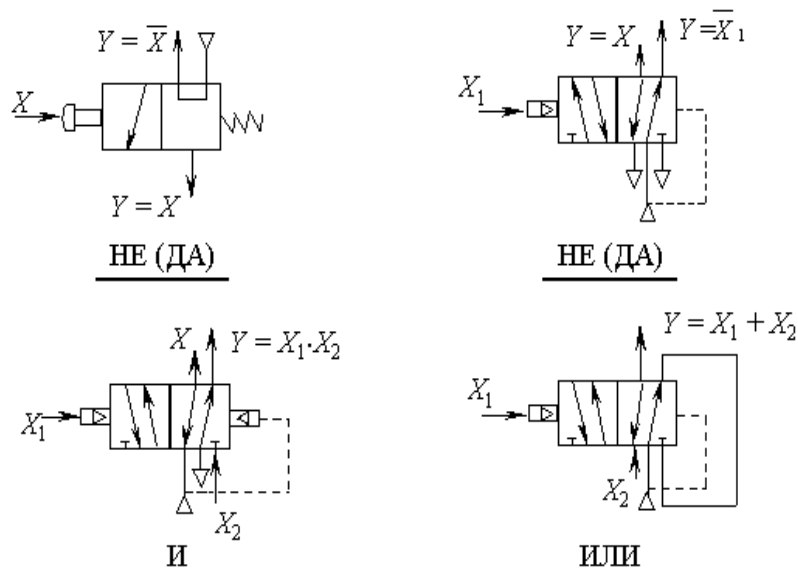


Рис. 4.4.2

Для реализации остальных функций  $Y_4 \dots Y_8$  требуется два и более операторов. Например, для реализации функции  $Y_4$  – импликация требуется два оператора: оператор "НЕ" и оператор "ИЛИ". Функциональные схемы реализации логических функций  $Y_4 \dots Y_8$  показаны на рис.4.4.3.

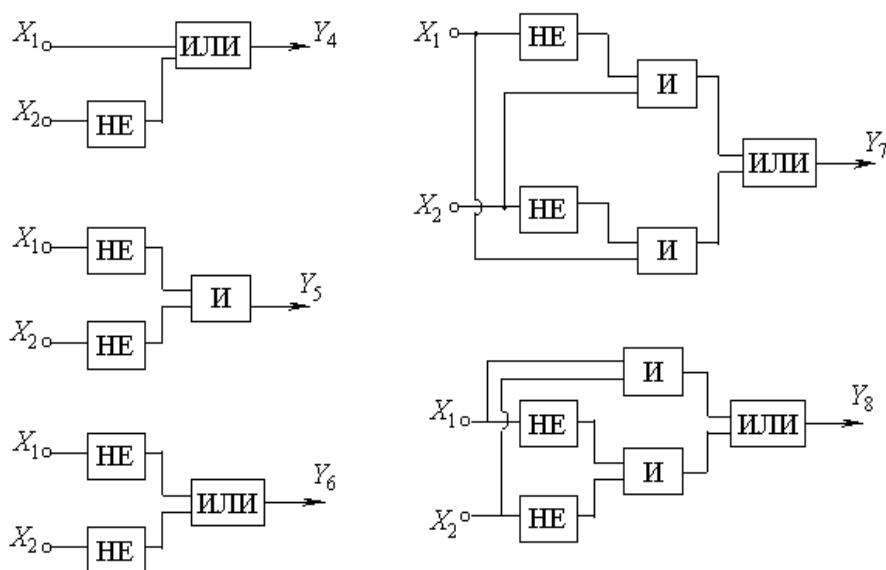


Рис. 4.4.3

#### 4.4.2. Порядок выполнения работы

1. Выбрать из комплекта пневмотренажера необходимые пневмоэлементы (операторы) для реализации логических функций.

2. Собрать на монтажной панели тренажера нужную пневмосхему в соответствии с предлагаемой блок-схемой и реализовать функции  $Y_1 \dots Y_8$ , каждый раз проверяя выполнение логических функций по таблице состояний (см.табл.4.4.1), где

$$Y_1 = X_1 \cdot X_2, \quad Y_2 = X_1 + X_2, \quad Y_3 = X_1 \cdot \overline{X_2};$$

$$Y_4 = X_1 + \overline{X_2}, \quad Y_5 = \overline{X_1} \cdot \overline{X_2}, \quad Y_6 = \overline{X_1} + \overline{X_2};$$

$$Y_7 = X_1 \overline{X_2} \cdot \overline{X_1} X_2, \quad Y_8 = X_1 X_2 \cdot \overline{X_1} \overline{X_2}.$$

#### 4.5. Работа № 13. Элементы струйной техники

**Цель работы:** ознакомление с устройством и принципом работы струйных логических элементов. Проверка работы элементов по таблицам состояний.

##### 4.5.1. Общие сведения

Струйные элементы предназначены для реализации логических операций в реальных пневматических системах и создания на их основе автоматизированных систем управления. Принцип их действия основан на использовании физических эффектов взаимодействия струи воздуха или другого газа между собой и стенками каналов. На этом принципе действуют все элементы системы "Волга" – наиболее современные струйные элементы. Они используются для решения логических функций, для запоминания пневматических сигналов, а также для их усиления. Промышленно они изготавливаются штамповкой из ударопрочного полистирола двух типоразмеров  $52 \times 40 \times 7$  мм и  $40 \times 30 \times 4$  мм. Рассмотрим некоторые из них.

**Струйный элемент СТ41 "ИЛИ–НЕ ИЛИ"** (рис.4.5.1) состоит из двух неразъемных деталей: рабочей платы 1 и крышки 2 с шестью штуцерами 3. На рабочей плите методом горячей штамповки выполнены каналы и полости, которые соединены с каналами штуцеров. На наружных поверхностях крышки и платы указаны номера штуцеров от 1 до 6, модель элемента и его условное обозначение.

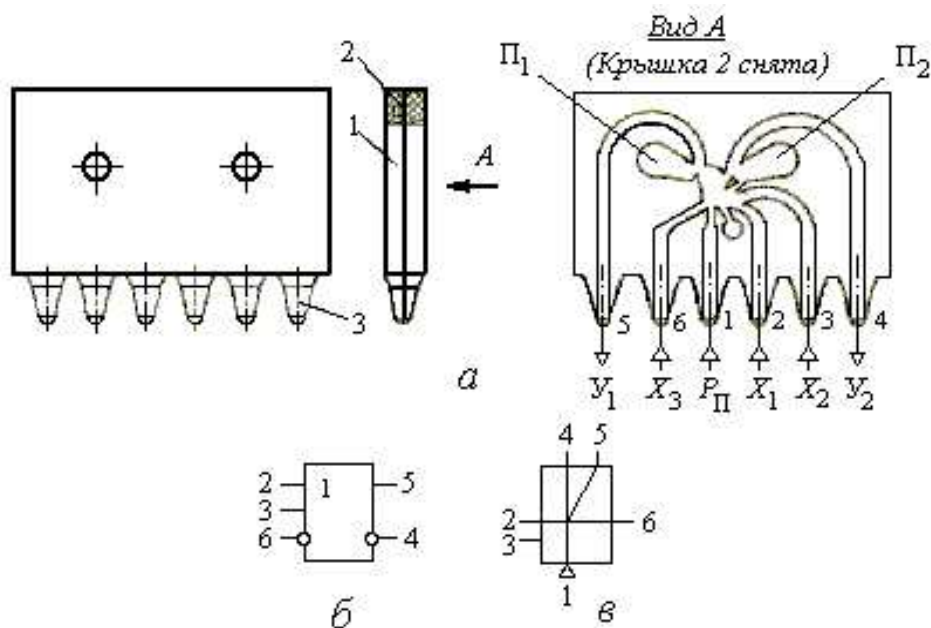


Рис. 4.5.1

Все логические элементы серии "Волга" имеют стандартизированные размеры штуцеров, их расположение и назначение. Штуцер 1 предназначен для подвода питания, 2, 3 и 6 – для подвода сигналов управления  $X_1$ ,  $X_2$  и  $X_3$ ; 4 и 5 – для отвода логических функций  $Y_1$  и  $Y_2$ . Полости  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  сообщаются с атмосферой через отверстия в крышке 2.

Струйный элемент "ИЛИ – НЕ ИЛИ" устроен таким образом, что при подводе питания струя воздуха всегда "прилипает" к правой стенке и выходит на выход 4. На условном обозначении элемента (рис.4.5.1,в) это показано прямой линией, соединяющей вход 1 с выходом 4. По этой причине элемент "ИЛИ – НЕ ИЛИ" относят к разряду моностабильных элементов. При подаче управляющих сигналов на вход 2 или 3 или сразу на оба эти входа силовая струя питания отклоняется влево и выходит на выход 5. Следовательно, на выходе 5 решается логическая функция "ИЛИ" (дизъюнкция  $Y_1 = X_1 + X_2$ ), а на выходе 4, где сигнал пропадает, во всех этих трех случаях решается функция "НЕ ИЛИ" т.е. инверсия дизъюнкции  $Y_2 = X_1 + X_2$ . Канал со штуцером 6 используют для решения функции "Запрет". Если на вход 6 подать сигнал  $X_3$ , то он запретит решение функции "ИЛИ" и на выходе 5 не будет сигнала даже при наличии сигналов  $X_1$  или  $X_2$  или обоих вместе.

С помощью струйного элемента СТ41 можно решать и другие логические функции. Так, если на вход 2 или 3 подать только один сигнал  $X$ , то на выходе 5 решается логическая функция повторения ("ДА"  $Y_1 = X$ ), а на выходе 4 – функция отрицания ("НЕ инверсия,  $Y_2 = X$ ).

**Струйный элемент СТ43 "И-НЕ И"** (рис.4.5.2) представляет собой моностабильный элемент и внешне не отличается от рассмотренного ранее, но внутри каналы выполнены несколько иначе: каналы сигналов управления 2 и 3 сначала попадают в промежуточную полость П, и только потом выходят в канал силовой струи.

