

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Кафедра Теплоэнергетики, газоснабжения и вентиляции
Центр инженерных систем в строительстве «SYSTEMS/СИСТЕМЫ»

Г.М. Ахмерова, В.А. Бройда, Е.В. Варсегова,
А.М. Зиганшин, Ю.Р. Кареева, Л.Э. Осипова, Р.Г. Сафиуллин

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Лабораторный практикум на инженерном оборудовании
Центра инженерных систем в строительстве «SYSTEMS/СИСТЕМЫ»**

Указания по выполнению лабораторных работ для студентов направления
подготовки 08.03.01 «Строительство»

Казань, 2021 г.

УДК 696/697

ББК

Г.М. Ахмерова, В.А. Бройда, Е.В. Варсегова, А.М. Зиганшин, Ю.Р. Кареева, Л.Э. Осипова, Р.Г. Сафиуллин / Под общей редакцией Кареевой Ю.Р.

Лабораторный практикум на инженерном оборудовании Центра инженерных систем в строительстве «SYSTEMS/СИСТЕМЫ»: Учебное пособие. – Казань, КГАСУ, 2021. – 238 с.

Печатается по решению Редакционно-издательского совета Казанского государственного архитектурно-строительного университета.

Учебное пособие предназначено для выполнения лабораторных работ по дисциплинам «Гидромеханика», «Отопление», «Теплоснабжение» «Возобновляемые источники энергии и современное оборудование в системах ТГВ», «Тепломассоперенос и энергосбережение в аппаратах систем теплогазоснабжения и вентиляции», по дисциплине “Кондиционирование воздуха и холодоснабжение“. Указания содержат разделы: правила безопасности при проведении лабораторных работ, общие сведения о тепловом пункте Центра «Systems», описание лабораторного стенда, цели и задачи проведения исследований, необходимые теоретические положения, формулы, схемы и таблицы, требования к содержанию отчётов по лабораторным работам.

Рецензент:

к.т.н., доцент кафедры «Водоснабжение и водоотведение» А.С. Селюгин

© Казанский государственный
архитектурно-строительный
университет, 2021

© Г.М. Ахмерова, В.А. Бройда, Е.В. Варсегова,
А.М. Зиганшин, Ю.Р. Кареева,
Л.Э.Осипова, Р.Г. Сафиуллин

Содержание

Введение

Правила безопасности при проведении лабораторных работ в Центре инженерных систем в строительстве «Systems/Системы».....	6
--	---

Раздел I ГИДРАВЛИКА

1. Общие сведения о лабораторном стенде	8
Лабораторная работа №1.1. Изучение приборов и методов определения давления.....	15
Лабораторная работа №1.2. Изучение метода определения расхода воздуха и жидкости с использованием расходомера	18
Лабораторная работа № 1.3. Исследование характеристик потерь давления круглых трубопроводов при различных режимах течения жидкости	25
Лабораторная работа №1.4. Исследование потерь давления при течении жидкости через местное сопротивление в виде плавного сужения потока. Определение коэффициента гидравлического сопротивления	33
Лабораторная работа № 1.5. Исследование потерь давления при течении жидкости через местное сопротивление в виде резкого расширения потока. Определение коэффициента гидравлического сопротивления	36
Лабораторная работа №1.6. Иллюстрация уравнения Бернулли. Диаграмма давлений	39
Лабораторная работа №1.7. Получение зависимостей потерь давления от диаметра трубопровода при фиксированных значениях расходов.....	41
Лабораторная работа №1.8. Исследование характеристик трубопровода при течении по нему воздуха: определение потерь давления по длине, коэффициентов сопротивления и трения.....	41
Лабораторная работа № 1.9. Исследование потерь давления на местном сопротивлении – регулируемом дросселе. Определение зависимости расхода через дроссель от количества оборотов винта при постоянном перепаде давления	48
Лабораторная работа № 1.10. Изучение закона сохранения энергии при течении воздуха по трубопроводу переменного сечения	51
Список использованных источников	54

Раздел II Отопление

Общие сведения о лабораторном стенде	55
Лабораторная работа №2.1. Определение эффективности радиаторов при различных режимах работы системы отопления.....	57
Лабораторная работа №2.2. Определение линейного коэффициента теплопередачи трубопровода	66
Лабораторная работа №2.3. Определение КПД тепловой изоляции трубопровода	71
Лабораторная работа №2.4. Определение гидравлического сопротивления приборов узлов	73
Лабораторная работа №2.5. Определение коэффициента теплоотдачи отопительного прибора	78
Список использованных источников	82

Раздел III Кондиционирование воздуха

Общие сведения. Современные центральные кондиционеры.....	83
Лабораторная работа №3.1 Определение аэродинамического сопротивления кондиционера.....	93
Лабораторная работа №3.2 «Построение характеристики вентилятора».....	95
Лабораторная работа №3.3 «Исследование термодинамического состояния воздуха при обработке в кондиционере».....	97
Лабораторная работа №3.4 «Построение характеристик смесительного узла, питающего ВН».....	101
Лабораторная работа №3.5 «Определение коэффициента теплопередачи воздухонагревателя».....	104
Общие сведения о лабораторном стенде «Инверторная мультizonальная система с режимом «теплового насоса».....	106
Лабораторная работа № 3.6. Определение параметров микроклимата в помещении при работе мультizonальной (VRF) системы кондиционирования воздуха.....	115
Лабораторная работа № 3.7. Определение действительных параметров холодильного цикла VRF-системы кондиционирования воздуха.....	117
Лабораторная работа № 3.8. Определение действительных энергетических параметров VRF-системы кондиционирования	120

воздуха, работающей в режиме охлаждения воздуха.....	
Лабораторная работа № 3.9. Определение действительных энергетических параметров VRF-системы кондиционирования воздуха, работающей в режиме нагрева воздуха.....	122
Список использованных источников	124

Раздел IV Теплоснабжение

1. Общие сведения о тепловом пункте Центра «Systems».....	125
Лабораторная работа №4.1. Контроль расхода воды и тепловой энергии в БТП	145
Лабораторная работа №4.2. Исследование теплотехнических характеристик теплообменника системы отопления	153
Лабораторная работа №4.3. Испытания пластинчатого теплообменника ГВС	162
Лабораторная работа №4.4.Определение КПД тепловой изоляции трубопровода	169
Лабораторная работа №4.5. Определение тепловых потерь через изолированную поверхность трубопроводов	174
Список использованных источников	179

Раздел V Возобновляемые источники энергии

Общие сведения о возобновляемых источниках энергии.....	180
Лабораторная работа №5.1 Исследование вольт-амперной характеристики фотоэлектрического модуля.....	186
Лабораторная работа №5.2. Исследование режимов короткого замыкания и холостого хода солнечной батареи.....	193
Лабораторная работа №5.3 Исследование работы ветроэлектрической установки на холостом ходу и под нагрузкой.....	197
Лабораторная работа №5.4. Исследование температурного режима работы теплового насоса.....	208
Лабораторная работа №5.5 Исследование работы элементов теплового насоса.....	213
Список использованных источников	221
Приложения.....	222

**ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ
ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ
В ЦЕНТРЕ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ
«SYSTEMS/СИСТЕМЫ»**

Лаборатории Центра инженерных систем в строительстве «SYSTEMS/СИСТЕМЫ» относятся к помещениям повышенной опасности, поэтому при выполнении работ нужно соблюдать дисциплину, внимательность и осторожность.

К выполнению лабораторных работ допускаются студенты, прослушавшие инструктаж по охране труда и технике безопасности, расписавшиеся в специальном журнале о его прохождении и обладающие необходимыми знаниями по предстоящей работе.

Лабораторная работа выполняется бригадой в составе не более трех - четырех человек в соответствии с установленным графиком.

В лабораториях запрещается:

- касаться проводников и неизолированных частей аппаратуры, находящихся под напряжением;
- касаться нагретых поверхностей лабораторной установки;
- изменять настройки контроллера лабораторной установки без разрешения преподавателя;
- оставлять без наблюдения включенную установку, находящуюся в ручном режиме работы;
- при работе с нагнетателями (насосами, компрессорами) в ручном режиме работы менять установленное давление;
- изменять регулировку приборов, закрывать или открывать краны установок без разрешения преподавателя;
- касаться вращающихся частей вентиляторов, компрессоров, насосов, электродвигателей;
- загромождать свое рабочее место одеждой, сумками, книгами и другими вещами, не относящимися к работе;
- проникать за установленные ограждения;
- работать одному в помещении лаборатории.

ЕСЛИ ПРОИЗОШЕЛ НЕСЧАСТНЫЙ СЛУЧАЙ:

1. Отключить электропитание лаборатории рубильником.
2. Вызвать по телефону «030» (Мегафон, МТС, Теле2), «003» (Билайн), «903» (Скай Линк), «103» «скорую помощь» или 112 - единая служба спасения, вызов с номера возможен даже при отсутствии денежных средств на вашем счету и заблокированной SIM-карте.

Раздел I ГИДРАВЛИКА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЛАБОРАТОРНОМ СТЕНДЕ

Лабораторные работы на стенде «Гидравлические характеристики газовых и жидкостных трубопроводных систем» проводятся в соответствии с приведенными здесь методическими материалами. К выполнению лабораторных работ обучающиеся допускаются после ознакомления с руководством по эксплуатации лабораторного стенда. Работы выполняются только при непосредственном участии специалиста, ответственного за эксплуатацию комплекса.

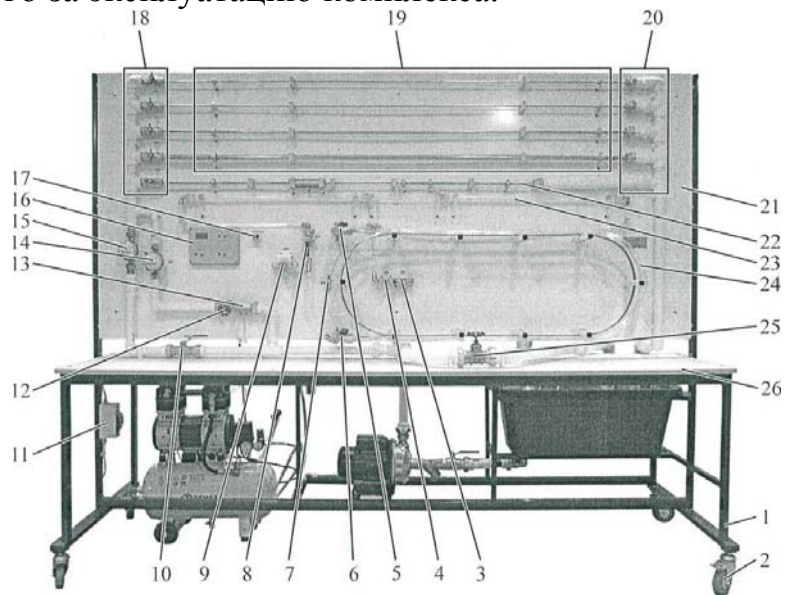


Рис. 1.1. Лабораторный комплекс «Гидравлика трубопроводных систем. Вид спереди

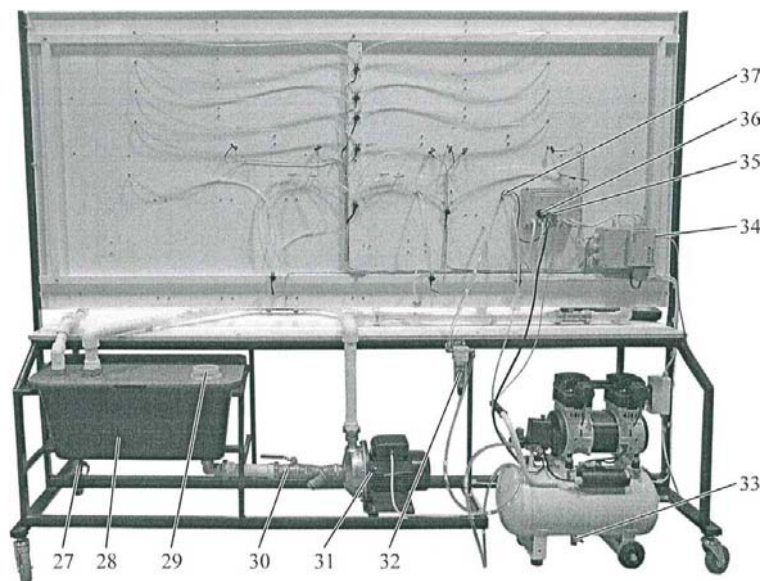


Рис. 1.2. Лабораторный комплекс. Вид сзади

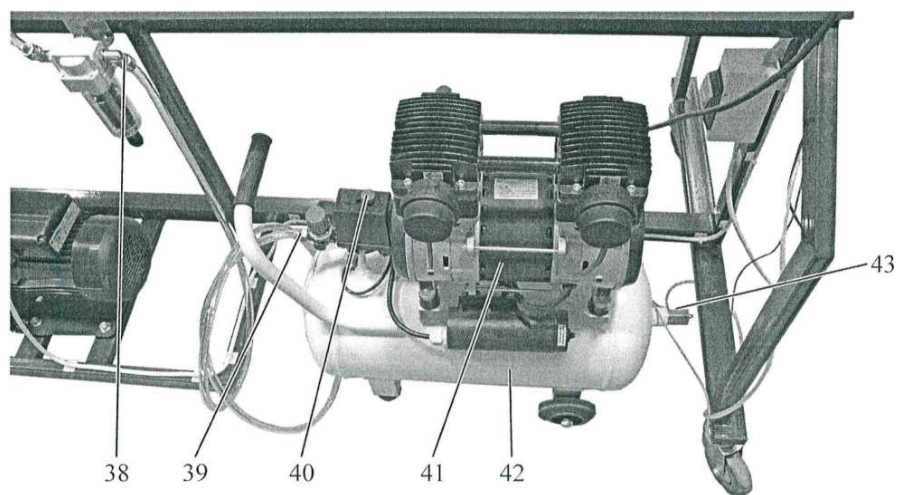


Рис. 1.3. Лабораторный комплекс. Компрессорная станция

Лабораторный комплекс (рис. 1.1÷1.3) представляет собой рамную конструкцию 1 из стального прямоугольного профиля трубчатого сечения с полимерным окрашиванием. Рама установлена на обрешиненных колесах 2 с тормозными механизмами. На раме стационарно смонтированы:

- автоматический выключатель - 11;
- накопительный бак из коррозионностойкого материала - 27;
- насосная станция - 30;
- столешница - 26;
- фильтр-влагодетелитель – 32;
- панель вертикальная - 21.

На вертикальной панели установлены следующие элементы:

- расходомер SMC PFMB-7201 - 3;
- дросселя Camozzi RFO - 4, 7;
- коллектора с тремя кранами для подключения исследуемых трубопроводов (воздух) -5,6.
- кран подачи воздуха на трубопровод переменного сечения - 8;
- клапан редукционный SMC AR30 - 9;
- счетчики-расходомеры СГВ-20 и СГВ-15 для измерения расхода жидкости в линии выхода насосной станции - 14, 15;
- электронный блок контроля и управления - 16;
- аналоговый датчик Delta DPA10M для измерения давления в ресивере - 17;
- коллектор с пятью кранами для подключения исследуемых трубопроводов - 18;
- исследуемые медные трубопроводы (вода) различных диаметров - 19;
- приемный коллектор - 20;

- исследуемый сложный трубопровод (вода) - 22;
- исследуемые трубопроводы (воздух) - 24;
- трубопровод переменного сечения (воздух) – 23.

Также комплекс включает в себя следующие элементы:

- шаровый кран - 10;
- задвижки - 12, 25;
- измерительную диафрагму - 13;
- шаровой кран для слива жидкости из бака - 27;
- заливную горловину для заправки стенда рабочей жидкостью - 29;
- шаровый кран для подачи жидкости из бака к насосной станции – 30.

Компрессорная станция (рис. 1.3), включает в себя следующие элементы:

- компрессор - 41;
- ресивер для сжатого воздуха - 42;
- шаровой кран для сброса воздуха из ресивера - 33;
- кнопка для включения питания компрессорной станции: выключенному состоянию соответствует нажатое положение кнопки - 40;
- быстросъемное соединение - 39, для соединения компрессорной станции с пневматической системой стенда с помощью гибкого трубопровода;
- быстросъемное соединение - 43 для соединения компрессорной станции с датчиком давления 17 через быстросъемное соединение 37;
- штекер 35 для подключения системы управления компрессорной станции к разъему стенда;
- штекер 36 для подключения питания компрессорной станции к разъему панели управления.

Ноутбук устанавливается на столешницу стенда и подключается к плате АЦП L-card E14-140M посредством USB-кабеля к разъему 34.

Электронный блок контроля и управления (рис. 1.4) выполнен из полимерных материалов и включает в себя следующие элементы:

- электронный индикатор 1 «Температура в ресивере, °С» для отображения информации с датчика температуры, установленного в ресивере;
- тумблер 2 «Питание системы управления» для включения/выключения электропитания системы управления стенда, свечение светодиода 3 соответствует включенному состоянию тумблера;
- тумблер 4 «Насос» для включения/выключения электропитания насосной станции стенда, свечение светодиода 5

- ресивер для сжатого воздуха - РС;
- исследуемые трубопроводы (вода) - ТР1, ТР2, ТР3, ТР4, ТР5;
- исследуемые трубопроводы (воздух) - ТР6, ТР7, ТР8, ТР9;
- фильтр сетчатый - Ф1;
- фильтр-влагоотделитель - Ф2.

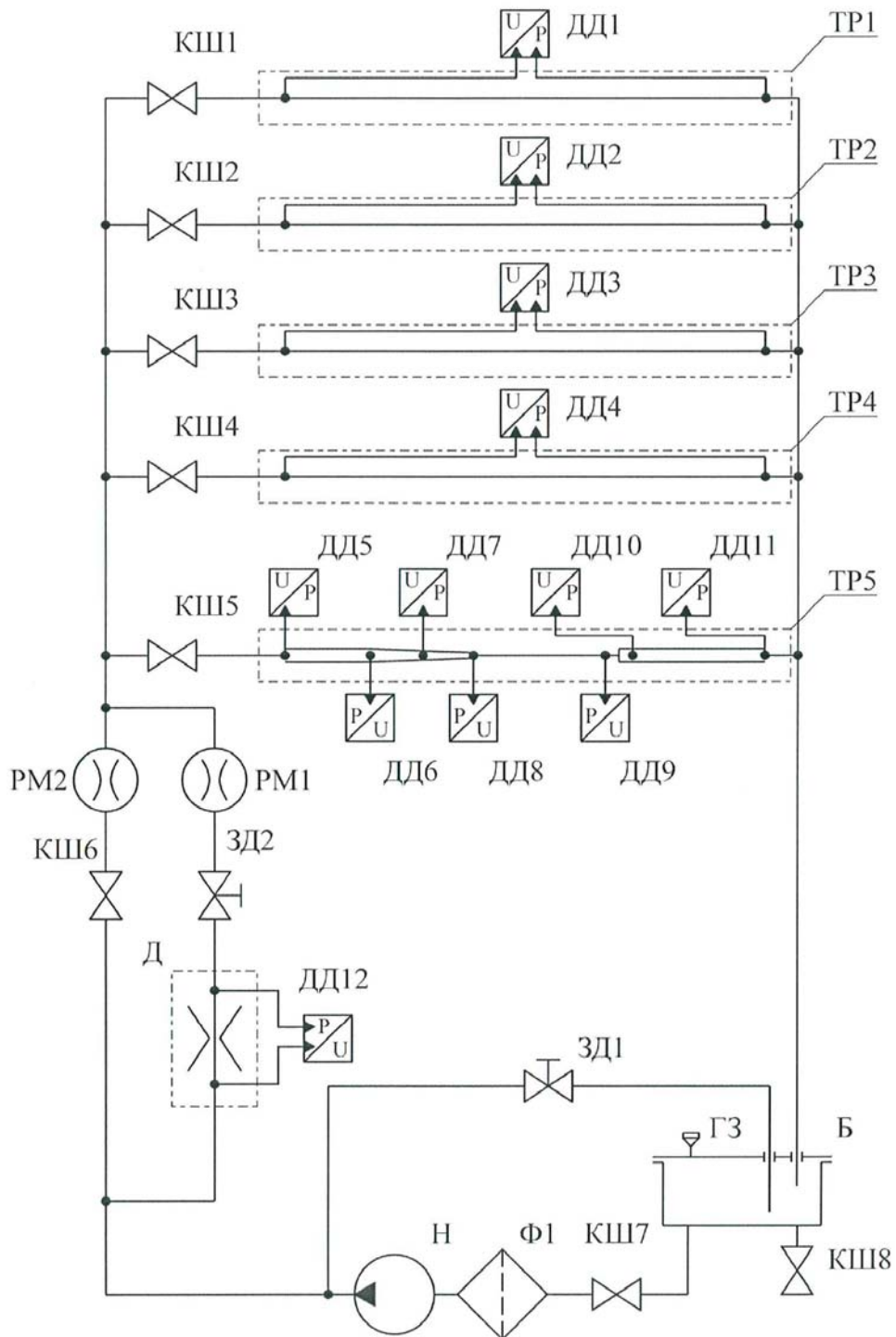


Рис. 1.5. Гидравлическая схема стенда

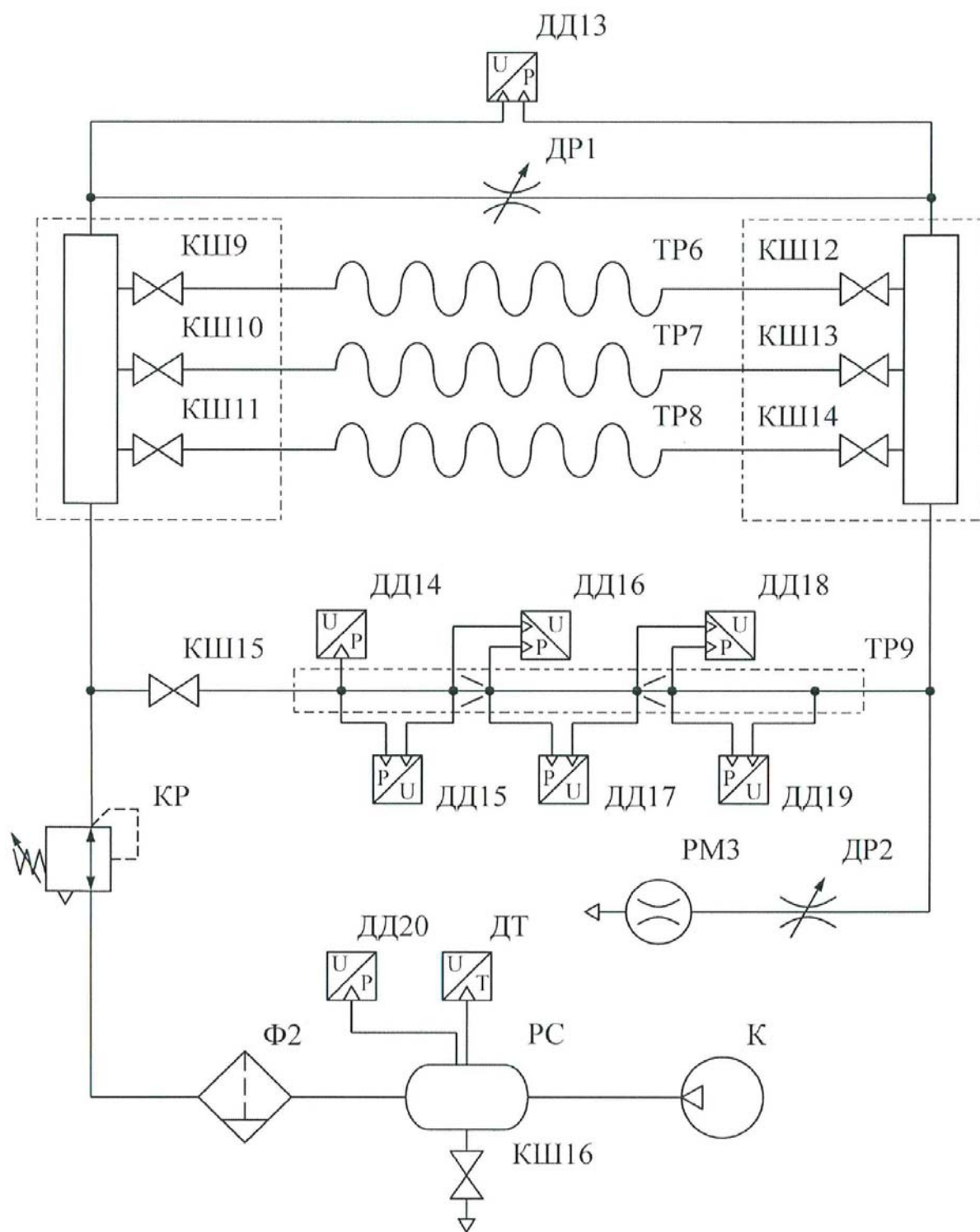


Рис. 1.6. Пневматическая схема станда

Подготовка к работе.

1. Установить станд на ровную горизонтальную поверхность, и зафиксировать передние колеса тормозными механизмами, установленными на них.
2. Перед началом работы необходимо заправить станд рабочей

жидкостью. Перед заправкой убедиться, что кран 27 (см. рис. 1.2) на сливе бака закрыт. Заправляется стенд через заливную горловину (поз. 29, рис. 1.2). В качестве рабочей жидкости используется очищенная вода с добавлением антикоррозионных присадок. Количество заливаемой воды 40-50 л. Заправку необходимо осуществлять постепенно, отслеживая уровень по уровнемеру.

3. Открыть кран 30 в линии всасывания насоса.
4. Электропитание стенда осуществляется от сети переменного тока с частотой 50 Гц, напряжением 220 В, допустимым током не менее 10 А.
5. Соединить гибким трубопроводом быстроразъемное соединение фильтр-влагоотделитель (поз. 38, рис. 1.3) с быстроразъемным соединением компрессорной станции (поз. 74, рис. 1.3).
6. Соединить гибким трубопроводом датчик давления (поз. 17, рис. 1.3) через быстроразъемное соединение (поз. 37, рис. 1.3) с быстроразъемным соединением компрессорной станции (поз. 43, рис. 1.3).
7. Подключить штекеры 35 и 36 (рис. 1.3) к разъемам.
8. Включить питание компрессорной станции, потянув кнопку 40 вверх.
9. Закрыть кран 33 сброса воздуха из ресивера.
10. Включить автоматический выключатель 11.
11. Установить ноутбук на столешницу. Подключить ноутбук к плате АЦП-ЦАП (разъем 34) с помощью USB-кабеля, включить питание, дождаться загрузки операционной системы и запустить программу сбора и обработки данных.

Работа стенда

1. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления».
2. Перед включением насоса, подающего рабочую жидкость, необходимо открыть кран 30.
3. Включить электропитание насоса тумблером «Насос».
4. Включить подачу воздуха в ресивер путем включения тумблера «Подача воздуха».
5. Дальнейшие действия производить в соответствии с руководством по выполнению лабораторных работ.

Описание программы «ГХ-ГЖТС измерения»

Программа «ГХ-ГЖТС измерения» предназначена для совместной работы с лабораторным комплексом.

Программа работает с операционными системами MS Windows

2000/XP/Vista/7/8/10 и устанавливается на компьютер простым копированием папки. Программа имеет интерфейс на русском языке, не имеет ограничений по числу запусков, числу работающих с ней пользователей и сроку ее использования. Для работы программы необходимо установить драйвер для платы АЦП производства фирмы L-card, поставляемый в комплекте - файл «lcomp.exe».

Работать с программой должен оператор, имеющий базовые навыки работы с персональным компьютером в операционной среде MS Windows 2000/XP/Vista/7/8. Все файлы, записываемые программой, выбираются оператором, им же указывается их местоположение на жестком диске.

При запуске программы «ГХ-ГЖТС измерения» на экране появится рабочее окно программы. Вверху рабочего окна расположено основное меню:

Пункты меню «Измерение расхода», «Измерение потерь» и «Закон сохранения энергии» **используются при выполнении лабораторных работ на соответствующую тему.**

Пункт меню «Выход» позволяет завершить работу с программой, при этом появится запрос на подтверждения выхода из программы. В случае, если нужно выйти, следует нажать кнопку «ОК», в противном случае - кнопку «Отмена».

Пункт меню «Перезапуск АЦП» позволяет произвести остановку и запуск платы аналого-цифрового преобразования. Перезапуск платы не требуется при штатном режиме работы программы, однако в связи с тем, что работа платы требует постоянного получения данных программой от нее, в случаях, когда операционная система выполняет параллельную задачу (например, при запуске другой программы и т.д.), может происходить рассинхронизация программы и платы АЦП. Последствиями такой рассинхронизации является несоответствие данных, получаемых с датчиков программой, и данных, отображаемых индикаторами датчиков на стенде. Таким образом, в случае, если показания датчиков по программе и по вторичным преобразователям, значительно не совпадают, следует произвести перезапуск АЦП.

Лабораторная работа №1.1

ИЗУЧЕНИЕ ПРИБОРОВ И МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Цель работы: изучить устройство и принцип работы приборов (датчиков) для измерения давления; ознакомиться с методами измерения давления воздуха в пневматической системе.

Теоретическая часть

В нашем стенде для измерения давления используются **пьезорезистивные датчики**. Конструкции разных пьезорезистивных датчиков давления могут отличаться, но в них всегда присутствуют два основных компонента: пластина (мембрана) известной площади и детектор, выходной сигнал которого пропорционален приложенному к мембране давлению. Оба эти элемента могут быть изготовлены из кремния.

Датчик давления с кремниевой диафрагмой состоит из самой диафрагмы и встроенных в нее диффузионным методом пьезорезистивных преобразователей в виде резисторов. Поскольку монокристаллический кремний обладает очень хорошими характеристиками упругости, в таком датчике отсутствуют ползучесть и гистерезис даже при высоком давлении. Обычно пьезорезисторы включаются по схеме Уитстона, преобразующей деформацию мембраны в электрический сигнал. Максимальное выходное напряжение таких датчиков обычно составляет несколько сот милливольт, поэтому на их выходе, как правило, ставятся усилители сигналов. Кремниевые резисторы обладают довольно сильной температурной чувствительностью, поэтому всегда при разработке датчиков на их основе предусматривают цепи температурной компенсации.

На рисунке 1.7 изображен **пьезорезистивный датчик давления с цифровой индикацией**. Устройство измерительного элемента пьезорезистивного датчика давления представлено на рис. 1.8.

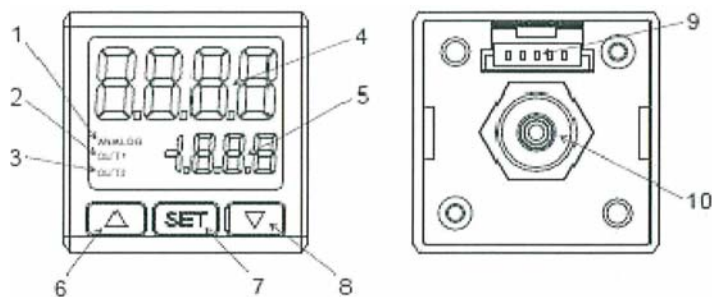


Рис. 1.7. Внешний вид (спереди и сзади) датчика давления Delta пьезорезистивного типа с цифровой индикацией

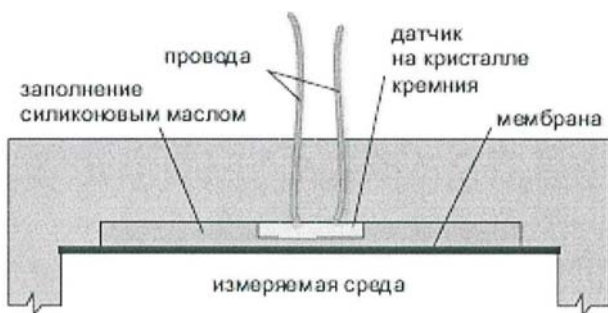


Рис. 1.8. Устройство датчика давления пьезорезистивного типа

На передней панели датчика размещены (рис. 1.7): 1 - индикатор аналогового выхода; 2 - индикатор первого дискретного выхода; 3 - индикатор второго дискретного выхода; 4 - индикатор давления и параметров; 5 - индикатор установок; 6 - клавиша выбора "ВВЕРХ"; 7 - клавиша настройки "SET"; 8 - клавиша выбора "ВНИЗ". На задней панели размещены: 9 - клеммы питания и вывода; 10 - соединительный штуцер.

Пьезорезистивный датчик давления со встроенной электронной частью и преобразователь давления показан на рис. 1.9.

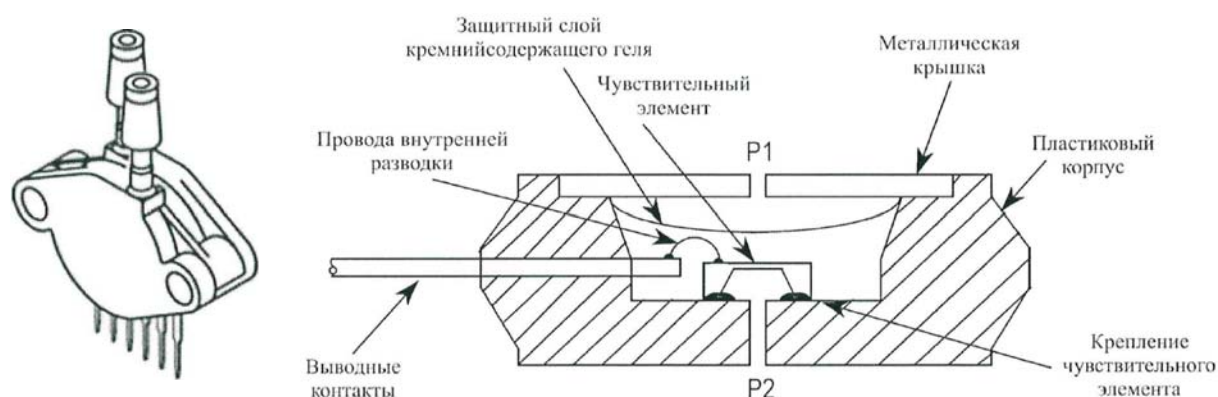


Рис. 1.9. Преобразователь давления с выходными портами: а – внешний вид; б – внутренне устройство

Принцип работы датчика заключается в следующем: давление через защитный слой кремнийсодержащего геля передается на чувствительный элемент датчика - кремниевый интегральный преобразователь давления (ИПД), представляющий собой мембрану из монокристаллического кремния с диффузионными пьезорезисторами, подключенными в мост Уинстона. Чувствительным элементом служит кристалл ИПД, установленный на диэлектрическое основание с использованием легкоплавкого стекла или методом анодного сращивания. На этом же кристалле выполнена интегральная микросхема усилителя сигнала с пьезорезисторов.

Провода внутренней разводки также находятся в слое кремнийсодержащего геля, обеспечивающего их изоляцию, и предназначены для электропитания усилителя сигнала и передачи выходного сигнала. В случае, если датчики предназначены для измерения давления агрессивных сред, то вместо защитного геля применяется металлическая мембрана, пространство между которой и датчиком заполняется силиконовым маслом.

Приборы могут быть скомпонованы в едином корпусе или смонтированы по отдельности. Установленные на стенде датчики

давления подключены к аналоговоцифровому преобразователю (АЦП), который преобразует сигнал с датчиков и выводит его в виде значений давления в программе.

Примечание! Датчик давления ДД20 работает в системе избыточного давления. Газовые законы и прочие расчетные зависимости приводятся для значений давления по абсолютной шкале.

Лабораторная работа №1.2

ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ВОЗДУХА И ЖИДКОСТИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАСХОДОМЕРА

Цель работы: ознакомиться с устройством и принципом работы расходомеров; изучить методы определения расхода воздуха и жидкости с использованием расходомера.

Теоретическая часть

Методы определение расхода воздуха

Расход определяется количеством жидкости или газа, проходящим через живое сечение трубы в единицу времени. Различают объемный расход Q , когда количество вещества измеряется в объемных единицах (л/мин, м³/ч), и массовый G , когда количество вещества измеряется в единицах массы (кг/с, кг/ч). В данном учебном стенде расход воздуха определяется двумя методами: с использованием датчика расхода - расходомера, работающего по принципу термоанемометра; и методом отсечного объема.

Датчик расхода – расходомер. Принцип работы термоанемометра основан на измерении изменения температуры термосопротивления при обдуве его потоком газа.