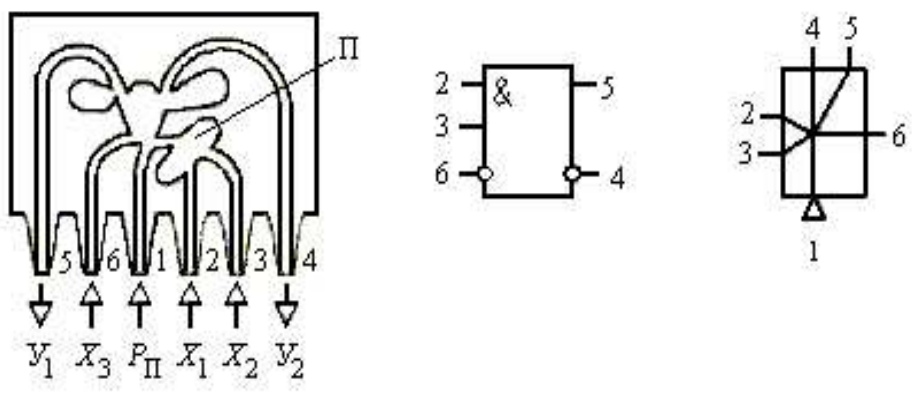


Рис. 4.5.2

Кроме того, конструктивно это выполнено так, что только при наличии двух сигналов  $X_1$  и  $X_2$  и их взаимодействии появится результирующая струя, которая и отклоняет силовую к левой стенке. Таким образом на выходе 5 решается логическая функция "И" (конъюнкция), а на выходе 4 - функция "НЕ И" (инверсия конъюнкции  $Y_2 = X_1 \cdot X_2$ ).

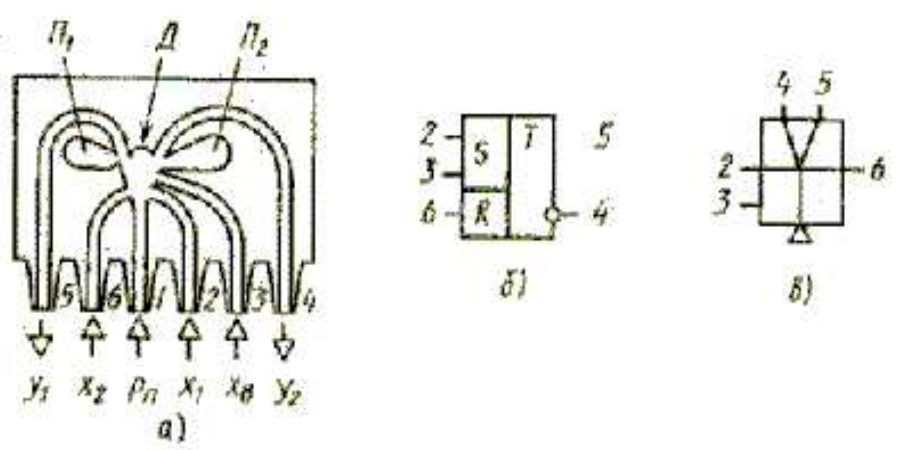


Рис. 4.5.3

**Струйный триггер с отдельными входами, СТ42** (рис.4.5.3) - это стабильный струйный усилитель, который служит для запоминания сигналов

в пневмосистеме управления. Каналы на рабочей плате этих элементов выполнены таким образом, что струя питания, входя в элемент через штуцер 1, направляется прямо на дефлекторе Д, о который она разбивается и выходит в атмосферу через полости П<sub>1</sub> и П<sub>2</sub>. Поэтому для придания работе триггера определенности его необходимо предварительно "Взвести" (выставить). Для этого к штуцеру 3 подводится кратковременный сигнал взвода X<sub>В</sub>. Струя питания отклоняется и "прилипает" к левой стенке. При этом возникает достаточно высокое давление обратной связи, вследствие чего струя питания остается "прилипшей" и будет выходить через штуцер 5 даже при снятии сигнала X<sub>В</sub>. После операции "Взвода" триггер готов к работе. Теперь при подаче управляющего сигнала X<sub>2</sub> через штуцеры 6 силовая струя отклонится к правой стенке и на выходе 4 появится сигнал Y<sub>2</sub>.

За счет действия внутренней обратной связи силовая струя останется у правой стенки даже при снятии команды X<sub>2</sub>. Триггер запомнил команду X<sub>2</sub> и выполняет ее до тех пор, пока не поступит новая команда X<sub>1</sub> через штуцер 2. Тогда струя перебрасывается влево и триггер запоминает уже команду X<sub>1</sub>, выдавая на выходе 5 сигнал Y<sub>1</sub>. Так, переключаясь с выхода Y<sub>1</sub> на выход Y<sub>2</sub> и обратно, триггер попеременно запоминает команды управления X<sub>1</sub> и X<sub>2</sub>. Поскольку сигналы управления X<sub>1</sub> и X<sub>2</sub> по мощности меньше силовой струи на выходе Y<sub>1</sub> и Y<sub>2</sub>, триггер одновременно является и усилителем. Надо отметить, что в системах управления наиболее широко используют элементы "ИЛИ – НЕ ИЛИ" так как с их помощью можно решать практически все логические функции. Примеры реализации "Конъюнкции" и ячейки памяти (триггера) показаны на рис.4.5.4.

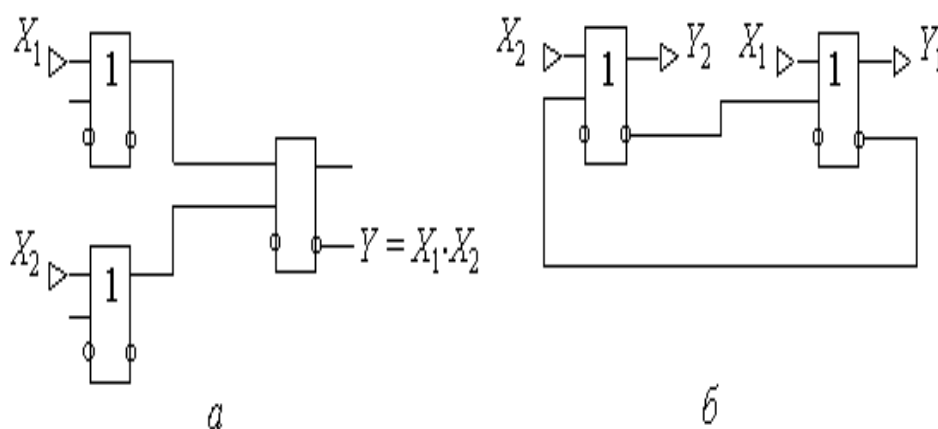


Рис. 4.5.4

Внешними характеристиками работы струйных логических элементов являются:

входные характеристики по входам 2 и 3. Это зависимость расхода воздуха через каналы управления от уровня давления этих сигналов;

выходные характеристики по выходам 4 и 5 - аналогично;

характеристика переключения - зависимость давления на выходе элемента от давления входного переключающего сигнала.

Общий вид характеристик элемента "ИЛИ – НЕ ИЛИ" показан на рис.4.5.5.

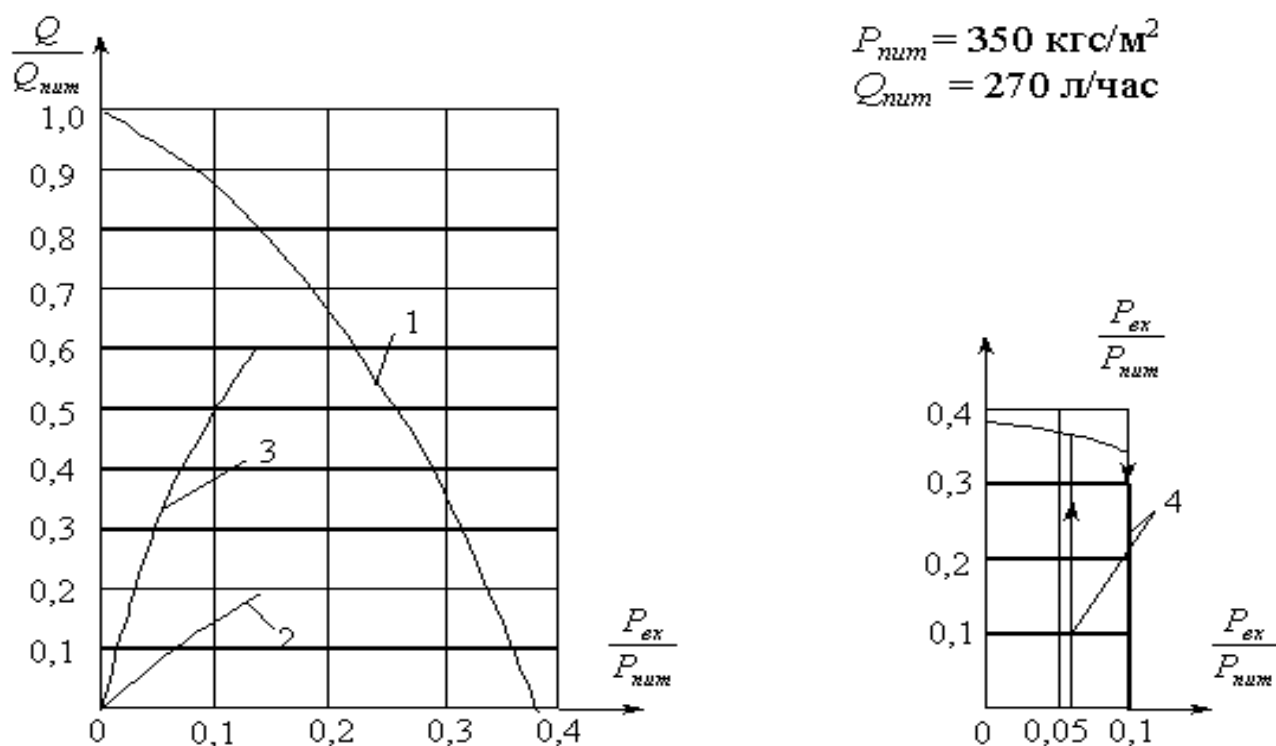


Рис. 4.5.5

Входные и выходные характеристики используются при расчетах условий совместной работы элементов в схеме. Для этого совмещают входную характеристику управляемого элемента, с выходной характеристикой управляющего элемента. Точка пересечения характеристик определяет уровни давления и расхода при их совместной работе.

#### 4.5.2. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством струйных элементов СТ41, СТ42 и СТ43. Составить для них таблицы состояний.
2. Собрать пневмосхему на пневмотренажере в соответствии с рис.4.5.6.

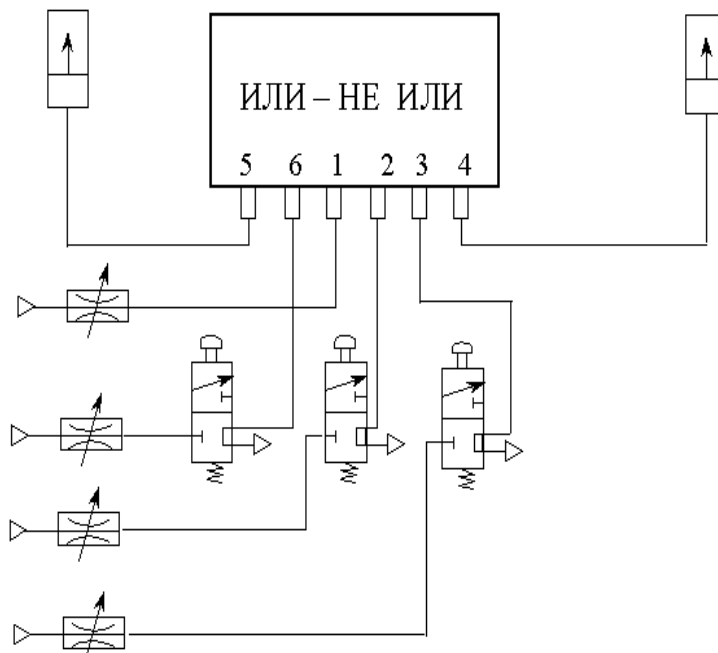


Рис. 4.5.6

3. Проверить работу элементов по таблицам состояний, подавая на входы 2, 3, 6 управляющие сигналы. Появление выходных сигналов фиксируется датчиком давления.

#### 4.6. Работа № 14. Испытание струйного генератора пневматических колебаний

**Цель работы:** ознакомление с принципом работы струйного генератора пневматических колебаний и экспериментальное исследование влияния объема пневмоемкости и давления питания на амплитуду и частоту генерируемых колебаний.

##### 4.6.1. Общие сведения

Генераторы пневматических колебаний относятся к пневматическим временным устройствам, которые формируют пневматические сигналы требуемой амплитуды и длительности. Основными узлами генератора являются: пневматическое устройство, способное дискретно менять свой выходной сигнал на противоположный при достижении заданных пределов изменения давления, и пневматическое аperiodическое звено (пневмоемкость), для которого характерна однозначная функциональная связь между временем и диапазоном изменения в ней давления. Для глухой пневмоемкости эта связь выражается экспонентой:

$$p = p_{\text{вх}}(1 - e^{-t/\tau}),$$

где  $p_{\text{вх}}$  - давление на входе в пневмоемкости;  $\tau$  - постоянная времени, зависящая от объема пневмоемкости и пневмосопротивления линии ее зарядки и разрядки.

#### 4.6.2. Экспериментальная установка

В данной работе генератор пневматических колебаний реализуется на пневматическом тренажере с использованием струйного логического элемента "ИЛИ – НЕ ИЛИ". В соответствии со схемой (рис.4.6.1) стабильный выход 4 "НЕ ИЛИ" элемента "ИЛИ – НЕ ИЛИ" замыкается обратной связью на его входе 2. Обратная связь содержит пневмоемкости 9 и пневмосопротивление 10 и является, таким образом, апериодическим звеном. Выходы элемента 4 и 5 соединены с индикатором - пневмоцилиндром 8. В линии питания элемента "ИЛИ – НЕ ИЛИ" включены пневмотумблер 7 и пневмосопротивление 11 для подвода и регулирования давления питания.

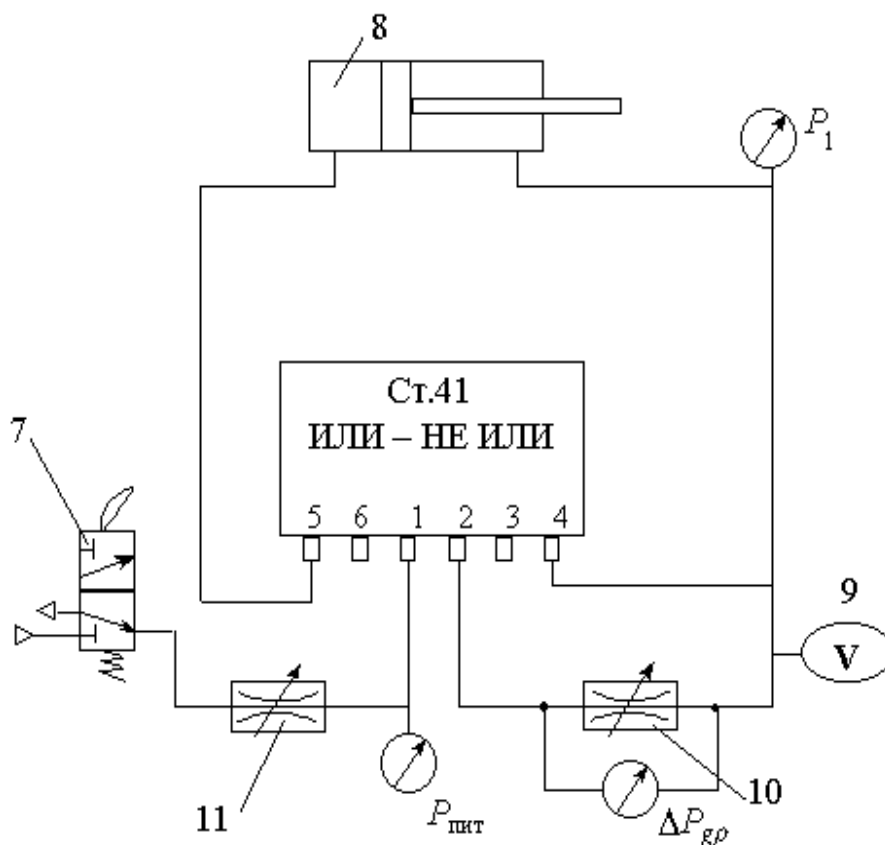


Рис. 4.6.1



При подаче давления питания к соплу 1 на выходе 4 струйного элемента "ИЛИ – НЕ ИЛИ" давление будет постепенно нарастать (процесс наполнения пневмоемкости). Одновременно, благодаря обратной связи, будет расти давление на входе 2. При достижении некоторого уровня  $p_{1\max}$  элемент "ИЛИ – НЕ ИЛИ" переключится и на выходе 5 появится сигнал давления, о чем свидетельствует срабатывание пневмоцилиндра 8. На выходе 5, а значит, и на выходе 2 давление начнет экспоненциально падать из-за разрядки пневмоемкости 9. При достижении некоторого уровня  $p_{1\min}$  элемент переключится в предыдущее состояние, шток пневмоцилиндра вернется в первоначальное положение и цикл повторится. Струйный генератор, таким образом, войдет в режим автоколебаний. Период колебаний давления на выходах 4 и 5 элемента "ИЛИ – НЕ ИЛИ" зависит от объема пневмоемкости и пневмосопротивления линии обратной связи и может регулироваться в широких пределах.

#### 4.6.3. Порядок выполнения работы

1. Собрать на пневмотренажере схему в соответствии с рис.4.6.1 и подключиться к генератору колебаний емкость объемом 0,15 л.
2. Подать на вход генератора колебаний давление питания и отрегулировать его на уровне  $p_{\text{пит}} \approx 200$  мм вод.ст.
3. Определить, пользуясь секундомером, время 10...15 циклов изменения давления  $p_1$ , одновременно фиксируя максимальные и минимальные его значения.
4. Повторить опыты по п.3 для пневмоемкостей  $V = 0,3; 0,5$  и  $1,0$  л при  $\Delta p_{\text{др}} = \text{const}$ , т.е. при фиксированном положении дросселя 10. Занести результаты измерений в табл.4.6.1.

Т а б л и ц а 4.6.1

$p_{\text{пит}} = \dots$  мм вод.ст.;  $\Delta p_{\text{др}} = \dots$  мм вод.ст.;  $T = \dots$  °С

Параметр	Единица измерения	Величина			
		0,15	0,3	0,5	1,0
$V$	л				
$n_{\text{цикл}}$	–				
$t$	с				
$\omega = n/t$	Гц				
$p_{1\max}$	мм вод.ст.				
$p_{1\min}$	мм вод.ст.				
$p_1$	мм вод.ст.				

5. Повторить опыты по п.3 с одной из пневмоемкостей для 3...4 значений

пневмосопротивления. Занести результаты измерений в табл.4.6.2.

Т а б л и ц а 4.6.2

$p_{\text{пит}} = \dots$  мм вод.ст.;  $V = \dots$  л ;  $T = \dots$  °С

Параметр	Единица измерения	Величина			
		50	100	150	200
$\Delta p_{\text{др}}$	мм вод.ст.				
$n_{\text{цикл}}$	–				
$t$	с				
$\omega = n/t$	Гц				
$p_{1\text{max}}$	мм вод.ст.				
$p_{1\text{min}}$	мм вод.ст.				
$p_1$	мм вод.ст.				

6. Повторить опыты по п.3 с одной из пневмоекостей объемом  $V = 0,5$  л при фиксированном пневмосопротивлении  $\Delta p_{\text{др}} = \text{const}$  и давлении питания  $p_{\text{пит}} = 150, 200, 250, 300$  мм вод.ст. Занести результаты измерений в табл.4.6.3.

Т а б л и ц а 4.6.3

$\Delta p_{\text{др}} = \dots$  мм вод. ст. ;  $V = \dots$  л;  $T = \dots$  °С

Параметр	Единица измерения	Величина			
		150	200	250	300
$p_{\text{пит}}$	мм вод.ст.				
$n_{\text{цикл}}$	–				
$t$	с				
$\omega = n/t$	Гц				
$p_{1\text{max}}$	мм вод.ст.				
$p_{1\text{min}}$	мм вод.ст.				
$p_1$	мм вод.ст.				