Схематично термоанемометр изображен на рис.1.10. К контактам терморезисторов 2 и 4 подводится постоянное напряжение, по ним течет ток, в результате чего они разогреваются, значение их сопротивления растет, величина тока снижается, в итоге устанавливается значение тока, соответствующее количеству тепла, передаваемому от терморезисторов в окружающую среду. При возникновении воздушного потока величина теплового потока от терморезистора 2 увеличивается, следовательно, он остывает, его сопротивление падает, ток возрастает и устанавливается на новом значении.

Разность токов на терморезисторах 2 и 4 соответствует определенному расходу газа через камеру 1. Газ, протекающий через камеру 1, попадает в камеру 3, благодаря чему компенсируется зависимость разности токов терморезисторов 2 и 4 от температуры газа.

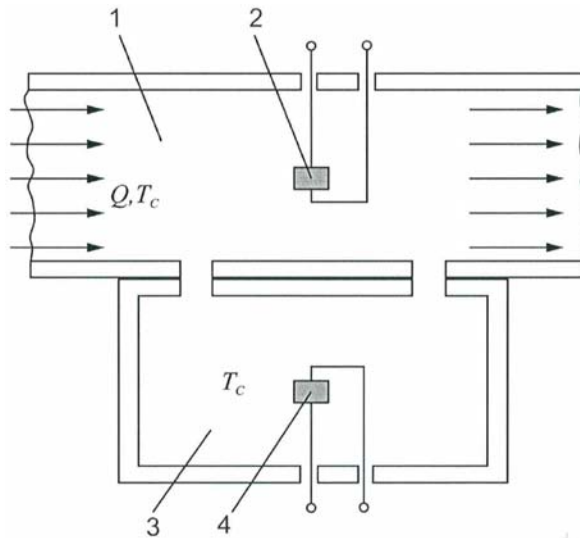


Рис. 1.10. Термоанемометр

Метод отсечного объема. Метод измерения расхода по падению давления в емкости основан на уравнении состояния Менделеева-Клайперона:

$$P \cdot V = M \cdot R \cdot T,$$

где P - давление газа, V - объем занимаемый газом, M - масса газа, R - газовая постоянная, T - температура газа.

Схема измерения приведена на рис. 1.11.

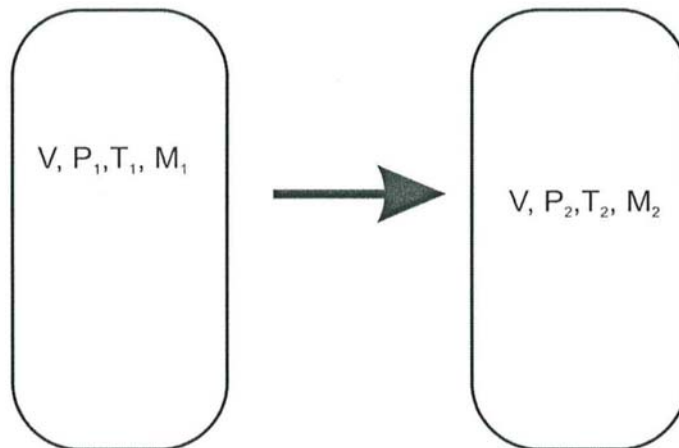


Рис. 1.11. Схема измерения расхода газа по емкости

При постоянном объеме сосуда изменение массы газа приводит к изменению его давления и температуры. Таким образом, измеряя давление и температуру для двух состояний газа в емкости через промежуток время Δt можно определить средний объемный расход газа из емкости, приведенный к нормальным условиям:

$$Q = \frac{V}{\Delta t} \left(\frac{P_1}{RT_1} - \frac{P_2}{RT_2} \right) \frac{1}{\rho_{ну}},$$

где $\rho_{ну}$ - плотность газа при нормальных условиях (давление $P_{ну} = 101325$ Па и температура $T_{ну} = 293$ К).

С учетом того, что $\rho_{ну} = \frac{P_{ну}}{RT_{ну}}$, получаем $Q = \frac{V}{\Delta t} \left(\frac{P_1}{RT_1} - \frac{P_2}{RT_2} \right) \frac{T_{ну}}{P_{ну}}$.

Однако, при применении датчиков температуры с большой инерционностью и больших расходах, т.е. быстром падении давления в ресивере, достоверно измерить можно только конечное давление. В таком случае, принимают какой-либо из законов расширения газа - адиабатический или изотермический. Для адиабатического истечения:

$$Q_a = \frac{V \cdot P_1}{\Delta t \cdot T_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} \right] \frac{T_{ну}}{P_{ну}},$$

где $k = 1,4$ - показатель адиабаты.

Для изотермического истечения:

$$Q_u = \frac{V \cdot P_1}{\Delta t \cdot T_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \right] \frac{T_{ну}}{P_{ну}}.$$

Экспериментальная часть

Окно программы измерения расхода газа показано на рис. 1.12.

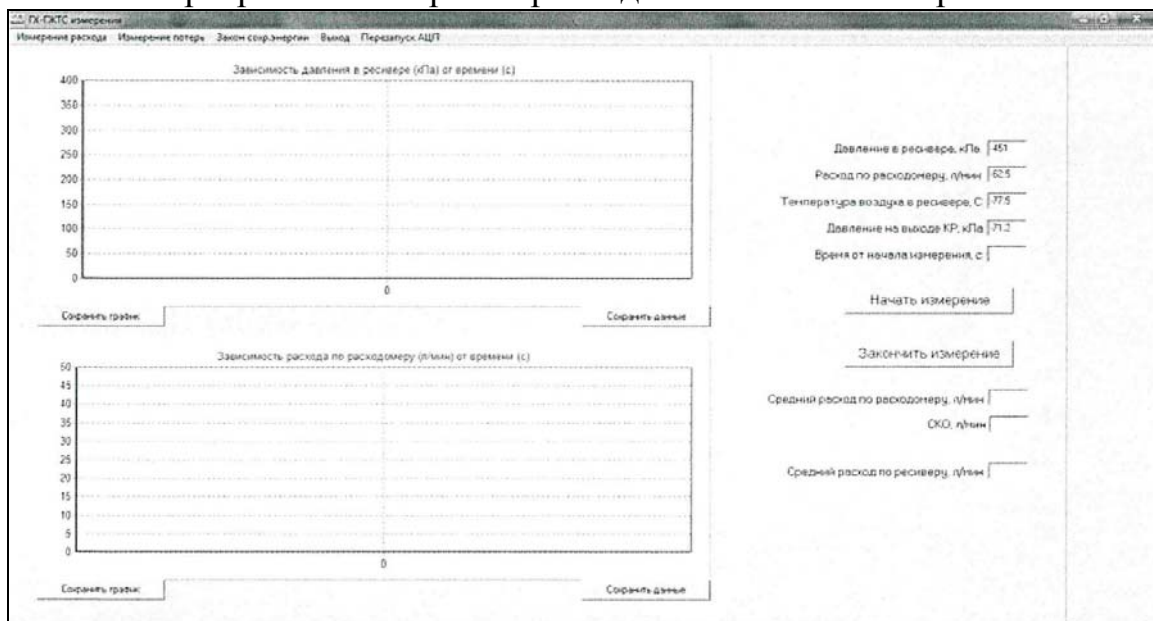


Рис. 1.12. Окно программы измерения расхода газа

1. В пункте меню программы «Измерение расхода» выбрать подпункт «Газ», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.12).
2. Закрывать краны КШ9, КШ10, КШ11.
3. Закрывать дроссель ДР1, ДР2.
4. Открыть кран КШ 15.
5. Выкрутить до упора рукоятку редукционного клапана КР в направлении стрелки со знаком “ (против часовой стрелки).
6. Включить питание системы управления.
7. Включить компрессор.
8. Дождаться повышения давления в ресивере до автоматического отключения компрессора.
9. Дождаться остывания сжатого воздуха в ресивере, при этом давление будет понижаться. Контроль давления по датчику ДД20 «Давление в ресивере, МПа».
10. Вращая рукоятку редукционного клапана КР в направлении стрелки со знаком «+» настроить давление на выходе КР равным 100 кПа. Величина давления на выходе клапана КР отображается в программе.
11. Открывая дроссель ДР2, увеличить расход воздуха через расходомер РМЗ до 10 л/мин.
12. В программе нажать кнопку «Начать измерения».
13. Подождать 15-20 секунд, после чего нажать кнопку «Закончить измерения».
14. Закрывать кран КШ15.
15. В программе нажать кнопки «Сохранить график» и «Сохранить данные».
16. Открыть КПП 5.
17. Дросселем ДР2 увеличить расход воздуха на 2-4 л/мин.
18. В программе нажать кнопку «Начать измерения».
19. Подождать 15-20 секунд, после чего нажать кнопку «Закончить измерения».
20. Закрывать кран КШ15.
21. В программе нажать кнопки «Сохранить график» и «Сохранить данные»
22. Повторить пункты 17-26 для нескольких значений расхода.
23. Выключить компрессор и питание системы управления.
24. Проанализировать полученные данные и сделать вывод.

ВЫКЛЮЧЕНИЕ ТУМБЛЕРА «Компрессор» ПРИ РАБОТЕ КОМПРЕССОРА ЗАПРЕЩЕНО! Компрессор автоматически включается при падении давления в ресивере до 2 бар при включенном тумблере «Компрессор».

Примечание: при длительном перерыве между лабораторными работами с использованием воздуха рекомендуется сбросить давление воздуха в ресивере, для этого нужно частично открыть кран ВН11 (приблизительно на треть), после окончания истечения воздуха из ресивера закрыть кран ВН11.

Методы определения расхода жидкости

В нашем стенде определение расхода жидкости возможно с помощью счетчика количества воды и измерительной диафрагмы.

Счетчик количества воды. Конструкция проточной части счетчика-расходомера с тангенциальной турбиной схематично изображена на рис. 1.13. Принцип действия расходомера основан на измерении скорости вращения потоком жидкости измерительной турбины. Для бесперебойной работы счетчика необходимо отсутствие завихрений потока, поступающего в турбину.

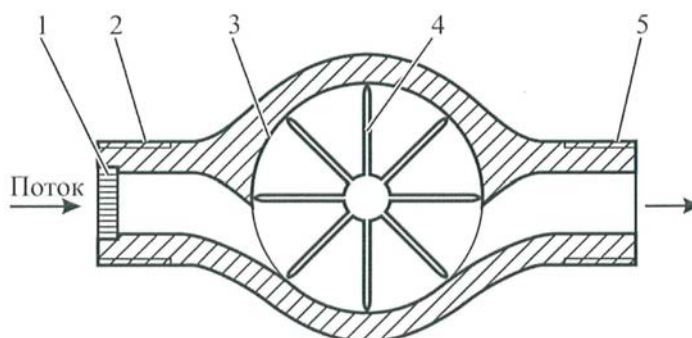


Рис. 1.13. Проточная часть счетчика-расходомера

Поток жидкости поступает в проточную часть корпуса через входной фильтр 1, выполняющий также функцию выпрямителя потока, размещенный во входном патрубке 2. Далее поток по касательной входит в цилиндрическую полость 3, где размещена турбина 4, и по касательной выходит в патрубок 5. Таким образом, количество оборотов совершенное турбиной 4 пропорционально пройденному объему жидкости, а частота вращения - объемному расходу.

Корпус проточной части счетчика выполнен из магнитно-проницаемого сплава, а на турбине 4 установлен постоянный магнит. На счетном устройстве расположена вертушка с постоянным магнитом, таким образом, вращение турбины передается на вертушку за счет взаимодействия двух постоянных магнитов.

Далее количество оборотов вертушки фиксируется многоразрядным цифровым барабанным счетчиком. Кроме того, в корпусе счетного устройства размещен датчик Холла, позволяющий фиксировать изменение магнитного поля от вращающегося постоянного магнита, что позволяет получать импульсный электрический выход для подсчета оборотов турбины. Сигнал поступает на плату АЦП.

Измерительная диафрагма. Одним из распространенных методов измерения расхода в трубах является метод его измерения по перепаду давления на сужающем устройстве. В месте сужения скорость потока

возрастает и его кинетическая энергия увеличивается. Это вызывает уменьшение потенциальной энергии, которая определяется статическим давлением. Давление в суженном потоке меньше, чем давление в потоке до сужения. Разность давлений возрастает с увеличением скорости среды и служит мерой расхода. Сужающее устройство является преобразователем разности давлений, которая измеряется дифференциальным датчиком давления.

В качестве сужающего устройства используют диафрагму (рис. 1.14).

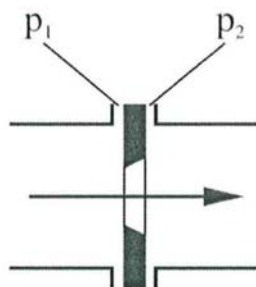


Рис. 1.14. Сужающее устройство – диафрагма

Достоинства расходомеров с сужающими устройствами заключаются в их универсальности. Этими расходомерами можно измерять расход любых однофазных, а в ряде случаев и двухфазных сред. Они пригодны для измерения расхода в трубах практически любого диаметра и при любом давлении. Расходомер состоит из сужающего устройства, соединительных трубок и серийно выпускаемого дифференциального датчика давления, конструкция которого не зависит от измеряемой среды и расхода.

Основными недостатками расходомеров с сужающими устройствами являются нелинейная функция преобразования, малое отношение Q_{max}/Q_{min} , обычно не превышающее 5, и затруднения при измерении пульсирующих расходов. Основная приведенная погрешность расходомеров такого типа не превышает 1-3%.

Считая плотность жидкости постоянной, расход Q_δ через диафрагму связан с перепадом давления на диафрагме ($p_1 - p_2$) следующим соотношением:

$$Q_\delta = k\sqrt{p_1 - p_2}.$$

Коэффициент расхода k определяется на основе экспериментальной тарировки диафрагмы.

Экспериментальная часть

Окно программы измерения расхода жидкости показано на рис. 1.15.

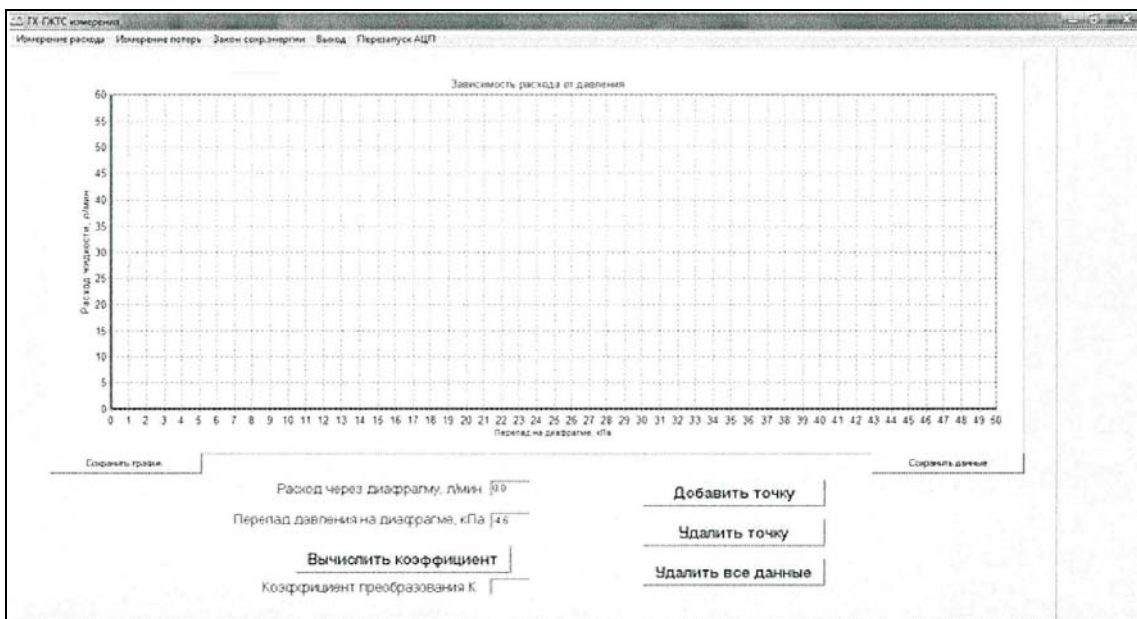


Рис. 1.15. Окно программы измерения расхода жидкости

Последовательность действий при измерениях:

1. В пункте меню программы «Измерение расхода» выбрать подпункт «Жидкость», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.15).
2. Закрывать краны КШ1, КШ2, КШ3, КШ5, КШ6.
3. Открыть краны КШ4.
4. Полностью закрыть задвижку ЗД1.
5. Полностью открыть задвижку ЗД2.
6. Включить питание системы управления.
7. Включить тумблер «Насос».
8. В программе нажать кнопку «Добавить точку», при этом в области графика отобразится точка.
9. Плавно открывая задвижку ЗД1, уменьшить расход через измерительную диафрагму на 2-4 л/мин.
10. Нажать кнопку «Добавить точку».
11. Повторить пункты 9, 10 до полного открытия ЗД1.
12. Плавно закрывая задвижку ЗД2, уменьшить расход через измерительную диафрагму на 2-5 л/мин.
13. Повторить пункты 10, 12 до полного закрытия ЗД2.
14. В случае необходимости удаления точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
15. Нажать кнопку «Вычислить коэффициент».
16. Сохранить данные и график.
17. При нажатии кнопки «Удалить все данные» все полученные данные будут удалены.

18. Выключить питание насоса и системы управления.
19. Проанализировать полученные данные. Сделать вывод по работе.

Контрольные вопросы

1. Что такое расход жидкости? Какие виды расходов Вы знаете?
2. Почему при движении жидкости в любом сечении потока объёмный расход остается постоянным, а при движении газа он изменяется?
3. Почему при движении жидкости в трубопроводе постоянного диаметра средняя скорость постоянна в любом сечении, а при движении газа она увеличивается в направлении движения?

Лабораторная работа № 1.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ КРУГЛЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Цель работы: опытным путем определить потери давления в круглых трубопроводах при различных режимах течения жидкости. Определить значение коэффициента гидравлического трения, построить напорные характеристики. Сравнить теоритические зависимости коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса, со значениями полученными экспериментально.