7. Построить графики изменения частоты и амплитуды генерируемых колебаний от объема пневмоекости  $V$ , пневмосопротивления  $\Delta p_{\text{др}}$  и давления питания  $p_{\text{пит}}$  и сделать соответствующие выводы по результатам исследований.

## 5. Лабораторный практикум по гидроприводу

### 5.1. Требования по технике безопасности при работе на тренажере

При выполнении лабораторных работ на гидравлическом учебном тренажере необходимо помнить:

1. Гидравлическое масло, используемое в качестве рабочей жидкости, при давлениях до 20 МПа рассматривается как вязкая несжимаемая жидкость.

2. Объемные насосы, наиболее часто применяемые в качестве источников гидравлической энергии гидроприводов, обеспечивают практически постоянную подачу рабочей жидкости, не зависящую от давления в гидросистеме. Очевидно, что полное перекрытие напорной линии такого насоса, не снабженного предохранительным клапаном, приведет к чрезмерному повышению давления и может стать причиной аварийной ситуации. Таким образом, включение предохранительного клапана в систему с объемным насосом **о б я з а т е л ь н о**.

3. При прохождении жидкости через дроссель, на нем, как и на любом гидравлическом сопротивлении, создается перепад давлений. Если при этом расход жидкости постоянен и равен подаче насоса, то увеличение сопротивления дросселя (закрытие) ведет к повышению давления на его входе, а значит, и к увеличению нагрузки приводного двигателя гидростатом.

Поэтому в целях экономии электроэнергии продолжительная работа гидросистемы с прикрытыми дросселями недопустима.

4. Запорно-регулирующие устройства в гидросистемах могут рассматриваться как управляемые дроссели.

В целях безопасности работы на тренажере необходимо соблюдать следующие правила:

1. Включать привод насоса гидростанции разрешается преподавателем только при полностью загруженной пружине предохранительного клапана.

2. Во избежание пролива масла отсоединение гибких шлангов должно производиться над поддоном тренажера.

3. Любые изменения в соединении элементов гидросистем следует производить при выключенном приводе гидростанции и отсутствии давления в системе.

4. Не допускается коммутация (соединение) элементов гидросистемы чрезмерно короткими шлангами, во избежание быстрого их износа и выхода из строя.

5. Давление на выходе из гидростанции должно контролироваться постоянно и не должно превышать 0,9 МПа.

6. Избегать чрезмерных усилий при закручивании накидных гаек гибких шлангов.

7. Собранный для работы гидросистема перед включением обязательно должна быть представлена на контроль преподавателю.

8. Выключить гидростанцию после окончания работы. Гидравлические аппараты, шланги, панель и поддон тренажера протереть ветошью насухо и сложить в ящики стола-тележки.

9. Покидать рабочее место можно только с разрешения преподавателя.

## 5.2. Работа № 15. Гидронасосы. Характеристики работы

**Цель работы:** изучить особенности конструкции, принцип действия и основные параметры работы объемного гидронасоса. Экспериментально исследовать характеристику шестеренчатого насоса с переливным клапаном.

### 5.2.1. Общие сведения

Шестеренчатый насос относится к насосам объемного типа. Наряду с пластинчатым и поршневым широко применяется в качестве источника питания гидроприводов и гидросистем. Обеспечивает постоянную подачу рабочей жидкости (масла), практически не зависящую от давления в напорной линии. Шестеренчатый насос (см. рис.5.2.1) конструктивно состоит из корпуса 4 с фланцами подвода и отвода рабочей жидкости, двух идентичных шестерен ведущей 3 и ведомой 6 и уплотнений.

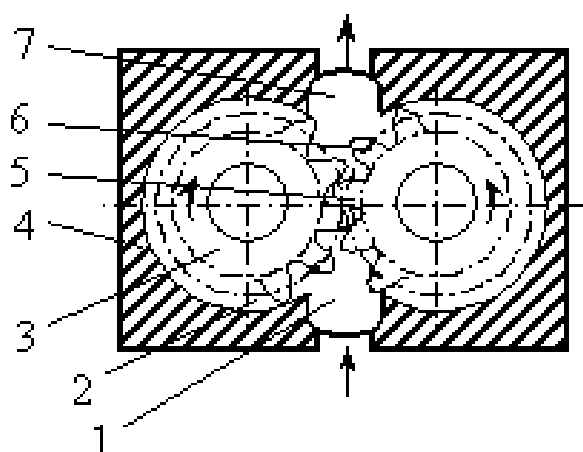


Рис. 5.2.1

При вращении шестерен рабочая жидкость порциями, равными объему межзубного пространства 2, перемещается вдоль внутренних поверхностей

корпуса из камеры всасывания 1 в камеру нагнетания 7. Зубчатое зацепление 6 препятствует обратному перетоку. При постоянной частоте вращения подача насоса постоянна и определяется рабочим объемом насоса и частотой вращения.

Работа насоса характеризуется его подачей  $Q$ , ( $\text{м}^3/\text{с}$ , л/мин), напором  $H$ , м, потребляемой мощностью  $N$ , Вт, и КПД  $\eta$ .

Подача – это объем жидкости, перемещаемый в единицу времени. Различают геометрическую (или теоретическую) и действительную подачи.

Действительная подача  $Q$  насоса меньше геометрической подачи  $Q_{\text{и}}$  (определяемой размерами рабочих камер, их количеством и частотой вращения приводного вала) на величину утечек и перетечек жидкости внутри насоса и ее сжимаемостью. Уменьшение подачи обусловлено также неполным заполнением рабочих камер из-за большой скорости их заполнения в процессе всасывания

$$Q = Q_{\text{и}} - q(p) - q(n),$$

где  $q(p)$  – суммарные утечки, включая перетечки и сжатие жидкости,  $q(n)$  – уменьшение геометрической подачи, обусловленное быстроходностью насоса. Заметим, что у насосов с хорошей герметичностью и умеренной быстроходностью  $q(p)$  и  $q(n)$  пренебрежимо малы и, следовательно, подача практически не зависит от давления.

В целях ограничения давления на выходе объемного насоса, его напорная гидролиния соединяется с гидробаком посредством переливного (предохранительного) клапана. Такой клапан регламентирует перетечку  $q(p)$ , пропорциональную давлению. Тогда уравнение принимает вид

$$Q = Q_{\text{и}} - q(p) - q(n) - q_k(p).$$

Характер функции  $q_k(p)$  в основном определяет подачу объемного насоса в гидросистему.

Напор, создаваемый насосом, в общем случае представляет собой энергию, сообщаемую насосом единице веса жидкости,

$$H = \left( z_{\text{ВЫХ}} + \frac{p_{\text{ВЫХ}}}{\rho g} + \alpha_{\text{ВЫХ}} \frac{v_{\text{ВЫХ}}^2}{2g} \right) - \left( z_{\text{ВХ}} + \frac{p_{\text{ВХ}}}{\rho g} + \alpha_{\text{ВХ}} \frac{v_{\text{ВХ}}^2}{2g} \right).$$

Поскольку  $z_{\text{ВЫХ}} = z_{\text{ВХ}}$ ,  $\alpha_{\text{ВЫХ}} \frac{v_{\text{ВЫХ}}^2}{2g} = \alpha_{\text{ВХ}} \frac{v_{\text{ВХ}}^2}{2g}$ , и  $p_{\text{ВХ}} = p_a$ , то напор с достаточной степенью точности может быть определен по избыточному давлению на выходе, т.е.

$$H = \frac{p_{\text{ВЫХ}}}{\rho g}$$

или просто

$$H = \frac{p}{\rho g}.$$

Мощность, потребляемая насосом, или мощность, развиваемая приводным электродвигателем, рассчитывается по формуле

$$N = \eta_{\text{м}} UI \cos \varphi,$$

где  $U$  и  $I$  – напряжение и ток в сети питания электродвигателя насоса,  $\eta_{\text{м}} = 0,63$  и  $\cos \varphi = 0,75$  – механический КПД и  $\cos \varphi$  электродвигателя.

Полезная мощность насоса связана с напором и подачей зависимостью

$$N_{\text{п}} = \rho g H Q = p Q.$$

Тогда потери мощности можно оценить величиной КПД

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}.$$

В процессе эксплуатации насос должен работать с максимально высоким КПД. Очевидно, для обеспечения такой работы необходимо знать, как изменяются КПД и потребляемая мощность с изменением подачи, т.е. рабочие характеристики насоса:

$$p = f_1(Q), \quad N = f_2(Q), \quad \eta = f_3(Q).$$

Они могут быть получены лишь опытным путем.

### 5.2.2. Схема установки

Схема установки (рис.5.2.2) собирается на панели тренажера из следующих элементов: 7 – гидростанции с шестеренчатым насосом и электродвигателем с постоянной частотой вращения; 5 – регулируемого переливного (предохранительного) клапана; 4 – регулируемого дросселя; 3 – 4/3 распределителя; 2 – расходомера с запорным клапаном 1; 6 – манометра и гибких шлангов; 8,9 – амперметра и вольтметра.