Теоретическая часть

Вязкость жидкости является причиной всех гидравлических потерь энергии (потерь напора), хотя они зависят и от формы, размеров и шероховатости канала, от скорости течения жидкости.

Потерю энергии потока жидкости на работу трения при тчении в трубах постоянного сечения с прямой осью называют путевыми потерями полного давления Δp_n (полного напора) Эти потери при гидравлических расчетах определяют по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_n = \lambda \frac{L \rho u^2}{d \cdot 2}, \quad (1.1)$$

где λ – коэффициент пропорциональности; L – длина трубопровода;
 d – диаметр трубопровода; ρ – плотность жидкости;
 u – среднерасходная скорость жидкости.

Коэффициент пропорциональности λ называется коэффициентом Дарси. Кроме этого он имеет еще несколько наименований: коэффициент гидравлического трения, коэффициент путевых потерь, коэффициент потерь по длине и коэффициент сопротивления трения.

Опытное определение коэффициента Дарси для различных труб при

различных режимах течения проводят в лабораторных условиях.

1. На испытуемой трубе выбирают два сечения 1 и 2, на расстоянии L друг от друга, в которых измеряют статическое давление.

2. Для этих двух сечений записывают уравнение Бернулли:

$$\rho g z_1 + p_1 + \alpha_1 \frac{\rho u_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \alpha_2 \frac{\rho u_2^2}{2} + \Delta p_{1-2}, \quad (1.2)$$

Выбирают плоскость сравнения 0–0. Для горизонтально расположенной трубы плоскость сравнения удобней проводить через ось трубы. Тогда $z_1 = z_2 = 0$.

Из уравнения (1.2) потери полного давления Δp_{1-2} (путевые потери) определяются как разность полных давлений на входе (сечение 1) и выходе (сечение 2) канала длиной L :

$$\Delta p_{1-2} = \left(p_1 + \alpha_1 \frac{\rho u_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \alpha_2 \frac{\rho u_2^2}{2} \right). \quad (1.3)$$

4. Так как диаметр участка d и плотность жидкости ρ не меняются на этой длине, то, согласно уравнению неразрывности, $u_1 = u_2$.

Подставляя граничные условия в уравнение Бернулли (1.3), увидим, что потери полного давления определяются как разность статических давлений между входом (сечение 1) и выходом (сечение 2) канала длиной L :

$$\Delta p_{1-2} = p_1 - p_2. \quad (1.4)$$

5. Скорость течения жидкости u в канале определяется по объемному расходу

$$u = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (1.5)$$

6. Динамическое давление определяется

$$p_d = \frac{\rho u^2}{2}. \quad (1.6)$$

7. В итоге коэффициент путевых потерь λ для выделенного участка находится как

$$\lambda = \frac{\Delta p_{1-2}}{p_d \cdot l / d}. \quad (1.7)$$

Теоретические значения коэффициента Дарси λ при проведении гидравлических расчетов находят в справочниках по гидравлическим сопротивлениям или вычисляют по известным полуэмпирическим зависимостям для соответствующего режима течения жидкости.

В гидромеханике рассматриваются два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. Критерием перехода от ламинарного режима движения к турбулентному является критическое число Рейнольдса. Его

для круглых труб можно вычислить по формуле:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu}, \quad (1.8)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости воды, m^2/c .

Примем, если число $Re < 2320$ – режим движения ламинарный, если $2320 \leq Re \leq 4000$ – переходная область; если $Re > 4000$ – режим движения турбулентный.

При ламинарном режиме при $Re < 2320$ коэффициент λ вычисляется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (1.9)$$

В области, переходной от ламинарного режима к турбулентному, т.е. при $2320 \leq Re \leq 4000$ коэффициент λ вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{Re^{0,625}}{4470}. \quad (1.10)$$

При турбулентном режиме движения жидкости на величину потерь влияет не только число Рейнольдса, но и шероховатость внутренней поверхности. Различают три области гидравлических сопротивлений, в которых λ вычисляется по разным формулам.

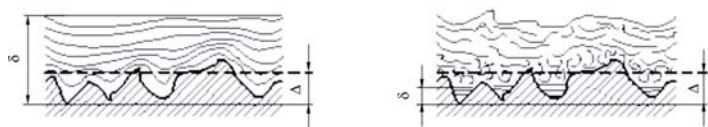


Рис. 1.16 Течение вблизи стенки

При умеренных числах Рейнольдса вблизи стенки трубы течение ламинарное (рис. 1.16). Этот ламинарный слой на стенке покрывает бугорки шероховатости,

поэтому гидравлические потери в этом случае обусловлены только внутренним трением в жидкости. Такое течение реализуется при $4000 \leq Re \leq 20d / \Delta$ (здесь Δ – коэффициент эквивалентной шероховатости, зависит от материала трубы) и называется областью гидравлически гладких труб. Коэффициент Дарси λ в этом случае вычисляется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (1.11)$$

С увеличением числа Рейнольдса ламинарный слой становится тоньше, высокие бугорки шероховатости выступают из нее и увеличивают сопротивление движению. В этом случае на гидравлические сопротивления будут влиять как внутреннее трение в жидкости, так и величина выступов шероховатости. Эта область существует при $20d / \Delta \leq Re \leq 500d / \Delta$. В этой области коэффициент сопротивления λ может быть подсчитан по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} . \quad (1.12)$$

Дальнейшее увеличение числа Рейнольдса приводит к нарушению ламинарного слоя и поэтому величина гидравлических потерь перестает зависеть от числа Рейнольдса и определяется только относительной шероховатостью трубы. Эта область существует при $Re > 500d / \Delta$ и называется квадратичной областью сопротивления. В этом случае коэффициент сопротивления Дарси λ может быть подсчитан по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} . \quad (1.13)$$

Исследование трубопровода TP1

Характеристики медного трубопровода TP1: внутренний диаметр $d_{TP1} = 4$ мм, длина исследуемого участка $L_{TP1} = 1500$ мм.

Экспериментальная часть

1. В пункте меню программы «Измерение потерь» выбрать подпункт «По длине (жидкость)», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.17).

2.

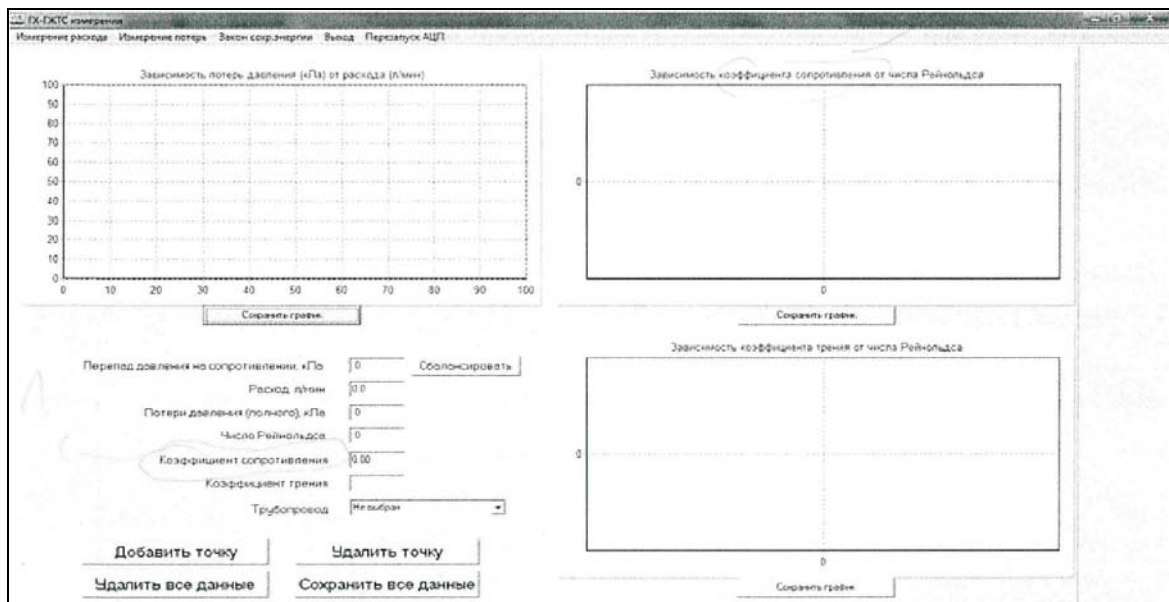


Рис. 1.17. Окно программы измерения потерь по длине трубопровода

3. В строке «Трубопровод» выбрать исследуемый трубопровод: внутренний диаметр $d = 4$ мм, длина $L = 1,5$ м.

4. Закрыть шаровые краны КШ2, КШ3, КШ4, КШ5.

5. Открыть краны КШ1 и КШ6.
6. Полностью закрыть задвижку ЗД1.
7. Полностью открыть задвижку ЗД2.
8. Включить питание системы управления.
9. Включить тумблер «Насос».
10. Закрыть кран КШ1.
11. В программе нажать кнопку «Сбалансировать», дождаться обнуления значения перепада давления на сопротивлении.
12. Открыть КШ1.
13. Нажать кнопку «Добавить точку».
14. Плавно открывая задвижку ЗД1, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
15. Нажать кнопку «Добавить точку».
16. Повторить пункты 13, 14 до величины расхода жидкости 10 л/мин.
17. При расходе меньше 10 л/мин закрыть кран КШ6.
18. Плавно закрывая задвижку ЗД2, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
19. Повторить пункты 14, 17 до полного закрытия ЗД2.
20. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
21. Сохранить полученные данные и графики.
22. Удалить все данные.

Исследование трубопровода ТР2

Характеристики медного трубопровода ТР2: внутренний диаметр $d_{ТР2} = 6.4$ мм, длина исследуемого участка $L_{ТР2} = 1500$ мм.

Экспериментальная часть

23. В строке «Трубопровод» выбрать исследуемый трубопровод: внутренний диаметр $d = 6,4$ мм, длина $L = 1,5$ м.
24. Закрыть шаровые краны КШ1, КШ2, КШ3, КШ4, КШ5.
25. В программе нажать кнопку «Сбалансировать».
26. Открыть краны КШ2 и КШ6.
27. Полностью закрыть задвижку ЗД1.
28. Полностью открыть задвижку ЗД2.
29. Нажать кнопку «Добавить точку».
30. Плавно открывая задвижку ЗД1, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.

31. Нажать кнопку «Добавить точку».
32. Повторить пункты 28, 29 до величины расхода жидкости 10 л/мин.
33. При расходе меньше 10 л/мин закрыть кран КШ6.
34. Плавно закрывая задвижку ЗД2, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
35. Повторить пункты 29, 32 до полного закрытия ЗД2.
36. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
37. Сохранить полученные данные и графики.
38. Удалить все данные.

Исследование трубопровода ТРЗ

Характеристики медного трубопровода ТРЗ: внутренний диаметр $d_{\text{ТРЗ}} = 8.4$ мм, длина исследуемого участка $L_{\text{ТРЗ}} = 1500$ мм.

Экспериментальная часть

39. В строке «Трубопровод» выбрать исследуемый трубопровод: внутренний диаметр $d = 8.4$ мм, длина $L = 1,5$ м.
40. Закрыть шаровые краны КШ1, КШ2, КШ3, КШ4, КШ5.
41. В программе нажать кнопку «Сбалансировать».
42. Открыть краны КШ3 и КШ6.
43. Полностью закрыть задвижку ЗД1.
44. Полностью открыть задвижку ЗД2.
45. Нажать кнопку «Добавить точку».
46. Плавно открывая задвижку ЗД1, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
47. Нажать кнопку «Добавить точку».
48. Повторить пункты 43, 44 до величины расхода жидкости 10 л/мин.
49. При расходе меньше 10 л/мин закрыть кран КШ6.
50. Плавно закрывая задвижку ЗД2, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
51. Повторить пункты 44, 47 до полного закрытия ЗД2.
52. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
53. Сохранить полученные данные и графики.
54. Удалить все данные.

Исследование трубопровода ТР4

Характеристики медного трубопровода ТР4: внутренний диаметр $d_{\text{ТР4}} = 16$ мм, длина исследуемого участка $L_{\text{ТР4}} = 1500$ мм.

Экспериментальная часть

55. В строке «Трубопровод» выбрать исследуемый трубопровод: внутренний диаметр $d = 16$ мм, длина $L = 1,5$ м.
56. Закрывать шаровые краны КШ1, КШ2, КШ3, КШ4, КШ5.
57. В программе нажать кнопку «Сбалансировать».
58. Открыть краны КШ4 и КШ6.
59. Полностью закрыть задвижку ЗД1.
60. Полностью открыть задвижку ЗД2.
61. Нажать кнопку «Добавить точку».
62. Плавно открывая задвижку ЗД1, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
63. Нажать кнопку «Добавить точку».
64. Повторить пункты 58, 59 до полного открытия ЗД.
65. Закрывать кран КШ6.
66. Плавно закрывая задвижку ЗД2, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
67. Повторить пункты 59, 62 до полного закрытия ЗД2.
68. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
69. Сохранить полученные данные и графики.
70. Удалить все данные.
71. Результаты расчетов заносятся в протокол испытаний и обработки результатов табл. 1.1.

Таблица 1.1

№ п.п	Параметры	Режимы							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	d , м								
2	L , м								
3	Δp_{1-2} , Па								
4	Q , м ³ /с								
5	u , м/с								
6	p_d , Па								

7	$v, \text{ м}^2/\text{с}$								
8	Re								
9	$\lg \text{Re}$								
10	$\lambda^{\text{эксп}}$								
11	$\lg(100 \cdot \lambda^{\text{эксп}})$								
12	$\lambda^{\text{теор}}$								

72. По формулам (1.1) – (1.13) проводится расчет.

73. Построение графиков производят в такой последовательности. Сначала строят графики теоретической зависимости коэффициента путевых потерь от числа Рейнольдса (скорости потока) $\lg(100 \cdot \lambda^{\text{теор}}) = f(\lg \text{Re})$ по формулам (1.9) – (1.13). Затем на график наносятся опытные точки $\lg(100 \cdot \lambda^{\text{эксп}})$ – значения коэффициентов путевых потерь, полученные по формуле (3.7).

74. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод по выполненной работе.

Контрольные вопросы:

1. При каком режиме движения жидкости абсолютная шероховатость не оказывает влияния на сопротивление по длине? В каком случае это влияние определяющее?
2. Какое влияние оказывает увеличение температуры на величину коэффициента трения в области абсолютно шероховатых труб? В области гидравлически гладких труб? При ламинарном режиме?
3. Чему равен коэффициент трения при движении в области гидравлически гладких труб, если $\text{Re}=10000$? Как изменится величина коэффициента трения при увеличении абсолютной шероховатости внутренней поверхности трубы? (режим - ламинарный).
4. Зависят ли потери на трение от вязкости при движении в области абсолютно шероховатых труб? В области гидравлически гладких труб? При ламинарном режиме?
5. От каких параметров зависит коэффициент гидравлического трения в области шероховатых труб?
6. Как изменится толщина ламинарного слоя при увеличении скорости движения жидкости? Вязкости? Диаметра трубопровода?
7. Во сколько раз уменьшатся потери давления по длине трубопровода при уменьшении скорости движения жидкости в 2 раза и движении в области квадратичных сопротивлений?
8. Почему с увеличением расхода жидкости любая гидравлически гладкая труба становится гидравлически шероховатой? Почему с уменьшением расхода жидкости любая гидравлически шероховатая труба становится

гидравлически гладкой?

9. Почему при ламинарном режиме потери напора на трение по длине пропорциональны скорости в первой степени?

10. Почему при развитом турбулентном режиме ($Re > 10^5$) потери напора на трение по длине пропорциональны скорости во второй степени?

Лабораторная работа №1.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МЕСТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В ВИДЕ ПЛАВНОГО СУЖЕНИЯ ПОТОКА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Цель работы: экспериментальное исследование потерь давления (напора) при течении жидкости через местное сопротивление в виде плавного сужения; определение коэффициента гидравлического сопротивления; построение графика зависимости потери давления от расхода жидкости и графика зависимости коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса.

Теоретическая часть

Потери давления (напора), затраченного на преодоление какого-либо местного сопротивления, принято оценивать в долях динамического давления, соответствующего скорости за рассматриваемым местным сопротивлением, т. е. определять их по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \xi \frac{\rho u^2}{2}, \quad (1.14)$$

где ξ – называется коэффициентом местного сопротивления (КМС).

Когда в местном сопротивлении, как при внезапном расширении, площади поперечных сечений входа в местное сопротивление и выхода из него неодинаковы, потери полного давления Δp_{1-2} на нем в соответствии с уравнением Бернулли равны разности статических и динамических давлений в сечениях 1 и 2:

$$\Delta p_{1-2} = p_1 - p_2 + \rho \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (1.15)$$

Чтобы определить динамические давления, поступают следующим образом. По измеренному объемному расходу Q определяют скорость на входе во внезапное расширение u_1 :

$$u_1 = \frac{Q}{S_1}. \quad (1.16)$$

Обычно принято при расчетах гидравлических систем скорость жидкости в местном сопротивлении определять по площади поперечного сечения основного канала (трубопровода), при заданном объемном расходе.

Затем, используя свойство уравнения неразрывности в виде:

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{S_2}{S_1} \quad (1.17)$$

заменяют отношение скоростей отношением площадей выбранных сечений внезапного расширения. Тогда потери полного давления при внезапном расширении Δp_{1-2} определяются как:

$$\Delta p_{1-2} = p_1 - p_2 + \frac{\rho Q^2}{2S_1^2} \cdot \left(1 - \frac{S_1^2}{S_2^2}\right) \quad (1.18)$$

Коэффициент местного сопротивления для случая внезапного расширения $\xi_{вр}$ находится, используя формулу Вейсбаха, как:

$$\xi_{вр} = \frac{p_1 - p_2}{\rho Q^2 / (2S_1^2)} + \left(1 - \frac{S_1^2}{S_2^2}\right) \quad (1.19)$$

Теоретические значения КМС при внезапном расширении находят в справочниках по гидравлическим сопротивлениям или вычисляют по известной полуэмпирической формуле:

$$\xi_{вр} = (1 - S_1 / S_2)^2. \quad (1.20)$$

Экспериментальная часть

1. В пункте меню программы «Измерение потерь» выбрать подпункт «Сужение (жидкость)», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.18).

2. Закрыть шаровые краны КШ1, КШ2, КШ3, КШ4.

3. Открыть краны КШ5 и КШ6.