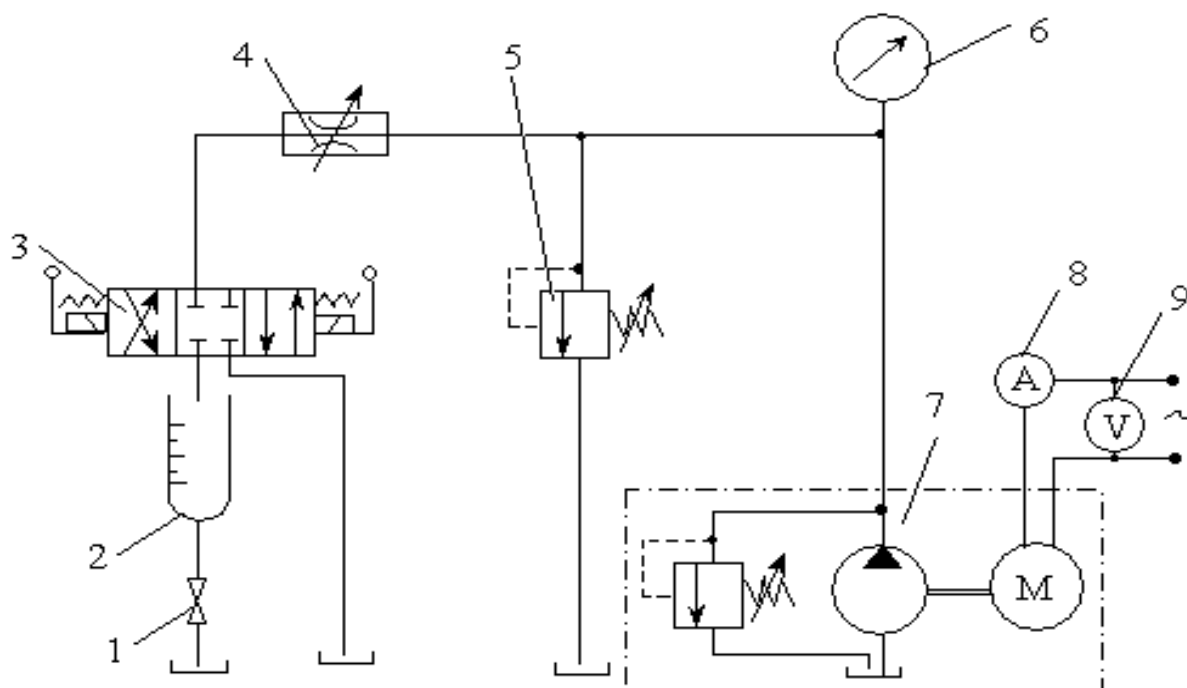


Рис. 5.2.2

### 5.2.3. Порядок выполнения работы

1. Провести монтаж гидросистемы в соответствии со схемой (см. рис.5.2.2) и предъявить ее для контроля преподавателю.

2. Открыть полностью регулируемый дроссель 4 и распределитель 3 установить в положение на слив.

3. Разгрузить полностью пружину переливного клапана 5.

4. Включить привод насоса.

5. Закрыть полностью регулируемый дроссель 4.

6. Убедиться, что  $Q = 0$ , переключив распределитель 3 в положение "на мерный цилиндр" и настроить пружину переливного клапана 5 на давление  $p_0 = 0,4$  МПа (контроль ведется по манометру 6).

7. Плавно открывая дроссель 4 на пяти-шести режимах по расходу, измерить давление манометром 6, напряжение и ток питания электродвигателя и подачу насоса  $Q = V/\tau$ , где  $V$  – объем жидкости, поступающей в мерный цилиндр за время  $\tau$ , фиксируемое в момент переключения распределителя 3 с помощью секундомера.

8. Повторить измерения по п.7 для другого режима настройки переливного клапана  $p_0 = 0,5$  МПа и полученные результаты занести в табл.5.2.1. После окончания выключить насос.

9. Выполнить обработку результатов в табличной форме (табл.5.2.2). Построить характеристики насоса  $p = f_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$ ,  $\eta = f_3(Q)$ .

Т а б л и ц а 5.2.1

$\rho_m = \dots \text{ кг/м}^3$ ;  $t_1 = \dots \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_2 = \dots \text{ }^\circ\text{C}$ ;

Режим	Номер опыта	$p$ , МПа	$V$ , л	$\tau$ , с	$U$ , В	$I$ , А
$p_0 = 0,4 \text{ МПа}$	1					
	2					
	...					
	...					
	...					
$p_0 = 0,5 \text{ МПа}$	1					
	2					
	...					
	...					
	...					

Т а б л и ц а 5.2.2

Режим	Номер опыта	$p$ , МПа	$Q$ , л/мин	$N$ , Вт	$N_{\text{п}}$ , Вт	$\eta$
$p_0 = 0,4 \text{ МПа}$	1					
	2					
	...					
	...					
	...					
$p_0 = 0,5 \text{ МПа}$	1					
	2					
	...					
	...					
	...					

### 5.3. Работа № 16. Предохранительный клапан прямого действия

**Цель работы:** изучить особенности конструкции и принцип работы предохранительного (переливного) клапана. Экспериментально исследовать характеристику предохранительного клапана прямого действия.



### 5.3.1. Общие сведения

Предохранительный клапан предназначен главным образом для ограничения давления в гидравлической системе. Если предохранительный клапан включен в схеме таким образом, что постоянно переливает жидкость, поддерживая в напорной линии гидросистемы заданное давление, его называют переливным. В зависимости от воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент предохранительные клапаны делятся на клапаны прямого и непрямого действия.

В клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент 2 (рис.5.3.1). Клапан настраивается на заданное давление с помощью регулировочного винта 5. Давление определяется усилием предварительного сжатия пружины 3. В нормальном положении клапан закрыт. Если давление превысит допустимое значение, то сила, действующая на запорно-регулирующий элемент 2, станет больше усилия пружины. Клапан откроется. Рабочая жидкость сольется в гидробак. При этом вся энергия потока жидкости превращается в клапане в тепло. Таким образом, предохранительный клапан действует эпизодически, защищая гидросистему от перегрузки и разрушения.

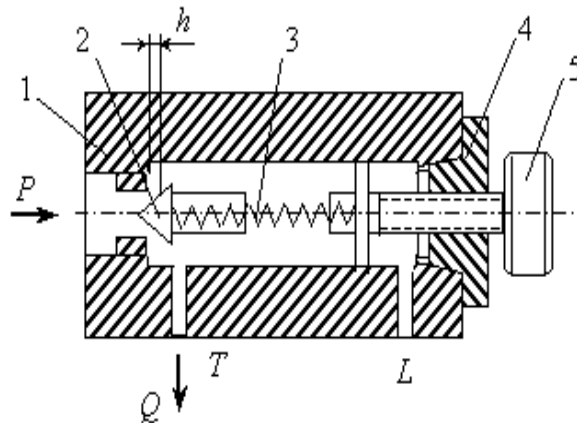


Рис. 5.3.1

Основной характеристикой предохранительного клапана является зависимость давления  $p$  в подводящем потоке от расхода жидкости через клапан. Эта характеристика с некоторым приближением может быть получена из анализа условий равновесия запорно-регулирующего элемента в закрытом и открытом на величину  $h$  положениях. Она имеет вид

$$Q = \mu \pi D_v h \sqrt{2p/\rho},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода рабочей щели,  $\rho$  – плотность рабочей жидкости на входе,  $D_v$  – диаметр условного прохода клапана.

Более точно эта характеристика может быть установлена экспериментальным путем.

### 5.3.2. Схема установки

Схема установки (рис.5.3.2) собирается на панели тренажера из следующих элементов: гидростанции 9, двух регулируемых дросселей 7 и 8, двух манометров 4 и 6, предохранительного (переливного) клапана 5, 4/3 распределителя 3, расходомера 2 с запорным клапаном 1 и гибких шлангов.

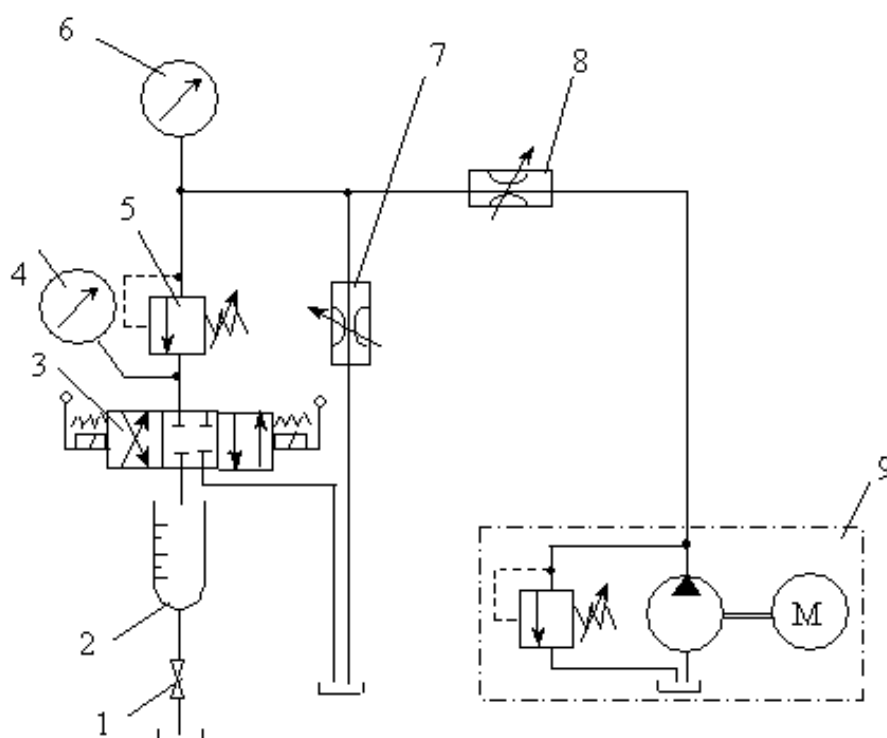


Рис. 5.3.2

### 5.3.3. Порядок выполнения работы

1. Провести монтаж гидросистемы в соответствии со схемой на рис.5.3.2 и предъявить ее для контроля преподавателю.

2. Открыть полностью регулируемые дроссели 7 и 8 и разгрузить пружину предохранительного клапана 5.

3. Включить привод насоса.

4. Закрыть дроссель 7 и, прикрывая регулируемый дроссель 8, обеспечить некоторый малый расход через предохранительный клапан 5.

5. Установить давление  $p_1 = (0,3 \dots 0,4)$  МПа по манометру 6, регулируя поджим пружины клапана 5.

6. Измерять давление  $p_1$  на 4...5 режимах прямой проливки клапана 5. Одновременно с помощью распределителя 3, расходомера 2 и секундомера измеряется расход  $Q = V/\tau$ , где  $V$  – объем жидкости, поступающей в мерный цилиндр за время  $\tau$ , которое фиксируется в момент переключения распределителя 3. Результаты измерений внести в табл.5.3.1.

Т а б л и ц а 5.3.1

Опыт	Номер режима	$V$ , л	$\tau$ , с	$\tau$ , мин	$Q$ , л/мин	$p_1$ , МПа
Прямая проливка клапана	1					
	2					
	...					
	...					
	...					
Работа клапана с потребителем	1					
	2					
	...					
	...					
	...					

7. Измерить давление  $p_1$  и расход  $Q$  на 4...5 режимах, регулируя дроссель 7 при полностью открытом дросселе 8. Полученные результаты будут характеризовать работу клапана с потребителем.