4. Полностью закрыть задвижку ЗД1.

5. Полностью открыть задвижку ЗД2.

6. Включить питание системы управления.

7. Включить тумблер «Насос».

8. Закрыть КШ5.

9. Нажать кнопку «Сбалансировать», дождаться обнуления значения перепада давления на сопротивлении.

10. Открыть КШ5.

11. Нажать кнопку «Добавить точку». При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».

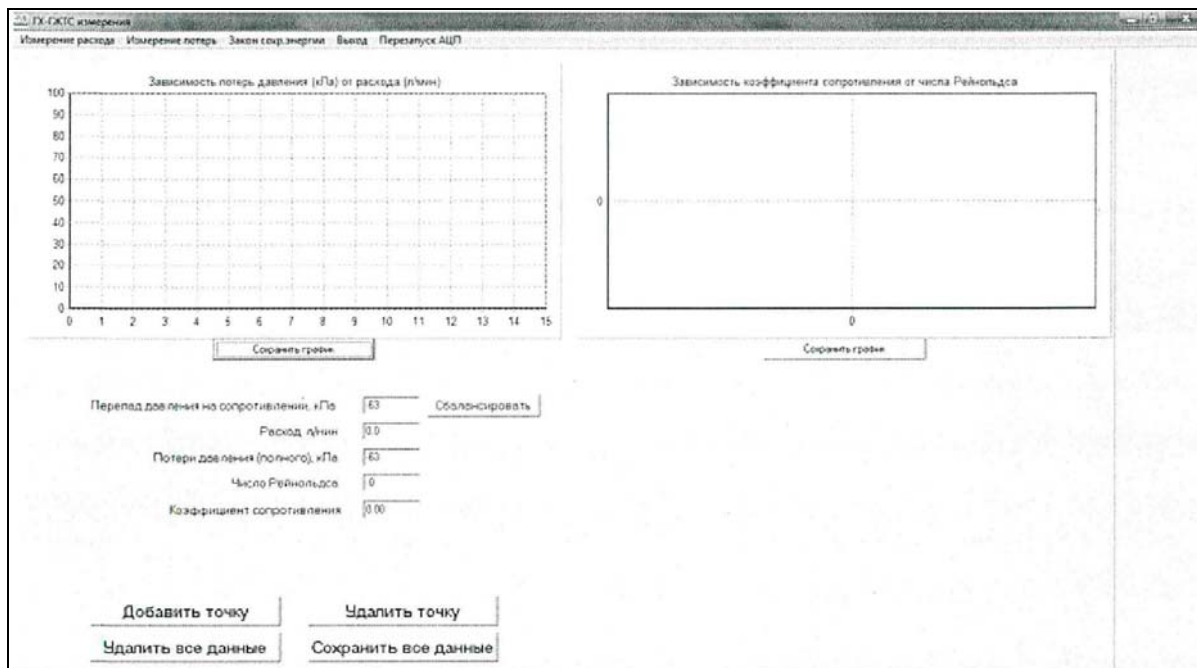


Рис. 1.18. Окно программы измерения потерь на плавном сужении

12. Плавно открывая задвижку ЗД1, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.

13. Нажать кнопку «Добавить точку».

14. Повторить пункты 12, 13 до величины расхода жидкости 10 л/мин.

15. При расходе меньше 10 л/мин закрыть кран КШ6.

16. Плавно закрывая задвижку ЗД2, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.

17. Повторить пункты 13, 16 до полного закрытия ЗД2.

18. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».

19. Сохранить полученные данные и графики. Нажать кнопку «Удалить все данные».

20. Выключить насос.

21. Выключить питание системы управления.

22. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод по выполненной работе.

23. Результаты расчетов заносятся в протокол испытаний и обработки результатов табл. 1.2.

Диаметры труб $d_1 = 4$ мм и $d_2 = 8,4$ мм, соответственно.

Таблица 1.2

№ п.п	Параметры	Режимы							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	$S_1, \text{ м}^2$								
2	$S_2, \text{ м}^2$								
3	$\Delta p_{1-2}, \text{ Па}$								
4	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$								
5	$u_1, \text{ м/с}$								
6	$v, \text{ м}^2/\text{с}$								
7	Re								
8	$\xi_{\text{вр}}^{\text{эксп}}$								
9	$\xi_{\text{вр}}^{\text{теор}}$								

24. По формулам (1.14) – (1.20) провести расчет.

25. Построить графики экспериментальной зависимости $\Delta p = f(Q)$ и $\xi = f(\text{Re})$.

26. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод по выполненной работе.

Контрольные вопросы:

1. Что называется напором? В каких единицах измерения он выражается?
2. Запишите уравнение Бернулли для идеальной жидкости.
3. Запишите уравнение Бернулли для реальной жидкости.
4. Какова энергетическая интерпретация уравнения Бернулли?
5. Какова геометрическая интерпретация уравнения Бернулли?
6. Какие Вы знаете виды местных сопротивлений?
7. Каков признак местного сопротивления?
8. Как выразить местные потери напора через эквивалентную длину прямого участка трубопровода?

Лабораторная работа № 1.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МЕСТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В ВИДЕ РЕЗКОГО РАСШИРЕНИЯ ПОТОКА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Цель работы: экспериментальное исследование потерь давления (напора) при течении жидкости через местное сопротивление в виде резкого расширения; определение коэффициента гидравлического

сопротивления; построение графика зависимости потери давления от расхода жидкости графика зависимости коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса.

Теоретическая часть

Потери напора (давления), затраченного на плавное сужение определяют их по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \xi \frac{\rho u^2}{2}, \quad (1.21)$$

где ξ – называется коэффициентом местного сопротивления (КМС).

Так как при плавном сужении площади поперечных сечений входа и выхода неодинаковы, потери полного давления Δp_{1-2} на нем в соответствии с уравнением Бернулли равны разности статических и динамических давлений в сечениях 1 и 2:

$$\Delta p_{1-2} = p_1 - p_2 + \rho \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (1.22)$$

Используя уравнение неразрывности в виде:

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (1.23)$$

заменяют скорости отношением площадей выбранных сечений плавного сужения.

Для случая внезапного сужения трубопровода, потери полного давления Δp_{1-2} определяются в соответствии уравнением Бернулли по скорости жидкости в трубопроводе малого диаметра (см. лаб. раб. №4). Тогда потери полного давления при плавном сужении определяются как:

$$\Delta p_{1-2} = (p_1 - p_2) + \frac{\rho Q^2}{2S_2^2} \cdot \left(\frac{S_2^2}{S_1^2} - 1 \right). \quad (1.24)$$

Коэффициент местного сопротивления для случая плавного сужения $\xi_{\text{вс}}$ находится, используя формулу Вейсбаха, как:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho Q^2 / (2S_2^2)} + \left(\frac{S_2^2}{S_1^2} - 1 \right) \quad (1.25)$$

Теоретические значения КМС при плавном сужении находят в справочниках по гидравлическим сопротивлениям.

Экспериментальная часть

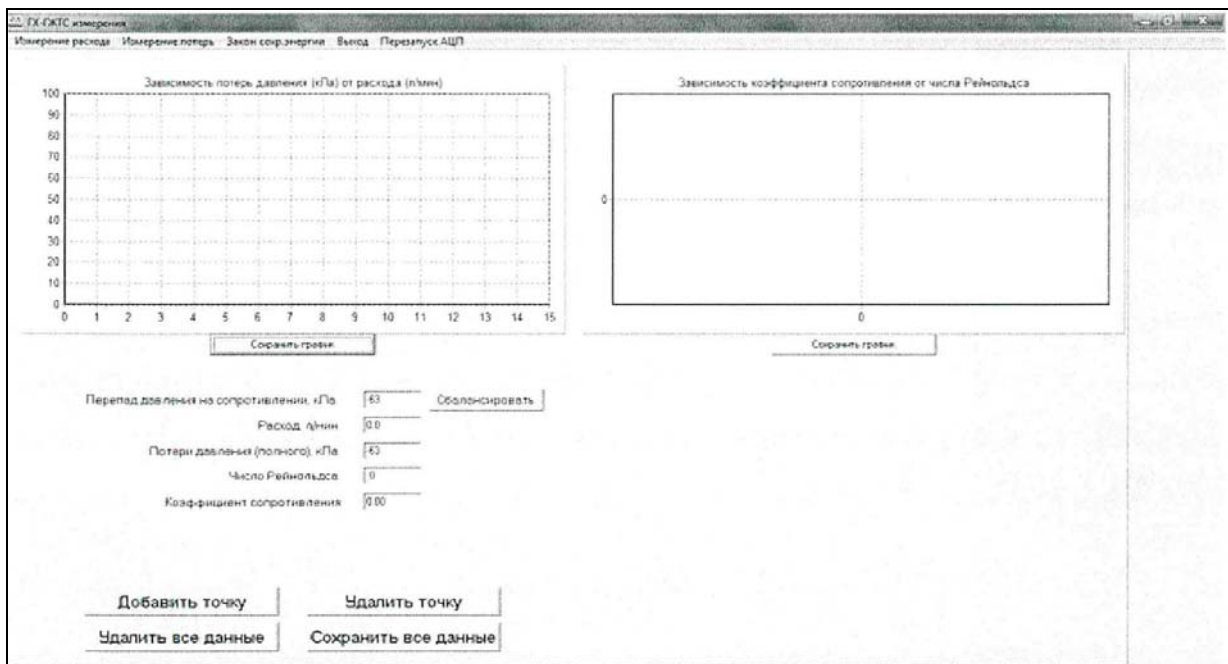


Рис. 1.19. Окно программы измерения потерь на внезапном расширении

1. В пункте меню программы «Измерение потерь» выбрать подпункт «Расширение (жидкость)», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.19).
2. Закрыть шаровые краны КПП, КШ2, КШ3, КШ4.
3. Открыть кран КШ5 и КШ6.
4. Полностью закрыть задвижку ЗД1.
5. Полностью открыть задвижку ЗД2.
6. Включить питание системы управления.
7. Включить тумблер «Насос».
8. Закрыть КШ5.
9. Нажать кнопку «Сбалансировать», дождаться обнуления значения перепада давления на сопротивлении.
10. Открыть КШ5.
11. Нажать кнопку «Добавить точку». При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
12. Плавно открывая задвижку ЗД1, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.
13. Нажать кнопку «Добавить точку».
14. Повторить пункты 12, 13 до величины расхода жидкости 10 л/мин.
15. При расходе меньше 10 л/мин закрыть кран КШ6.

16. Плавнo закрывая задвижку ЗД2, уменьшить величину расхода жидкости через исследуемый трубопровод на 2-4 л/мин. Величина расхода отображается в окне программы.

17. Повторить пункты 13, 16 до полного закрытия ЗД2.

18. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».

19. Сохранить полученные данные и графики. Нажать кнопку «Удалить все данные».

20. Выключить насос.

21. Выключить питание системы управления.

22. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод по выполненной работе.

23. Результаты расчетов заносятся в протокол испытаний и обработки результатов табл. 1.3.

Таблица 1.3

№ п.п	Параметры	Режимы							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	S_1 , м								
2	S_2 , м								
3	Δp_{1-2} , Па								
4	Q , м ³ /с								
5	u_1 , м/с								
6	v , м ² /с								
7	Re								
8	$\xi_{\text{вс}}^{\text{эксп}}$								

24. По формулам (5.1) – (5.5) провести расчет.

25. Построить графики экспериментальной зависимости $\Delta p = f(Q)$ и $\xi = f(\text{Re})$.

26. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод по выполненной работе.

Контрольные вопросы:

1. Во сколько раз изменится коэффициент местного сопротивления внезапного расширения, если диаметр выходного сечения увеличить в 2 раза?

2. Как изменятся потери напора при внезапном расширении, если диаметр начального (малого) сечения уменьшить в 2 раза? Если расход жидкости увеличить в 2 раза?

Лабораторная работа №1.6

ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ. ДИАГРАММА ДАВЛЕНИЙ

Цель работы: изучение закономерностей течения жидкости в сложном трубопроводе при последовательном соединении участков разного диаметра. Построение графиков давлений для сложного трубопровода.

Экспериментальная часть

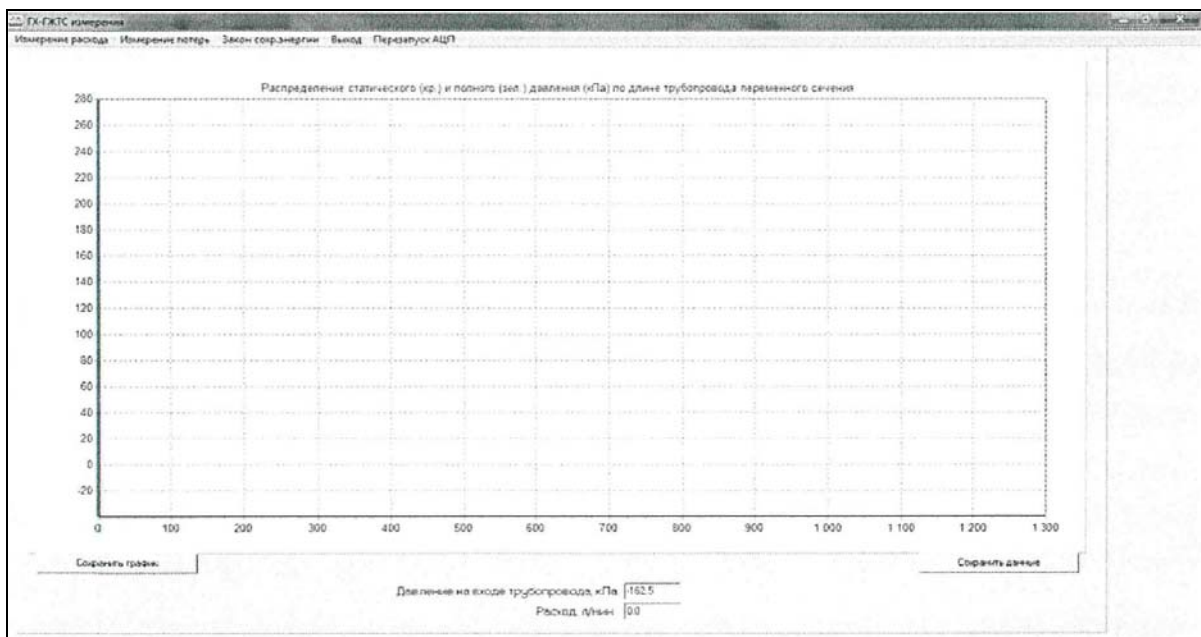


Рис. 1.20. Окно программы для исследования закона сохранения энергии

1. В пункте меню программы «Закон сохранения энергии» выбрать подпункт «Жидкость», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.20).
2. Закрывать шаровые краны КШ1, КШ2, КШ3, КШ4.
3. Полностью открыть задвижку ЗД1.
4. Полностью открыть задвижку ЗД2.
5. Открыть кран КШ5 и КШ6.
6. Включить насосную станцию.
7. Постепенно закрывая задвижку ЗД1, изменять величину расхода жидкости через трубопровод ТР5. При этом в программе будет отображаться график изменения статического и полного давления по длине сложного трубопровода.
8. Для того чтобы сохранить данные и график, нажать соответствующие кнопки в окне программы.

9. Выключить насос.
10. Выключить питание системы управления.
11. Выбрать график для определенного расхода жидкости.
12. По полученным коэффициентам сопротивления в лабораторных работах 3, 4, 5 для выбранного расхода построить графики давлений. Диаметры используемых трубопроводов: малого диаметра 4 мм $L = 300$ мм, два трубопровода большого диаметра 8.4 мм $L = 300$ мм.
13. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод по выполненной работе.

Контрольные вопросы:

1. Что отражает диаграмма Бернулли?
2. Принцип построения диаграммы Бернулли. Отличия для реальной и идеальной жидкости.
3. Как запишется уравнение Бернулли, если на рассматриваемом участке трубопровода между сечениями установлен насос?

Лабораторная работа №1.7

ПОЛУЧЕНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ОТ ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДА ПРИ ФИКСИРОВАННЫХ ЗНАЧЕНИЯХ РАСХОДОВ

Цель работы: определить зависимость потерь давления на трубопроводе от его диаметра при фиксированных значениях расходов через трубопровод.

Данная лабораторная работа выполняется на основании результатов, полученных в ходе выполнения лабораторной работы №1.3.

Расчетная часть

Потери давления в прямолинейном трубопроводе зависят от расхода жидкости и геометрических параметров канала: $\Delta p_{\text{ТР}} = f(Q, d)$.

1. По графикам зависимости потерь давления от расхода, полученным в лабораторной работе №1.3, определить значение перепада давления $\Delta p_{\text{ТР}}$ для каждого исследуемого трубопровода ТР1, ТР2, ТР3 и ТР4 при фиксированном значении расхода Q . Полученные данные записать в табл. 1.4.

2. Зная внутренний диаметр трубопроводов, построить характеристики в координатах потери давления - диаметр труб при фиксированных значениях расхода.

3. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод.

Таблица 1.4

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q, л/мин									
ΔP_{TR1} , кПа									
ΔP_{TR2} , кПа									
ΔP_{TR3} , кПа									
ΔP_{TR4} , кПа									

Лабораторная работа №1.8

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДА ПРИ ТЕЧЕНИИ ПО НЕМУ ВОЗДУХА: ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ, КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ И ТРЕНИЯ

Цель работы: опытным путем определить потери давления в круглых трубопроводах при течении воздуха. Определить значения коэффициентов сопротивления и гидравлического трения. Построить напорные характеристики.

Как и в гидравлике, расчет течения газа в трубопроводах сводится к определению потерь по длине трубы. По сравнению с течением несжимаемой жидкости течение газа – более сложное явление, связанное, прежде всего, с изменением плотности газа вдоль трубопровода и, следовательно, с изменением скорости и режима течения. На практике используют приближенные методы расчета, основанные на допущениях, правомерность которых проверена опытным путем.