8. Построить совмещенный график зависимости  $p_1 = f(Q)$  при прямой проливке клапана и работе его с потребителем.

#### 5.4. Работа № 17. Редукционный клапан

**Цель работы:** изучение конструкции и снятие характеристики редукционного клапана

### 5.4.1. Общие сведения

Редукционный клапан (РК), или регулятор давления, предназначен для поддержания заданного давления на участке гидросистемы (магистрали), расположенной после клапана (в отличие от предохранительного, редукционный клапан регулирует давление "после себя"). Конструктивно РК может быть двух или трехходовым. Двухходовой регулятор в свою очередь может быть прямого и непрямого действия.

Принцип действий двухходового РК состоит в следующем:

В исходном состоянии золотник 2 усилием пружины 3 смещен в крайнее правое положение (рис.5.4.1). Жидкость под давлением  $p_1$  проходит через кольцевой канал к выходу В. Давление  $p_2$ , таково, что сила  $\vec{F}$  не может сместить золотник влево.

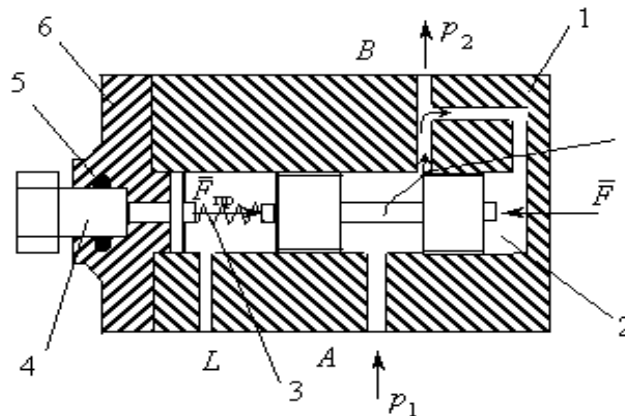


Рис. 5.4.1

При повышении давления  $p_2$  золотник силой  $\vec{F}' = p_2 S$  (где  $S$  – площадь торца золотника) смещается влево до тех пор, пока не наступит равенство  $\vec{F}'_{пр} = \vec{F}'$ . Через образовавшуюся кольцевую щель происходит дросселирование. В результате давление  $p_2$  уменьшается. Таким образом, давление  $p_2$  зависит от настройки пружины и может быть отрегулировано винтом 4. Причем это возможно только в случае  $p_1 > p_2$ . При больших перепадах ( $p_1 - p_2$ ) наличие достаточно жесткой пружины обуславливает снижение чувствительности клапана и повышение неравномерности поддержания давления на выходе. В этом случае целесообразно использовать редукционный клапан непрямого действия.

### 5.4.2. Схема установки

Собирается на панели тренажера из следующих элементов (рис.5.4.2): гидростанции 1, предохранительного клапана (переливного 2), 4/3 распределителя 3, гидроцилиндра (гидродвигателя) 5, редукционного клапана 6, обратного клапана 7, регулируемого дросселя обратного хода 4, трех манометров и гибких шлангов.

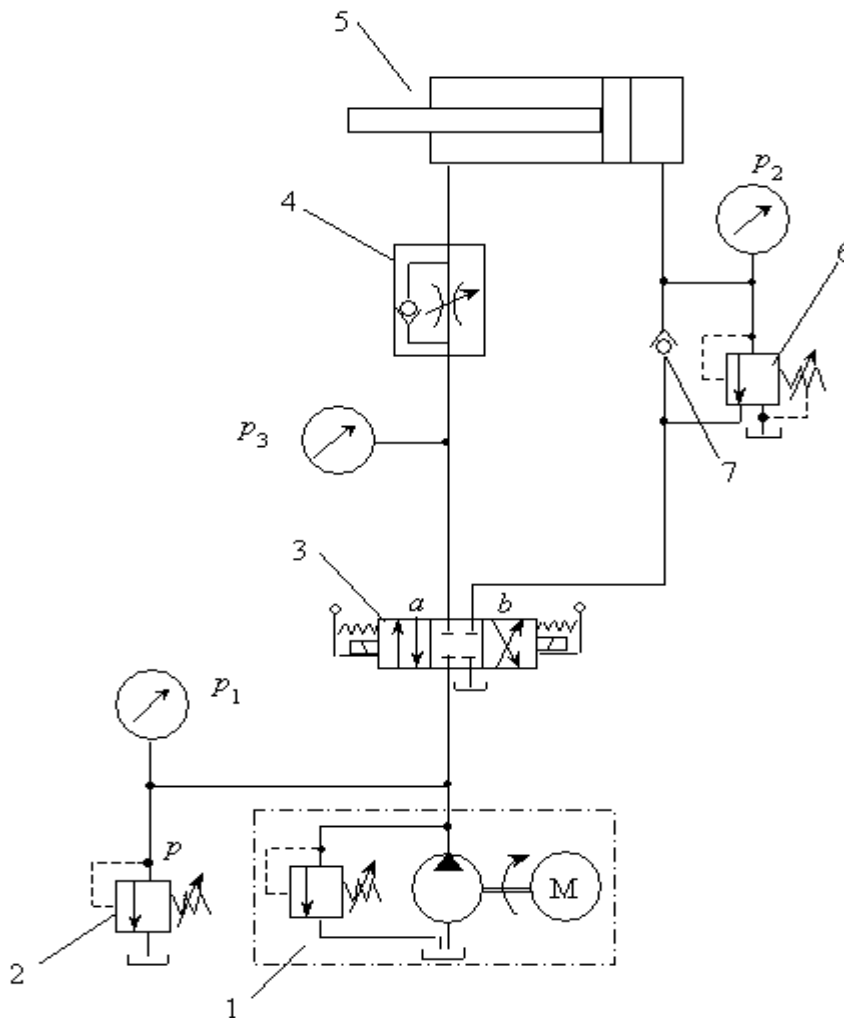


Рис. 5.4.2

### 5.4.3. Порядок выполнения работы

1. Провести монтаж гидравлической установки в соответствии со схемой (см. рис.5.4.2) и предъявить для контроля преподавателю.
2. Поставить распределитель 3 в нейтральное положение "0".
3. Разгрузить полностью пружину переливного клапана 2.

4. Включить привод насоса гидростанции 1.
5. Настроить переливной клапан 2 на давление  $p_1 = 0,4$  МПа.
6. Открыть полностью дроссель 4.
7. Настроить редуционный клапан 6 на давление  $p_2 = 0,3$  МПа, удерживая распределитель в положении "b" при выдвинутом штоке гидроцилиндра 5.
8. Снять характеристики клапана 6  $p_2 = f_1(p_3)$  и  $p_2 = f_2(p_1)$  при выдвижении штока гидроцилиндра и в его положении на упоре, изменяя сопротивление в дросселе 4 и положение распределителя 3. Измерить время  $\tau$  полного хода поршня. Результаты испытаний внести в табл.5.4.1.
9. Снять характеристики  $p_2 = f_1(p_3)$  и  $p_2 = f_2(p_1)$  при управлении гидроцилиндром 5 с помощью распределителя 3 для одного из положений дросселя 4, изменяя значение давления  $p_1$  в пределах  $0,3 \dots 0,5$  МПа в соответствии с п.5. Результаты испытаний внести в табл.5.4.1.

Т а б л и ц а 5.4.1

Дроссель 7	Позиция распределителя 3	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$\tau, c$
		МПа			
Полностью открыт	a				
	b				
1	a				
	b				
2	a				
	b				
3	a				
	b				
Полностью закрыт	a				
	b				
$p_1 = 0,3$ МПа	a				
	b				
$p_1 = 0,35$ МПа	a				
	b				
$p_1 = 0,4$ МПа	a				
	b				
$p_1 = 0,45$ МПа	a				
	b				

10. Построить графики зависимостей  $p_2 = f_1(p_1)$  и  $p_2 = f_2(p_3)$  для исследовательских режимов работы редуционного клапана.

## 5.5. Работа № 18. Дросселирующие устройства

**Цель работы:** экспериментальное исследование характеристик дросселей. Построение регулировочной расходной характеристики дросселя.

### 5.5.1. Общие сведения

Дроссель – местное сопротивление, преднамеренно включаемое в поток рабочей жидкости с целью изменения характеристик потока или получения информационного сигнала, необходимого для функционирования гидросистемы. В квадратичном дросселе (рис.5.5.1) (иначе его называют турбулентным) потеря давления  $\Delta p$  обусловлена процессом вихреобразования и может быть определена из расходной характеристики:

$$Q = \mu f \sqrt{2\Delta p / \rho};$$

$$\Delta p = \rho Q^2 / (2\mu^2 f^2),$$

где  $f$  – площадь проходного сечения дросселя;  $\mu$  – коэффициент расхода.

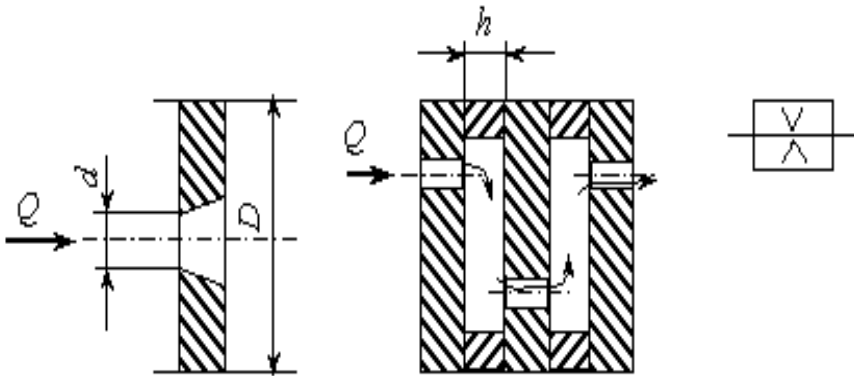


Рис. 5.5.1

Характеристика кольцевой дросселирующей щели золотника близка к характеристике квадратичного дросселя.