Теоретическая часть

Для промышленных пневмосистем, работающих при давлении до 10 МПа, воздух можно рассматривать как идеальный газ и при расчетах использовать уравнение Клайперона – Менделеева $p = \rho RT$. Из этого уравнения выводятся уравнения состояния газа при различных термодинамических процессах. Так, для изотермического процесса $T = const$ уравнение состояния имеет вид:

$$\frac{p}{\rho} = const ; \quad (1.26)$$

для изобарического процесса $p = const$

$$\rho T = const ; \quad (1.27)$$

для изохорного процесса $\frac{1}{\rho} = v = const$

$$\frac{P}{T} = const. \quad (1.28)$$

В пневмосистемах возможны различные условия теплообмена между газом и окружающей средой. При малых скоростях течения газа в трубе с хорошим теплообменом с окружающей средой процесс течения можно рассматривать как изотермический. Если же теплообменом с окружающей средой можно пренебречь, то такой процесс называется адиабатическим и описывается уравнением адиабаты:

$$\frac{P}{\rho^k} = const, \quad (1.29)$$

где k – показатель адиабаты, равный отношению удельных теплоемкостей газа

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.30)$$

Для воздуха можно полагать $k=1,4$.

Процесс течения газа в длинных нетеплоизолированных трубопроводах является изотермическим. Поскольку температура газа вдоль трубы остается постоянной, то постоянной будет вязкость газа, а, следовательно, и число Рейнольдса. Поэтому потери давления могут быть определены по формуле Дарси:

$$\Delta p_l = p_1 - p_2 = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_{cp} u^2}{2}. \quad (1.31)$$

В эту формулу, в отличие от течения несжимаемой жидкости, подставляется среднее значение плотности $\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$, где ρ_1 и ρ_2 – соответственно плотность газа в начале и конце трубы. Для круглой трубы среднерасходная скорость может быть вычислена по формуле для массового расхода:

$$u = \frac{4G}{\pi d^2 \rho_{cp}}. \quad (1.32)$$

Опыт показывает, что течение воздуха в трубопроводах носит обычно турбулентный характер и число Рейнольдса лежит в пределах от 2300 до 10^8 . Поэтому величину коэффициента путевых потерь определяют, как и в гидравлике, по формуле

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (1.33)$$

где Δ – абсолютная шероховатость омываемой поверхности, а число Рейнольдса

$$Re = \frac{4G}{\nu \rho_{cp} \pi d^2} \cdot \quad (1.34)$$

Если течение газа по трубопроводу происходит под действием малого перепада давлений, когда $0,9 \leq \frac{p_2}{p_1} < 1$, то массовый расход для приближенного расчета можно определять по формуле

$$G = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2p_1}{RT_1} (p_1 - p_2)} \quad (1.35)$$

Исследование трубопровода ТР6

Экспериментальная часть

1. В пункте меню программы «Измерение потерь» выбрать подпункт «По длине (газ)», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.21).

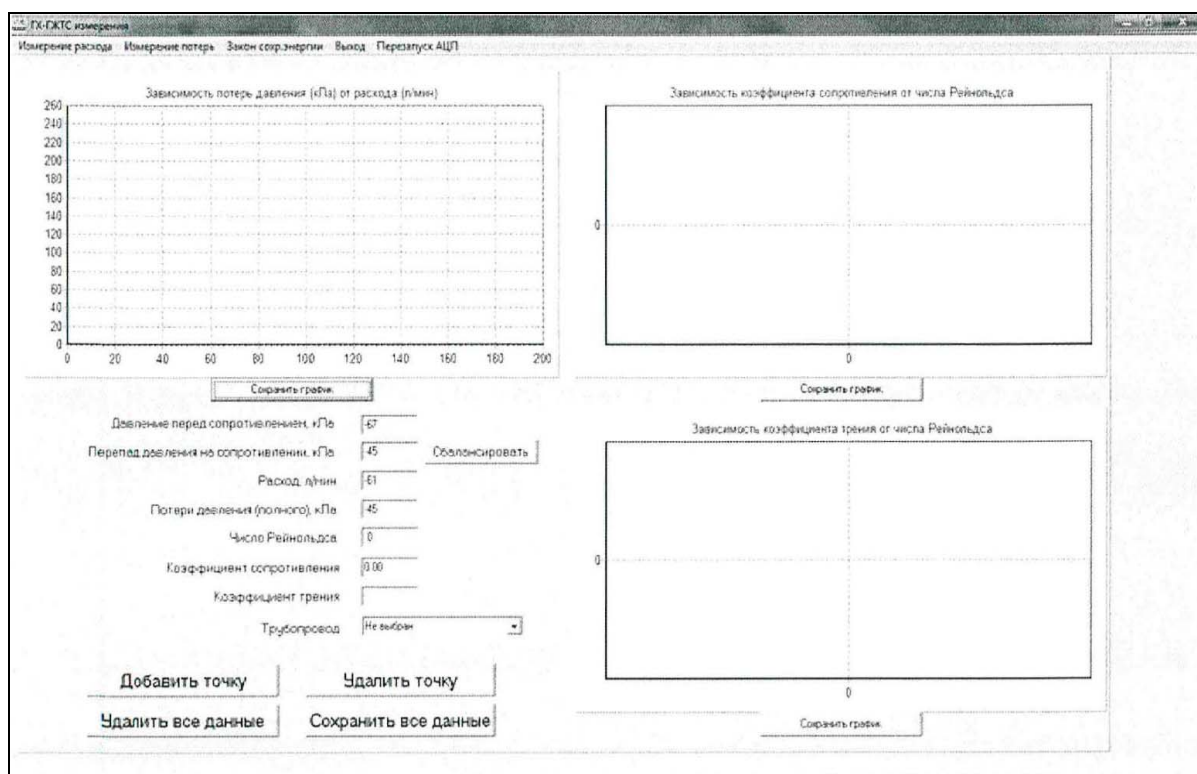


Рис. 1.21. Окно программы измерения потерь по длине трубопровода

2. В строке «Трубопровод» выбрать исследуемый трубопровод ТР6: медь, внутренний диаметр $d = 4$ мм, длина $L = 8$ м.

3. Закрывать краны КШ10, КШ11 и КПП 5.
4. Закрывать дроссель ДР1.
5. Открывать шаровые краны КШ9 и КШ12.
6. Полностью закрыть дроссель ДР2.
7. Выкрутить рукоятку редукционного клапана КР до упора в направлении стрелки со знаком «←».
8. Включить питание системы управления.
9. Включить компрессор.
10. Дождаться повышения давления в ресивере до автоматического отключения компрессора.

Дождаться остывания сжатого воздуха в ресивере, при этом давление понизится. Контроль давления по датчику ДД20 «Давление в ресивере, МПа».

11. В случае если перепад давления на сопротивлении отличен от нуля, нажать кнопку «Сбалансировать».
12. Редукционным клапаном установить давление перед сопротивлением равным 160 ± 2 кПа.
13. Постепенно открывая ДР2, добиться начала истечения газа через расходомер РМЗ.
14. Скорректировать величину давления перед сопротивлением до ранее установленного (см. пункт 13).
15. Нажать кнопку «Добавить точку».
16. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
17. Дросселем ДР2 увеличить расход газа на 2-4 л/мин.
18. Скорректировать величину давления перед сопротивлением до ранее установленной (см. пункт 13).
19. Нажать кнопку «Добавить точку».
20. Повторить пункты 18-20 до невозможности поддержания постоянного расхода или полного открытия ДР2.
21. Сохранить все данные и графики, нажав соответствующие кнопки в окне программы.
22. Удалить все данные.

Исследование трубопровода ТР7

Экспериментальная часть

23. В строке «Трубопровод» выбрать исследуемый трубопровод ТР7: пластик, внутренний диаметр $d = 4$ мм, длина $L = 8$ м.
24. Выкрутить рукоятку редукционного клапана КР до упора в направлении стрелки со знаком «←».
25. Полностью закрыть дроссель ДР2.

26. Закрыть краны КШ9, КШ11.
27. Открыть шаровые краны КШ 10 и КШ 13.
28. Дождаться повышения давления в ресивере до автоматического отключения компрессора.
29. Дождаться остывания сжатого воздуха в ресивере, при этом давление понизится. Контроль давления по датчику ДД20 «Давление в ресивере, МПа».
30. В случае если перепад давления на сопротивлении отличен от нуля, нажать кнопку «Сбалансировать».
31. Редукционным клапаном установить давление перед сопротивлением равным 160 ± 2 кПа.
32. Постепенно открывая ДР2, добиться начала истечения газа через расходомер РМЗ.
33. Скорректировать величину давления перед сопротивлением до ранее установленной (см. пункт 32).
34. Нажать кнопку «Добавить точку».
35. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».
36. Дросселем ДР2 увеличить расход газа на 2-4 л/мин.
37. Скорректировать величину давления перед сопротивлением до ранее установленной (см. пункт 32).
38. Нажать кнопку «Добавить точку».
39. Повторить пункты 37-39 до невозможности поддержания постоянного расхода или полного открытия ДР2.
40. Сохранить все данные и графики, нажав соответствующие кнопки в окне программы.
41. Удалить все данные.

Исследование трубопровода ТР8

Экспериментальная часть

42. В строке «Трубопровод» выбрать исследуемый трубопровод ТР8: пластик, внутренний диаметр $d = 2,5$ мм, длина $L = 5,26$ м.
43. Выкрутить рукоятку редукционного клапана КР до упора в направлении стрелки со знаком «←».
44. Полностью закрыть дроссель ДР2.
45. Закрыть краны КШ9, КШ10.
46. Открыть шаровые краны КПП 1 и КПП4.
47. Дождаться повышения давления в ресивере до автоматического отключения компрессора.
48. Дождаться остывания сжатого воздуха в ресивере, при этом давление понизится. Контроль давления по датчику ДД20 «Давление в

ресивере, МПа».

49. В случае если перепад давления на сопротивлении отличен от нуля, нажать кнопку «Сбалансировать».

50. Редукционным клапаном установить давление перед сопротивлением равным 160 ± 2 кПа.

51. Постепенно открывая ДР2, добиться начала истечения газа через расходомер РМЗ.

52. Скорректировать величину давления перед сопротивлением до ранее установленной (см. пункт 51).

53. Нажать кнопку «Добавить точку».

54. При необходимости удаления последней добавленной точки на графике нажать кнопку «Удалить точку».

55. Дросселем ДР2 увеличить расход газа на 2-4 л/мин.

56. Скорректировать величину давления перед сопротивлением до ранее установленной (см. пункт 51).

57. Нажать кнопку «Добавить точку».

58. Повторить пункты 56-58 до невозможности поддержания постоянного расхода или полного открытия ДР2.

59. Сохранить все данные и графики, нажав соответствующие кнопки в окне программы.

60. Удалить все данные.

61. Выключить питание компрессора и системы управления.

ВЫКЛЮЧЕНИЕ ТУМБЛЕРА «Компрессор» ПРИ РАБОТЕ КОМПРЕССОРА ЗАПРЕЩЕНО! Компрессор автоматически включается при падении давления в ресивере до 2 бар при включенном тумблере «Компрессор».

Примечание: при длительном перерыве между лабораторными работами с использованием воздуха рекомендуется сбросить давление воздуха в ресивере, для этого нужно частично открыть кран ВН11 (примерно на треть), после окончания истечения воздуха из ресивера закрыть кран ВН11.

Таблица 1.5

№ п.п	Параметры	Режимы							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	d , м								
2	L , м								
3	Δp_{1-2} , Па								
4	G , кг/с								
5	u , м/с								
6	$p_{д2}$, Па								
7	v , м ² /с								
8	Re								
9	$\lambda^{эксп}$								
10	$\lambda^{теор}$								

62. По формулам (1.26) – (1.35) проводится расчет.

63. Построение графиков производят в такой последовательности. Сначала строят графики теоретической зависимости коэффициента путевых потерь от числа Рейнольдса (скорости потока) $\lambda_{\text{теор}} = f(\text{Re})$ по формулам (1.9) – (1.13). Затем на график наносятся опытные точки $\lambda_{\text{эксп}}$ – значения коэффициентов путевых потерь, полученные по формуле (1.7).

64. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод по выполненной работе.

Лабораторная работа № 1.9

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ НА МЕСТНОМ СОПРОТИВЛЕНИИ – РЕГУЛИРУЕМОМ ДРОССЕЛЕ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ РАСХОДА ЧЕРЕЗ ДРОССЕЛЬ ОТ КОЛИЧЕСТВА ОБОРОТОВ ВИНТА ПРИ ПОСТОЯННОМ ПЕРЕПАДЕ ДАВЛЕНИЯ

Цель работы: экспериментальное определение потерь давления на участке трубопровода с местным сопротивлением в виде регулируемого дросселя. Определение зависимости расхода воздуха через дроссель от количества оборотов регулирующего винта при постоянном перепаде давления.

В качестве исследуемого дросселя будем использовать дроссель ДР1.

Экспериментальная часть

Исследование потерь давления на регулируемом дросселе

1. В пункте меню программы «Измерение потерь» выбрать подпункт «Дроссель (газ)», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.22).
2. Закрывать краны КШ9, КШ10, КШ11 и КШ15.
3. Полностью открыть дроссель ДР1.
4. Закрывать ДР2.
5. Повернуть регулировочный винт дросселя ДР1 на 2-3 оборота в сторону закрытия.
6. Выкрутить рукоятку редукционного клапана КР до упора по направлению стрелки со знаком «←».
7. Включить питание системы управления.
8. Включить компрессор.
9. Дождаться повышения давления в ресивере до автоматического отключения компрессора.
10. Дождаться остывания сжатого воздуха в ресивере, при этом давление понизится. Контроль давления по датчику ДД20 «Давление в ресивере, МПа».

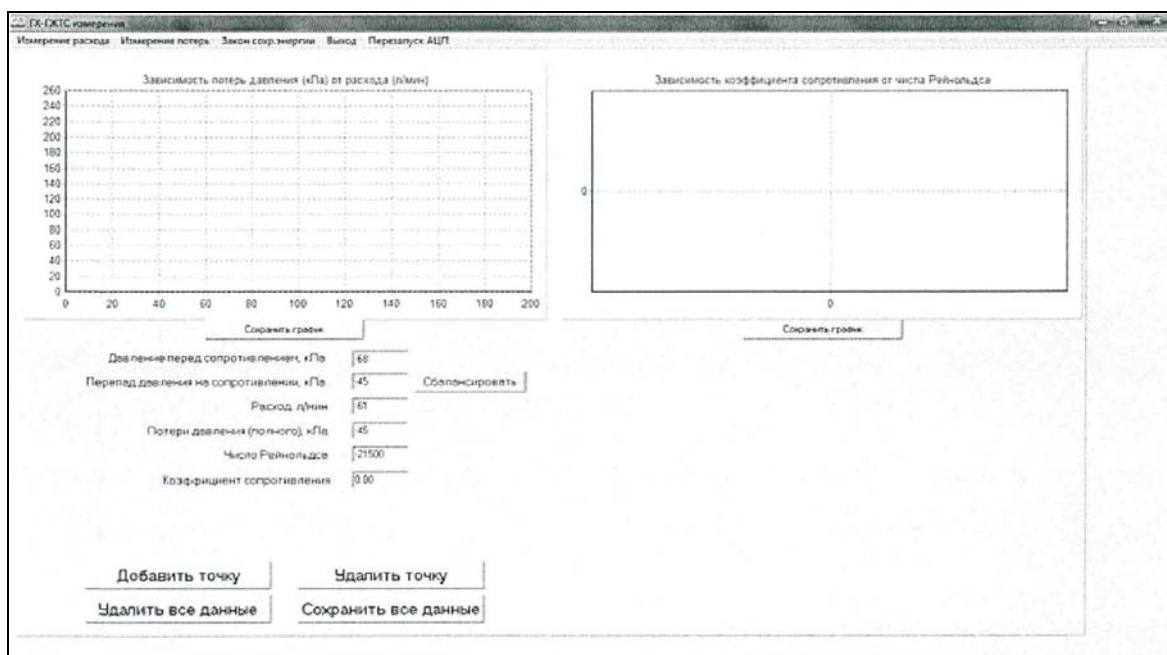


Рис. 1.22. Окно программы измерения потерь на регулируемом дросселе

11. Плавно вращая рукоятку клапана КР в направлении стрелки со знаком «+», настроить давление перед сопротивлением равным 60 ± 1 кПа (отображается в окне программы).
12. Постепенно открыть ДР2 до появления расхода воздуха через расходомер РМЗ.
13. Скорректировать клапаном КР давление перед сопротивлением в соответствии со значением, установленным в пункте 11.
14. Добавить точку на графике (кнопка «Добавить точку»).
15. Дросселем ДР2 увеличить расход на 2-4 л/мин.
16. Скорректировать клапаном КР давление перед сопротивлением в соответствии со значением установленным в пункте 11.
17. Нажать кнопку «Добавить точку».
18. Повторить пункты 15-17 до невозможности изменения расхода.
19. Выкрутить рукоятку редукционного клапана КР до упора по направлению стрелки со знаком «-».
20. Полностью закрыть дроссель ДР2.
21. Сохранить все полученные данные и графики.
22. Удалить данные, нажав кнопку «Удалить все данные» в окне программы.
23. Повернуть регулировочный винт дросселя ДР1 на 2-3 оборота в сторону закрытия.
24. Повторить пункты 11-22.
25. Повторить действия по пунктам 23 и 24 для прочих значений перекрытия проходного сечения дросселя ДР1.

Определение зависимости расхода через дроссель от количества оборотов винта при постоянном перепаде давления

26. Выкрутить рукоятку редукционного клапана КР до упора по направлению стрелки со знаком «←».
27. Закрывать ДР1.
28. Полностью открыть дроссель ДР2.
29. Повернуть регулировочный винт дросселя ДР1 на 2-3 оборота в сторону открытия. Данное положение винта считать начальным.
30. Плавно вращая рукоятку клапана КР в направлении стрелки со знаком «+», настроить перепад давления на сопротивлении равным 60 ± 1 кПа (отображается в окне программы).
31. Нажать кнопку «Добавить точку».
32. Записать в таблицу 1.6 значение расхода Q и количество оборотов n винта дросселя.
33. Открыть дроссель ДР1 на 1 оборот от начального положения регулировочного винта.
34. Скорректировать клапаном КР перепад давления на сопротивлении в соответствии со значением установленным в пункте 30.
35. Нажать кнопку «Добавить точку».
36. Записать в таблицу 2.9.1 значение расхода Q и количество оборотов n винта дросселя.
37. Открыть дроссель ДР1 на 1 оборот от последнего установленного положения винта.
38. Скорректировать клапаном КР перепад давления на сопротивлении в соответствии со значением установленным в пункте 30.
39. Нажать кнопку «Добавить точку».
40. Записать в табл. 2.9.1 значение расхода Q и количество оборотов n винта дросселя.
41. Повторить п.п. 37-40 до невозможности изменения расхода воздуха.
42. Сохранить все полученные данные и графики.
43. Удалить данные, нажав кнопку «Удалить все данные» в окне программы.
44. Выключить компрессор.
45. Выключить питание системы управления.
46. По результатам измерений (см. табл. 1.6) построить характеристику зависимости расхода через дроссель от количества оборотов винта при постоянном перепаде давления.
47. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод.

Таблица 1.6

Число оборотов винта дросселя							
Расход Q , л/мин							
Число оборотов винта дросселя							
Расход Q , л/мин							

Лабораторная работа № 1.10

ИЗУЧЕНИЕ ЗАКОНА СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ ПРИ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУХА ПО ТРУБОПРОВОДУ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

Цель работы: изучение закона сохранения энергии при течении воздуха по трубопроводу; изучение уравнения Бернулли; построение напорной и пьезометрической линий при течении воздуха по трубопроводу переменного сечения; определение коэффициентов сопротивления участков трубопровода.

Экспериментальная часть

1. В пункте меню программы «Закон сохранения энергии» выбрать подпункт «Газ», при этом на экране отобразится рабочее окно (рис. 1.23).

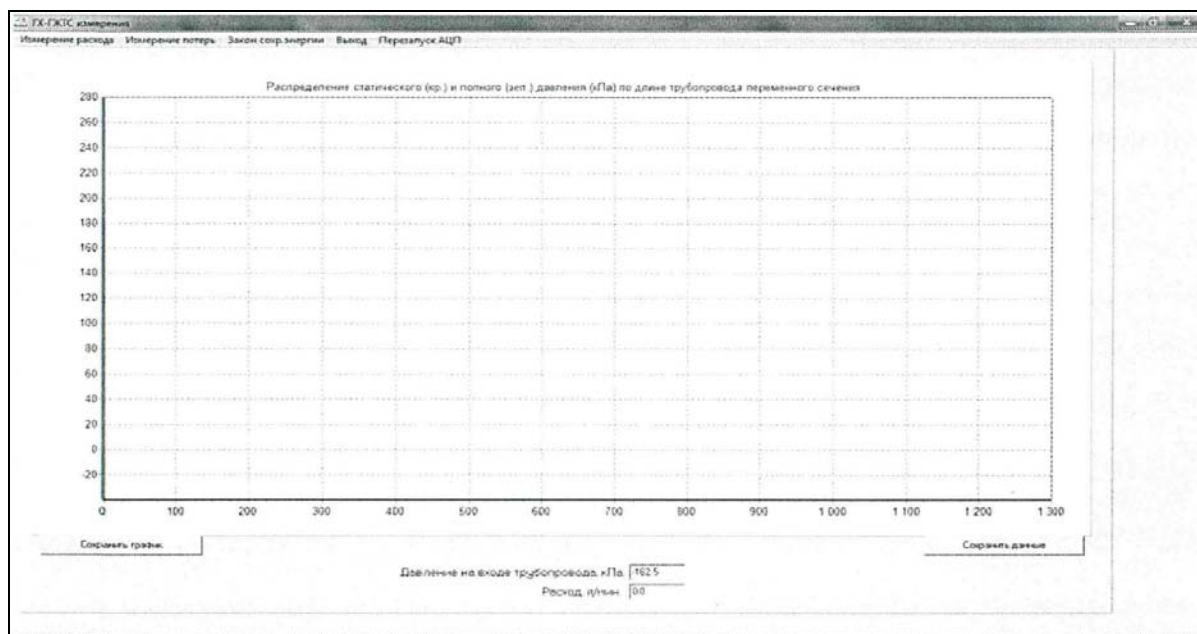


Рис. 1.23. Окно программы для исследования закона сохранения энергии

2. Закрывать краны К1У9, КШ10, КШ1 1 и дросселя ДР1, ДР2.
3. Открыть кран КШ15.

4. Рукоятку редукционного клапана КР выкрутить до упора в направлении стрелки со знаком «←».
5. Включить питание системы управления.
6. Включить компрессор.
7. Дождаться повышения давления в ресивере РС до автоматического отключения компрессора.
8. Дождаться остывания сжатого воздуха в ресивере, при этом давление понизится. Контроль давления по датчику ДД20 «Давление в ресивере, МПа».
9. Плавно вращая рукоятку клапана КР в направлении стрелки со знаком «+», установить давление на входе исследуемого трубопровода ТР9 равным 200 ± 2 кПа (отображается в окне программы).
10. Постепенно открывая дроссель ДР2, изменять величину расхода газа через трубопровод ТР9. При этом в программе будет отображаться график изменения статического и полного давления по длине трубопровода переменного сечения. График построен для изотермического течения.
11. Для того чтобы сохранить данные и график, нажать соответствующие кнопки в окне программы.
12. Выключить компрессор и питание системы управления.
13. Рассчитать потери давления Δp на каждом участке для одного из графиков изотермического течения.
14. Заполнить таблицу 1.7. Диаметры используемых трубопроводов: малого диаметра 3 мм, большого диаметра 6мм.
15. Постройте график распределения давлений полных, статических вдоль трубопровода для адиабатического течения.
16. Проанализировать полученные результаты, сделать вывод.

Таблица 1.7

Номер сечения трубопровода	1	2	3	4	5	6
Статическое давление в каждом сечении $p_{ст,i}$, Па						
Плотность потока в сечении, ρ , кг/м ³						
Средняя скорость потока в сечении v_i , м/с:						
Динамическое давление в сечении, $p_{д,i}$ Па						
Полное давление в сечении, $p_{\Sigma,i}$, Па						
Потери давления при переходе от одного сечения к следующему, $\Delta p_{i+1,i}$, Па						

Для построения линий полного давления и статического (аналог пьезометрического напора и скоростного) необходимо определить скорость течения в каждом сечении трубопровода:

$$v_i = \frac{4Q\rho_0}{\pi d_i^2 \rho_i},$$

где Q – расход воздуха по показаниям расходомера; ρ_i – плотность воздуха в потоке; ρ_0 – плотность воздуха при нормальных условиях; d_i – диаметр сечения.

Плотность для условий адиабатического и изотермического течения определяется так:

$$\text{изотермическое течение } \frac{p_0}{p_i} = \frac{\rho_0}{\rho_i}; \quad \text{адиабатическое течение } \frac{p_0}{p_i} = \left(\frac{\rho_0}{\rho_i} \right)^k,$$

где p_0 – абсолютное значение атмосферного давления; $p_{ст2}$ – абсолютное давление за сечением; ρ_0 и ρ_i – соответственно, плотность при нормальных условиях и плотность в соответствующих сечениях потока; k - показатель адиабаты, $k=1,4$.

Динамическое давление для каждого сечения необходимо рассчитывать следующим образом:

$$p_d = \rho_i \frac{v_i^2}{2},$$

Потери давления определяются как разность полных давлений в сечениях перед и за сужением:

$$\Delta p_{1,2} = p_{ст.1} + p_{ст.2} - p_{d.1}.$$

Список использованных источников

1. Замалеев З.Х., Посохин В.Н., Чефанов В.М. «Основы гидравлики и теплотехники» Учебник –М.:Издательство АСВ, 2014.- 424с.
2. Замалеев З.Х., Посохин В.Н., Чефанов В.М. Основы гидравлики и теплотехники Учебное пособие. – СПб «Лань», 2014. – 352с.
3. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика: основы механики жидкости: учеб.пособие для студ.вузов., обуч.по спец. "Теплоснабжение и вентиляция" / Альтшуль А. Д., Киселев П. Г. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1975. – 323с.
4. Сапухин А.А. Основы гидравлики [Электронный ресурс]: учебное пособие с задачами и примерами их решения/ Сапухин А.А., Курочкина В.А.— Электрон.текстовые данные.— М.: Московский государственный строительный университет, ЭБС АСВ, 2014.— 112 с
5. Примеры расчетов по гидравлике: учеб.пособие для студ. строит. спец. вузов / под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1976. – 255с.

Раздел II ОТОПЛЕНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СТЕНДЕ В ЦЕНТРЕ «SYSTEMS»

Лабораторный практикум проводится на стенде «Системы отопления и отопительные приборы» с микропроцессорной системой обработки данных (рис. 2.1).

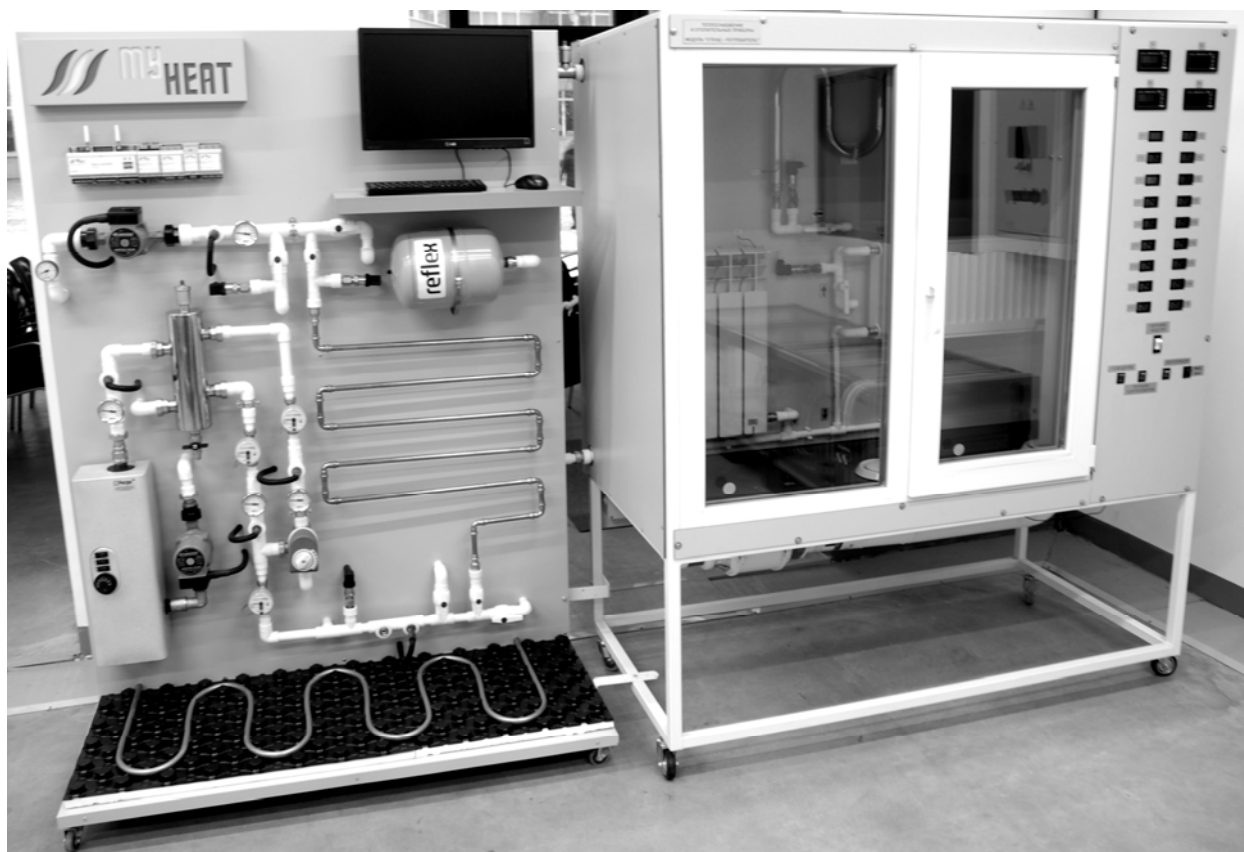


Рис. 2.1. Общий вид стенда в зале «Теплогенерация и микроклимат» Центра «SYSTEMS/СИСТЕМЫ»

Гидравлическая схема стенда из двух функциональных блоков А и Б приведена на рис. 2.2. Основным элементом блока А является электрический котел ЕКСО (поз. 1). Он предназначен для подготовки требуемых параметров теплоносителя при проведении экспериментов. Котел имеет три ступени электротэнов и ручной регулятор температуры воды (тепловой мощности). Циркуляция воды в «контуре котла» обеспечивается насосом 2 с тремя скоростями вращения ротора, циркуляция в «отопительном контуре» – насосом 3. Оба циркуляционных контура связаны между собой через «гидравлическую стрелку» 4.

Расход воды на подаче и в обратном трубопроводе фиксируется с помощью электромеханических счетчиков поз. 5÷8. Изменение

температуры в отопительном контуре обеспечивает трехходовой смесительный клапан 9 с электроприводом, через который обратная вода подмешивается к греющему теплоносителю в необходимой пропорции. Управляющие сигналы от датчиков (измерителей) температур, давлений и расходов сведены в контроллер 10, программно связанный с компьютером. На экране монитора компьютера отслеживаются параметры теплоносителя, изменяются режимы циркуляции теплоносителя через отопительный контур.

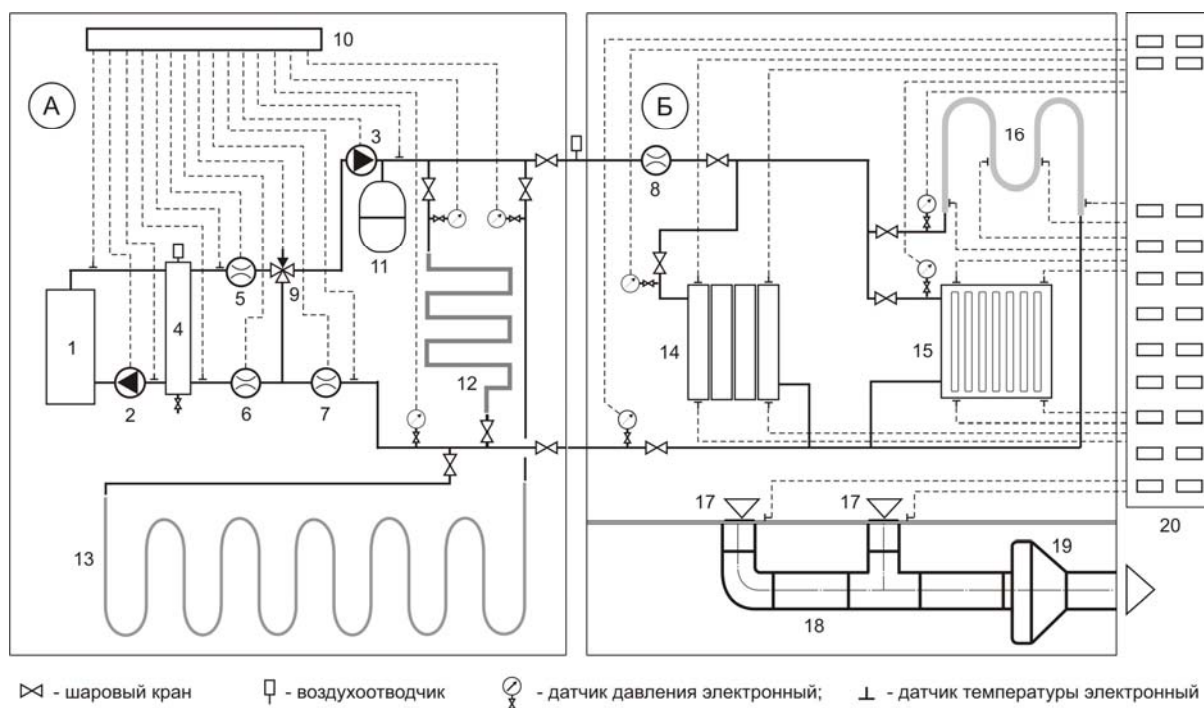


Рис. 2.2. Схема лабораторного стенда «Системы отопления и отопительные приборы»:

А - блок подготовки теплоносителя; Б - камера испытаний отопительных приборов.

1 - электродкотел; 2,3 - насосы; 4 - гидрострелка; 5,6,7,8 - расходомеры (электромеханический); 9 - трехходовой смесительный клапан с электроприводом; 10 - мембранный расширительный бак; 11 - контроллер; 12 - змеевик из медных труб; 13 - змеевик из металлопластиковых труб на теплоизолирующей основе конструкции «теплый пол»; 14 - алюминиевый секционный радиатор; 15 – стальной панельный радиатор; 16 - полотенцесушитель; 17 - вытяжной диффузор; 18 - пластиковый воздуховод; 19 – вытяжной каналный вентилятор; 20 – контрольно-измерительная панель.

В блоке А к отопительному контуру подсоединены дополнительно два малых циркуляционных контура из медных (поз. 11) и металлопластиковых (поз.12) труб, моделирующих устройство неизолированной теплотрассы и «теплого пола», соответственно. На

медный трубопровод можно нанести тепловую изоляцию и провести исследование ее эффективности.

В блоке Б, представляющем собой герметичный бокс с системой прямоточной вентиляции 17÷19, установлены три отопительных прибора разной конструкции: алюминиевый секционный радиатор 14; стальной панельный радиатор 15 и полотенцесушитель 16 из никелированной стальной трубы. Информация с датчиков давления и температуры на отопительных приборах, а также температуры воздуха в боксе направляется на контрольно-измерительную панель 20.

Лабораторная работа № 2.1.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАДИАТОРОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Цель работы: определение удельного теплового потока и показателя теплового напряжения металла для отопительных приборов двух типов: секционного алюминиевого радиатора и стального панельного радиатора, сравнение их эффективности при различных режимах работы.

Теоретическая часть.

Интенсивность переноса тепла от теплоносителя (воды) в отапливаемое помещение через стенки отопительного прибора характеризуют *коэффициентом теплопередачи* k_{np} , Вт/(м²°С). Данный показатель является индивидуальным для каждой модели отопительных приборов. Индивидуальность определяется тем, что у разных моделей процесс теплопереноса осуществляется разными по интенсивности механизмами: от воды к стенке прибора - конвекцией и теплопроводностью, через стенку - только теплопроводностью, а от стенки в помещение - конвекцией, радиацией и теплопроводностью.