В линейном дросселе (рис.5.5.2), который иначе называют ламинарным, потеря давления обусловлена вязким трением по длине канала в области чисел Рейнольдса  $Re < Re_{кр} < 2300$  соответствующих ламинарному движению жидкости:

$$Q = (\pi d^4 / 128 \rho \nu l) \Delta p; \quad \Delta p = (128 \rho \nu l / \pi d^4) Q.$$

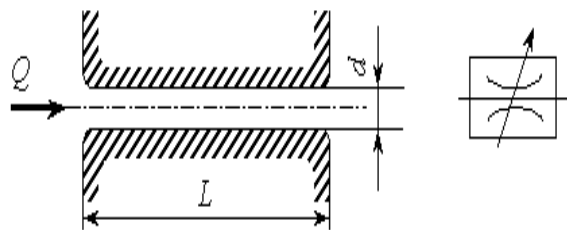


Рис. 5.5.2

Наиболее часто линейные дроссели применяются в качестве демпферов (успокоителей) в устройствах гидроавтоматики.

Регулируемый дроссель (рис.5.5.3 и 5.5.4) состоит из корпуса 1 и регулировочного винта 2. Предназначен для изменения расхода жидкости в гидросистеме. Характеристика такого дросселя близка к характеристике квадратичного дросселя. В регулируемом дросселе (рис.5.5.4) регулировка достигается за счет поворотного профилированного рабочего элемента 2.

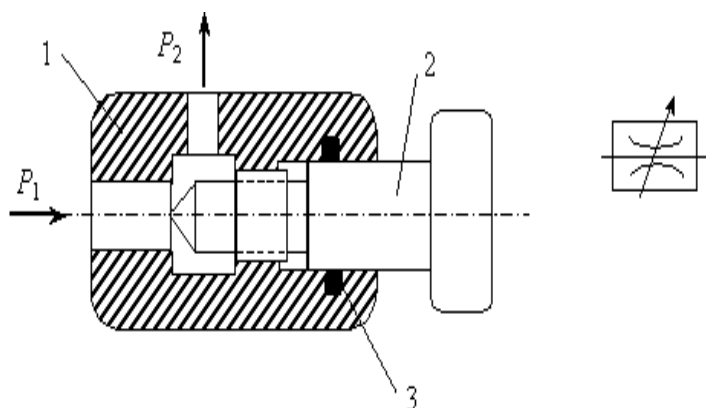


Рис. 5.5.3

Кавитация в дросселе крайне нежелательное явление, связана она с возникновением разрывов сплошности течения в проходном сечении дросселя. При этом значительно возрастает гидравлическое сопротивление и уменьшается пропускная способность дросселя.

Для оценки возможности возникновения кавитации применяется безразмерный критерий, называемый числом кавитации:

$$\sigma = \frac{2(p_2 - p_{н.п})}{\rho v_2^2},$$



где  $p_{н.п}$  – давление насыщения жидкости;  $p_2$  и  $v_2$  – соответственно абсолютное давление и скорость потока на входе. Значение  $\alpha$ , при котором происходит кавитация, называется критическим числом и обозначается  $\alpha_{кр}$ . Приблизненно, его можно определить из геометрии дросселя по формуле

$$\alpha_{кр} = \frac{1,08D^4}{\varepsilon d^4} - 1,$$

где  $\varepsilon = 0,62 + 0,38(d/D)^4$  – коэффициент несовершенного сжатия в дросселе.

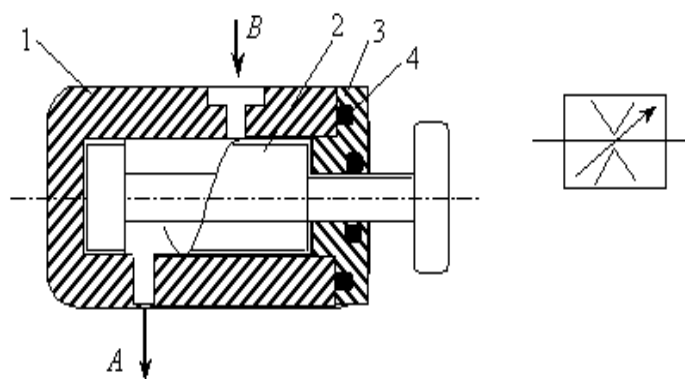


Рис. 5.5.4

Если учесть, что  $p_2 \gg p_s$ , то можно принять  $p_2 - p_s \approx p_2$ . Тогда критическое число кавитации определится выражением

$$\alpha'_{кр} = \frac{2p_2}{\rho v_2^2}.$$

Так как скоростной напор можно выразить через потери в дросселе ( $p_2 - p_3$ ) и коэффициент сопротивления  $\xi$ , то

$$\alpha'_{кр} = \frac{p_2}{\xi(p_2 - p_3)},$$

и, следовательно,

$$\alpha_{кр} = \xi \alpha'_{кр},$$

где

$$\xi = \frac{0,08}{\varepsilon^2} + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2.$$

Наиболее достоверно характеристика того или иного дросселя может быть установлена экспериментально. Обычно определяют расходную характеристику в виде  $Q = Q(p_2 - p_3)$  или  $Q = Q(S)$  – называемую регулировочной. Здесь  $S$  – площадь минимального проходного сечения дросселя.

### 5.5.2. Схема установки

Схема установки (рис.5.5.5) собирается на панели тренажера из следующих элементов: гидростанции 7, предохранительного клапана 5, исследуемого дросселя 6, регулируемого дросселя 4, 4/3 распределителя 3, мерного цилиндра 2, запорного клапана 1, трех манометров и гибких шлангов.

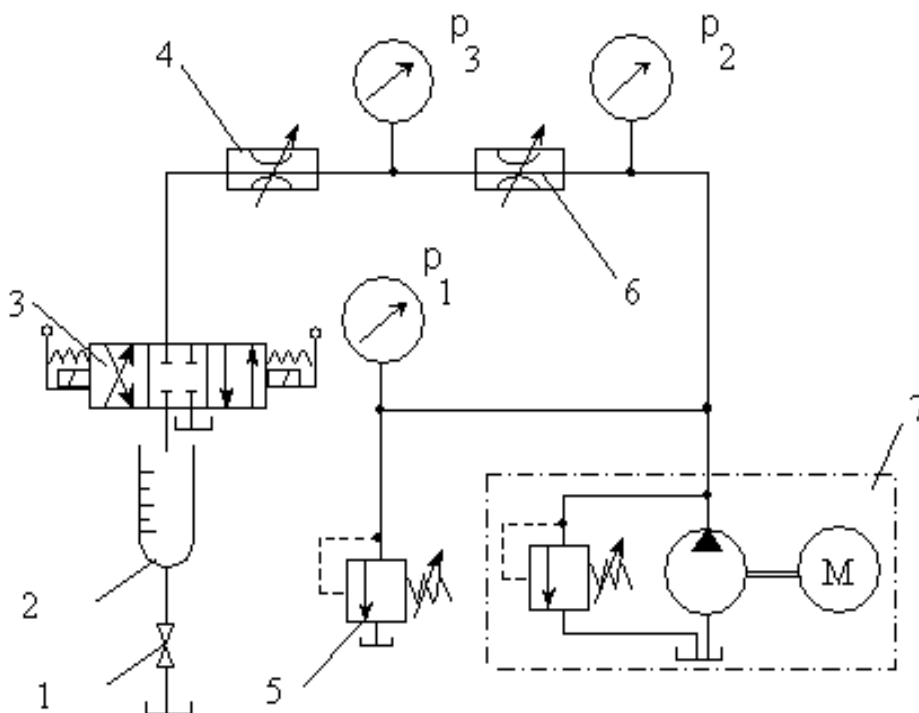


Рис. 5.5.5

### 5.5.3. Порядок выполнения работы

1. Провести монтаж гидравлической установки на панели тренажера в соответствии со схемой на рис.5.5.5. На позиции 6 между манометрами  $p_2$  и  $p_3$  установить один из рассмотренных дросселей. Собранную схему предъявить преподавателю для контроля.

2. Открыть регулируемый дроссель 4 и дроссель 6. Полностью разгрузить пружину переливного клапана 5.

3. Включить привод насоса гидростанции 7.

4. Закрывать полностью регулируемый дроссель 4 и, поджимая пружину клапана 5, отрегулировать давление  $p_1 = (0,4 \dots 0,5)$  МПа.

5. Изменяя 5...6 раз расход жидкости дросселем 4 и измеряя его с помощью расходомера 2, распределителя 3 и секундомера, снять характеристику исследуемого дросселя 6  $Q = Q(p_2 - p_3)$ . Результаты замеров внести в табл.5.5.1.

**В н и м а н и е !** Характеристику  $Q = Q(p_2 - p_3)$  для регулируемого дросселя 6 следует снимать для одного из промежуточных значений его настройки.

Т а б л и ц а 5.5.1

Опыт	Номер режима	$p_2$	$p_3$	$\Delta p$	$V$ , л	$\tau$ , с	$\tau$ , мин	$Q$ , л/мин
		МПа						
Ламинарный дроссель	1							
	2							
	...							
	6							
Турбулентный дроссель	1							
	2							
	...							
	6							
Регулируемый дроссель	1							
	2							
	...							
	6							

6. Изменяя проходное сечение регулируемого дросселя 6, снять его регулировочную характеристику  $Q = Q(S)$  при  $\Delta p = p_2 - p_3 = \text{const}$ . Постоянство разности давлений  $\Delta p$  обеспечить регулировкой переливного клапана 5 и дросселя 4. Результаты измерений внести в табл.5.5.2.

Т а б л и ц а 5.5.2

$\varphi$ , град	$p_2$	$p_3$	$\Delta p$	$V$ , л	$\tau$ , с	$\tau$ , мин	$Q$ , л/мин
	МПа						
0							
...							
Закр.ито							

7. Построить графики зависимости  $Q = Q(p_2 - p_3)$  и  $Q = Q(S)$  для ис-

следованных дросселей. Для турбулентного дросселя определить критическое число кавитации и сравнить его с расчетным значением.

## 5.6. Работа № 19. Основные принципы управления исполнительным гидродвигателем

**Цель работы:** изучение схемных решений задачи управления исполнительным гидродвигателем.

### 5.6.1. Общие сведения

В объемном гидроприводе дроссельного регулирования управление работой гидродвигателя проводится посредством изменения расхода рабочей жидкости и реверсирования направления потока. Регулирование расхода осуществляется изменением сопротивления дросселя при неизменной величине давления источника питания, а реверсирование – посредством распределителя.

### 5.6.2. Схема установки

Схема установки (рис.5.6.1) собирается на панели тренажера из следующих элементов: гидростанции 6, 4/3 распределителя 5, регулируемого предохранительного клапана 1, трех манометров, двух регулируемых дросселей 2 и 4, гидроцилиндра 3 и гибких шлангов.

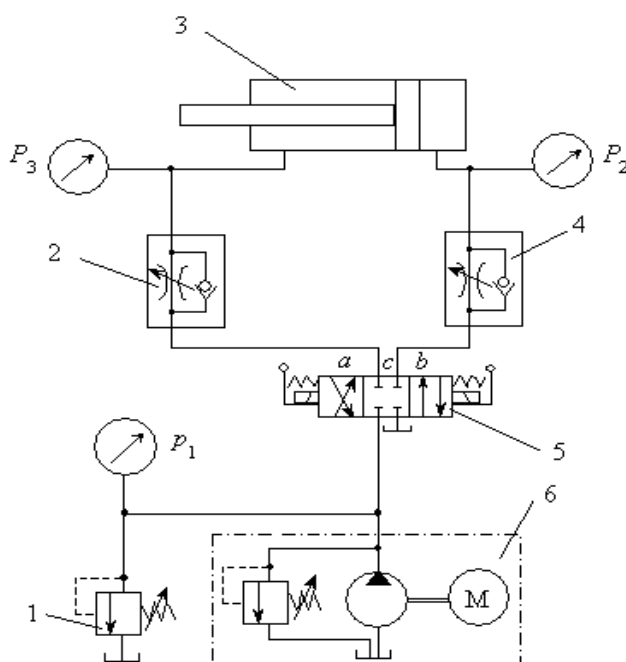


Рис. 5.6.1

### 5.6.3. Порядок выполнения работы

1. Провести монтаж гидравлической установки в соответствии со схемой на рис.5.6.1 и предъявить для контроля преподавателю.

2. Установить распределитель 5 в положение "с" и полностью разгрузить пружину переливного (предохранительного) клапана 1.

3. Включить привод насоса гидростанции 6 и отрегулировать пружиной клапана 1 давление  $p_1 = 0,4$  МПа по манометру  $p_1$ .

4. Обеспечить возвратно-поступательное движение штока гидроцилиндра 3, управляя распределителем 5.

5. Изменить несколько раз скорость движения штока гидроцилиндра с помощью дросселей 2 и 4.

6. Измерить давления  $p_1, p_2$  и  $p_3$  на одном из режимов, а также ход и время выдвигания и уборки штока.

7. Добиться настройкой дросселей 2 и 4 одинаковой скорости выдвигания и уборки штока. Измерить  $p_1, p_2, p_3$ , ход и время выдвигания и уборки штока. Результаты замеров внести в табл.5.6.1.

Т а б л и ц а 5.6.1

Движение штока	Асинхронность					Синхронность				
	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$\tau,$	$v,$	$p_1$	$p_2$	$p_3$	$\tau,$	$v,$
	МПа			с	м/с	МПа			с	м/с
Выдвигание										
Упор в конце хода										
Уборка										
Упор в конце хода										
$\tau_{\text{выдв}}/\tau_{\text{убор}}$										

## Содержание

Общие указания по выполнению лабораторных работ	3
<b>1. Экспериментальные установки. Физические характеристики жидкостей</b>	<b>6</b>
1.1. Экспериментальные установки	6
1.2. Физические характеристики рабочей жидкости	14
<b>2. Гидростатика</b>	<b>15</b>
2.1. Работа № 1. Экспериментальное изучение законов гидростатики	15
2.1.1. Общие сведения	15
2.1.2. Экспериментальная установка и приборы	16
2.1.3. Порядок выполнения работы	17
2.1.4. Обработка результатов	17
<b>3. Определение основных характеристик потока</b>	<b>18</b>
3.1. Работа № 2. Определение закона распределения характеристик по поперечному сечению потока	18
3.1.1. Общие сведения	18
3.1.2. Экспериментальная установка и приборы	20
3.1.3. Порядок выполнения работы	21
3.1.4. Обработка результатов	21
3.2. Работа № 3. Исследование закона изменения механической энергии жидкости вдоль потока	22
3.2.1. Общие сведения	23
3.2.2. Экспериментальная установка и приборы	24
3.2.3. Порядок выполнения работы	26
3.2.4. Обработка результатов	26
3.3. Работа № 4. Определение гидравлических потерь и коэффициентов гидравлических сопротивлений	27
3.3.1. Общие сведения	27
3.3.2. Экспериментальная установка и приборы	31
3.3.3. Порядок выполнения работы	31
3.3.4. Обработка результатов работы	32
3.4. Работа № 5. Построение гидравлической характеристики вентиля и тарирование расходомерной диафрагмы	34
3.4.1. Общие сведения	34
3.4.2. Порядок выполнения работы	36

3.4.3.	Обработка результатов работы . . . . .	38
3.5.	Работа № 6. Тарирование расходомера (трубки) Вентури . . . . .	39
3.5.1.	Общие сведения . . . . .	39
3.5.2.	Порядок выполнения работы . . . . .	40
3.5.3.	Обработка результатов работы . . . . .	41
3.6.	Работа № 7. Определение коэффициентов истечения из отверстий и насадков . . . . .	42
3.6.1.	Общие сведения . . . . .	42
3.6.2.	Порядок выполнения работы. . . . .	46
3.6.3.	Обработка результатов. . . . .	47
3.7.	Работа № 8. Построение характеристик центробежного насоса .	47
3.7.1.	Общие сведения . . . . .	47
3.7.2.	Порядок выполнения работы . . . . .	49
3.7.3.	Обработка результатов . . . . .	49

**4. Газовая динамика** **51**

4.1.	Работа № 9. Исследование околосзвуковых истечений газа из отверстий . . . . .	51
4.1.1.	Общие сведения . . . . .	51
4.1.2.	Экспериментальная установка . . . . .	54
4.1.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	55
4.1.4.	Обработка результатов . . . . .	56
4.2.	Работа № 10. Редукционный клапан прямого действия . . . . .	57
4.2.1.	Общие сведения. . . . .	57
4.2.2.	Экспериментальная установка . . . . .	59
4.2.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	60
4.2.4.	Обработка результатов . . . . .	60
4.3.	Работа № 11. Реализация схем приводов на пневматическом тренажере . . . . .	61
4.3.1.	Пневматический учебный тренажер . . . . .	61
4.3.2.	Порядок выполнения работы . . . . .	62
4.3.3.	Варианты релейных пневмоприводов для реализации на пневмотренажере . . . . .	62
4.4.	Работа № 12. Реализация логических функций двух переменных на базе золотниковых элементов пневмоавтоматики . . . . .	63
4.4.1.	Общие сведения . . . . .	63
4.4.2.	Порядок выполнения работы . . . . .	66
4.5.	Работа № 13. Элементы струйной техники . . . . .	66

4.5.1.	Общие сведения . . . . .	66
4.5.2.	Порядок выполнения работы . . . . .	70
4.6.	Работа № 14. Испытание струйного генератора пневматических колебаний . . . . .	71
4.6.1.	Общие сведения . . . . .	71
4.6.2.	Экспериментальная установка . . . . .	72
4.6.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	73
<b>5.</b>	<b>Лабораторный практикум по гидроприводу</b>	<b>75</b>
5.1.	Требования по технике безопасности при работе на тренажере .	75
5.2.	Работа № 15. Гидронасосы. Характеристики работы . . . . .	76
5.2.1.	Общие сведения . . . . .	76
5.2.2.	Схема установки . . . . .	78
5.2.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	79
5.3.	Работа № 16. Предохранительный клапан прямого действия . .	80
5.3.1.	Общие сведения . . . . .	81
5.3.2.	Схема установки . . . . .	82
5.3.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	82
5.4.	Работа № 17. Редукционный клапан . . . . .	83
5.4.1.	Общие сведения . . . . .	84
5.4.2.	Схема установки . . . . .	85
5.4.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	85
5.5.	Работа № 18. Дросселирующие устройства . . . . .	87
5.5.1.	Общие сведения . . . . .	87
5.5.2.	Схема установки . . . . .	90
5.5.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	90
5.6.	Работа № 19. Основные принципы управления исполнительным гидродвигателем . . . . .	92
5.6.1.	Общие сведения . . . . .	92
5.6.2.	Схема установки . . . . .	92
5.6.3.	Порядок выполнения работы . . . . .	93



**С 23** Збірник лабораторних робіт з гідравліки, пневматики, гідропневмоприводу та гідропневмоавтоматики/ М.В.Риндя, В.Ф.Тимошенко.– Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 97 с.

Цей збірник містить опис лабораторних робіт, які виконують студенти за курсів "Основи гідравліки" "Гідравліка та гідропневмопривод" "Гідропневмопривод та гідропневмоавтоматика" "Автоматизовані гідропневмоприводи". Призначений для спеціальностей "Кораблі й океанотехніка" "Суднові енергетичні установки та обладнання" "Турбіни" "Теплотехніка і кріогенна техніка і технологія" "Електромеханічні системи автоматичної та електропривод" "Технологія сварочного виробництва".

У написанні збірника взяли участь: доц. М.В.Риндя (лаб. роб. № 1–4, 9–19); доц. В.Ф.Тимошенко (лаб. роб. № 5–8, 15–19).

УДК 532

ББК 605.5

## **СБОРНИК ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО ГИДРАВЛИКЕ, ПНЕВМАТИКЕ, ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКЕ**

*М.В.Риндя, В.Ф.Тимошенко*

Редактор В.С.Бабаніна  
Комп'ютерний набір О.А.Удовіченко, В.Ф.Тимошенко  
Комп'ютерна верстка Ф.В.Толстой, В.Ф.Тимошенко  
Коректор Н.О.Шайкіна

---

Підписано до друку 26.02.2002. Формат 60x84<sup>1/16</sup>. Папір для копіювальних апаратів.  
Ум.друк. арк. 5,35. Обл.-вид. арк. 5,79. Тираж 325 зкз. Вид. № 26. Зам. № 85.  
Ціна договірна.

---

Видавництво УДМТУ, 54002, м.Миколаїв, вул. Скороходова, 5