Основным механизмом, который определяет величину коэффициента теплопередачи отопительного прибора, является *конвективная теплоотдача*. Коэффициент конвективной теплоотдачи в воздух помещения α_k , Вт/(м²°С), значительно меньше (более чем в 10 раз), чем от воды к стенке, что является ограничителем эффективности прибора [1]. Обычно теплоотдачу конвекцией увеличивают за счет увеличения *теплоотдающей (внешней) поверхности* отопительного прибора путем устройства ребер, пластин, полых вертикальных воздушных каналов.

На коэффициент теплопередачи влияют и другие факторы, такие как расход воды, температурный напор при эксплуатации прибора, структура покрытий, нанесенных на внутреннюю и внешнюю поверхности, вид и конструктивные особенности, приданные прибору при его разработке.

Так, вид отопительного прибора позволяет заранее судить о возможной величине коэффициента теплопередачи. На рис. 2.3 для основных видов приборов показаны области значений коэффициента теплопередачи при одних и тех же температурных условиях [2]. Для гладкотрубных приборов характерны сравнительно высокие, для секционных радиаторов - средние, для конвекторов и ребристых труб - низкие значения коэффициента теплопередачи. В пределах каждой области значение k_{np} изменяется в зависимости от конструктивных особенностей прибора того или иного типа.

Основным фактором, определяющим величину k_{np} в эксплуатационных условиях, является *температурный напор* Δt_{cp} , т.е. разность между средней температурой теплоносителя и температурой окружающей среды, °С

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} - t_e, \quad (2.1)$$

где $t_{вх}$, $t_{вых}$, t_e – соответственно, температура воды на входе и выходе из отопительного прибора и воздуха в помещении, °С.

При этом наибольшему температурному напору соответствует наивысшее значение коэффициента теплопередачи (см. пунктирные линии на рис. 2.3).

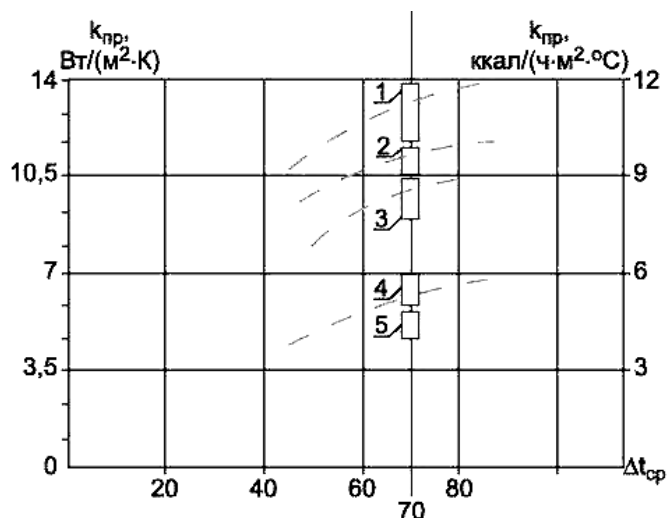


Рис. 2.3. Области значений коэффициента теплопередачи отопительных приборов при $\Delta t_{cp}=70$ °С [2]: 1 - гладкотрубных приборов; 2 - радиаторов панельных; 3 - радиаторов секционных; 4 - конвекторов; 5 - ребристых труб.

Влияние *расхода* теплоносителя на коэффициент k_{np} различно у разных отопительных приборов. В частности, у радиаторов в зависимости от расхода и геометрии каналов изменяются скорость и режим течения воды, т.е. условия теплообмена на его внутренней поверхности. Кроме того, изменяется равномерность температурного поля на внешней поверхности прибора. На равномерности температурного поля на внешней

поверхности радиаторов отражается также характер циркуляции воды внутри прибора, связанный с местами ее подвода и отведения (вверху или внизу прибора), т.е. *способ соединения* радиаторов с трубопроводами.

Состав и цвет защитных и красящих покрытий тоже могут изменять коэффициент теплопередачи. Краски, обладающие высокой излучательной способностью, увеличивают теплоотдачу прибора и наоборот. Например, окраска цинковыми белилами повышает теплопередачу чугунного секционного радиатора на 2,2%, нанесение алюминиевой краски, растворенной в нитролаке, уменьшает ее на 8,5%. Влияние окраски связано также с конструкцией прибора. Нанесение алюминиевой краски на поверхность панельного радиатора (прибора с повышенным излучением) снижает теплопередачу на 13%. Окраска конвекторов и ребристых труб незначительно влияет на их теплопередачу [2]. Таким образом, за счет окраски прибора, его теплоотдача может изменяться от +2,2% до -13%.

Среди прочих факторов на коэффициент теплопередачи влияют:

- скорость движения воздуха у внешней поверхности прибора. При установке прибора у внутреннего ограждения k_{np} повышается за счет усиления циркуляции воздуха в помещении;

- способ установки и наличие конструкций, огораживающих прибор. Коэффициент теплопередачи уменьшается при переносе свободно установленного прибора в нишу стены. Декоративное ограждение прибора, выполненное без учета теплотехнических требований, может значительно уменьшить k_{np} ;

- качество обработки внешней поверхности, загрязненность внутренней поверхности, наличие воздуха в приборах и другие эксплуатационные факторы.

Производители отопительных приборов приводят значения $k_{ном}$, которые получены при *номинальных (стандартных) условиях*: температура воздуха в испытательной камере $t_g=18^\circ\text{C}$, температурный напор $\Delta t_{ном}=70^\circ\text{C}$, расход теплоносителя через прибор $G_{ном}=0,1$ кг/с (360 кг/ч).

Для пересчета на *реальные условия эксплуатации* результаты испытаний приборов представляют в виде эмпирической зависимости:

$$k_{np} = k_{ном} \Delta t_{cp}^n \bar{G}^p, \quad (2.2)$$

где n, p – экспериментальные числовые показатели, выражающие влияние конструктивных и гидравлических особенностей прибора на его коэффициент теплопередачи; \bar{G} – относительный расход воды в приборе, связывающий изменение коэффициента теплопередачи с гидравлическим

режимом в приборе и степенью равномерности температурного поля на внешней поверхности прибора

$$\bar{G} = \frac{G_{np}}{0,1}. \quad (2.3)$$

Для установления численных значений показателей степени n и p проводят серии опытов по определению k_{np} , меняя температуру воды на подаче при $G_{np} = const$, и серии опытов с изменением расхода при $\Delta t_{cp} = const$. Далее используется методика графической обработки опытных данных в логарифмических координатах.

Так, при $G_{np} = const$ результаты опытов представляют в координатах $lg k_{np}$ и $lg \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{ном}}$ (рис. 2.4). В этих координатах экспериментальные точки лежат практически на прямой и легко аппроксимируются линейной зависимостью:

$$lg k_{np} = lg k^* + n lg \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{ном}},$$

Значение $lg k^*$ определяется точкой пересечения аппроксимирующей прямой линии с осью ординат, а коэффициент n представляет собой $tg\varphi$ угла наклона прямой.

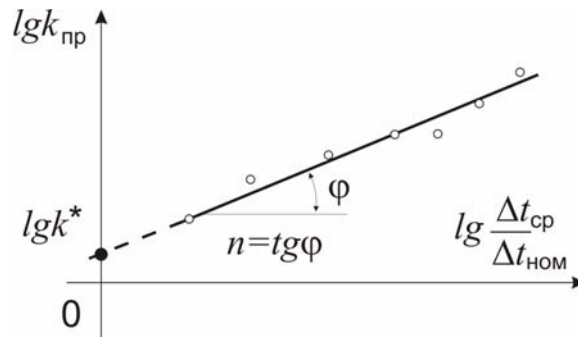


Рис.2.4. График зависимости $lg k_{np} = f \left(lg \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{ном}} \right)$.

Аналогично определяется показатель степени p , если по результатам опытов при $\Delta t_{cp} = const$ построить зависимость вида

$$lg \left(\frac{G_{np}}{0,1} \right) = f \left[lg \frac{k_{np}}{\left(\frac{\Delta t_{cp}}{70} \right)^n} \right].$$

Эффективность отопительного прибора определяет не только интенсивность теплоотдачи, но и экономичность: количество затраченного на него металла M , кг, и *тепловое напряжение металла* прибора:

$$m = \frac{Q_{np}}{\Delta t_{cp} \cdot M}, \quad (2.4)$$

Чем больше m , тем более экономичен прибор по расходу металла.

При необходимости сравнить эффективность приборов разного типа определяют и сравнивают значения *поверхностной плотности теплового потока* прибора q_{np} , Вт/м²

$$q_{np} = k_{np} \Delta t_{cp} \quad (2.5)$$

или его теплоотдачи (*теплового потока*), Вт

$$Q_{np} = q_{np} A_{np} = k_{np} A_{np} \Delta t_{cp}. \quad (2.6)$$

Величина q_{np} приводится в паспорте на отопительный прибор, а также в «Рекомендациях по проектированию систем отопления...» [3]. Пересчитать действительный тепловой поток прибора Q_{np} в номинальный $Q_{ном}$ и наоборот можно из соотношения

$$Q_{ном} = \frac{Q_{np}}{(\Delta t_{cp} / 70)^{1+n} (G_{np} / 0.1)^p}. \quad (2.7)$$

На стенде «Системы отопления и отопительные приборы» в Центре «SYSTEMS» значение k_{np} определяется экспериментально на основе совместного решения уравнения теплового баланса

$$Q_{np} = 0.278cG_{np}(t_{ex} - t_{вых}) \quad (2.8)$$

и уравнения теплопередачи

$$Q_{np} = k_{np} A_{np} \Delta t_{cp}, \quad (2.9)$$

где c – удельная массовая теплоемкость воды, равная 4187 Дж/кг⁰С; G_{np} – количество теплоносителя, проходящего через отопительный прибор, кг/с; A_{np} – площадь теплоотдающей поверхности отопительного прибора, м².

Из уравнений (2.1.8) и (2.1.9)

$$k_{np} = \frac{cG_{np}(t_{ex} - t_{вых})}{A_{np} \left(\frac{(t_{ex} + t_{вых})}{2} - t_{\theta} \right)}. \quad (2.10)$$

При испытаниях прибора на стенде необходимо учитывать, что температура воздуха в боксе Б устанавливается не только за счет теплоотдачи отопительного прибора, но и за счет теплоотдачи нагретых

труб подводок, к которым непосредственно присоединен отопительный прибор, а также тепла транзитного теплопровода.

Суммарную теплоотдачу теплопроводов Q_{mp} , Вт, находят по формуле:

$$Q_{mp} = \mu \cdot k_{mp} \cdot d_{mp} \cdot l(t_{вод} - t_в), \quad (2.11)$$

где k_{mp} , d_{mp} , l – соответственно, коэффициент теплопередачи (Вт/(м²°С)), наружный диаметр (м) и длина (м) отдельных теплопроводов; $t_{вод}$ и $t_в$ – температура воды в трубе и воздуха в боксе, °С; μ – поправочный коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи труб, влияющую на температуру воздуха в боксе, $\mu = 0.7$.

Теплоотдачу теплопроводов можно определить приближенно по формуле:

$$Q_{mp} = q_{вер} \cdot l_{вер} + q_{гор} \cdot l_{гор}, \quad (2.12)$$

где $q_{вер}$ и $q_{гор}$ – удельные теплоступления от 1 погонного метра вертикально и горизонтально расположенных труб, Вт/м, определяемые по Приложению 1 при разности температур $\Delta t = t_{вод} - t_в$; $l_{вер}$ и $l_{гор}$ – длина труб, м.

Экспериментальная часть

а) *определение эффективности отопительных приборов при изменении расхода теплоносителя.*

1. Запустить модули А и Б, включить освещение в боксе Б и систему вентиляции модуля.

2. Включить ПК и запустить программу контроля параметров стенда на мониторе компьютера (модуль А).

3. На трубопроводах модулей А и Б закрыть соответствующие шаровые краны и собрать схему, обеспечивающую движение воды в отопительном контуре только через секционный прибор 14 (рис. 2.5).

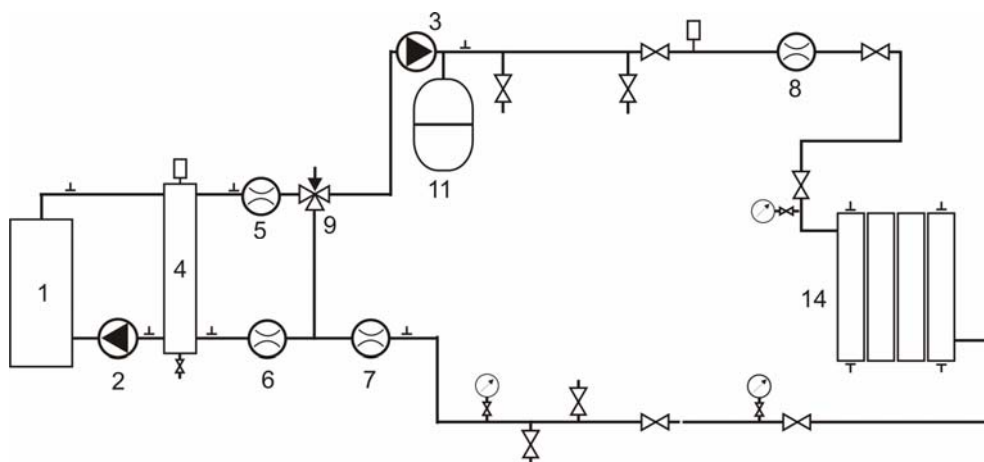


Рис. 2.5. Схема лабораторной работы с секционным радиатором

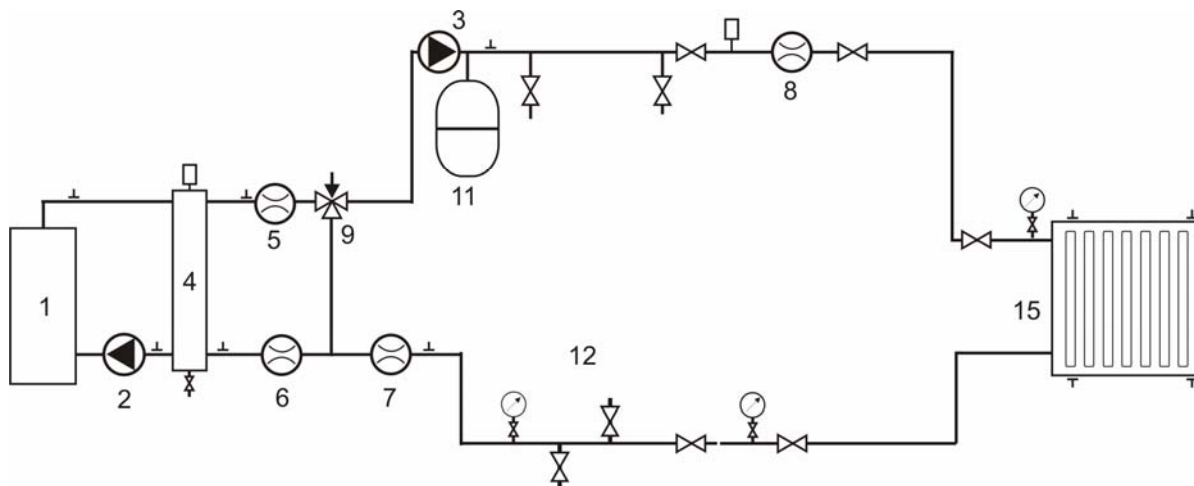


Рис. 2.6. Схема лабораторной работы с панельным радиатором

4. На модуле А включить электрокотел на III ступень мощности. Установить на его регуляторе температуру горячей воды на максимум.

5. Выставить переключатель режима (скорости) работы насоса 3 в позицию «I», обеспечивающую минимальный расход теплоносителя в отопительном контуре.

6. После достижения стационарного режима (~10 мин) с помощью компьютерной программы определить показания электронных термометров: температуры воды в подающей t_p и обратной подводках t_o , температуру воздуха в боксе t_b , внести полученные измерения в табл. 2.1.

7. С помощью индикатора расхода 8 определить объемный расход воды L_{np} , м³/с, проходящий через отопительный прибор 14. Внести полученное значение расхода в табл. 2.1.

8. Выставить переключатель режима работы насоса 3 в позицию «II», для увеличения расхода теплоносителя в отопительном контуре. Повторить пункты 6÷7 проведения работы.

9. Выставить переключатель скорости насоса 3 в позицию «III», для достижения максимального расхода теплоносителя в отопительном контуре. Повторить пункты 6÷7 проведения работы.

10. Отключить электронагреватель. Через некоторое время (~5 мин) выключить модуль А.

11. Повторить пункты проведения работы для прибора поз. 15 при трех расходах теплоносителя (см. рис. 2.6).

б) определение эффективности отопительных приборов при изменении температурного напора.

Измерения параметров выполняются в условиях стационарного режима. Стационарный режим фиксируется по постоянству значений величин расхода и температур. Достижение стационарного режима

происходит при установлении равенства мощностей теплогенератора и отопительного прибора. Поэтому опыты следует проводить, начиная с небольших температур на входе в систему. Температура на входе в систему устанавливается вручную с помощью регулятора на электродотле.

1. На трубопроводах модулей А и Б закрыть соответствующие шаровые краны и собрать схему, обеспечивающую движение воды в отопительном контуре только через секционный радиатор 14 (рис. 2.5).

2. На модуле А включить электродотел на максимальную ступень мощности. Установить на его регуляторе начальную температуру горячей воды на уровне 40°C.

3. Выставить переключатель скорости насоса 3 в позицию «Ш», обеспечивающую максимальный расход теплоносителя в отопительном контуре.

4. С помощью индикатора расхода 8 определить объемный расход воды L_{np} , м³/с, проходящий через отопительный прибор 14. Внести полученное значение расхода в табл. 1.1.

5. После достижения стационарного режима (~10 мин) с помощью компьютерной программы определить показания электронных термометров: температуры воды в подающей t_2 и обратной подводках t_o , температуру воздуха в боксе t_6 . Внести полученные измерения в табл. 1.1.

6. Установить на регуляторе электродотла новую температуру горячей воды (шаг изменения температуры в опытах рекомендуется принять в 10°C). После достижения стационарного режима внести полученные измерения в табл. 1.1. Повторить эксперимент еще 4 раза.

7. Отключить электронагреватель. Через некоторое время (~5 мин) выключить модуль А.

8. Повторить пункты проведения работы для прибора поз. 15 (рис. 2.6).

Таблица 2.1

Тип отопительного прибора	№ оп.	Температура, °С				ρ , кг/м ³	Расход		$\frac{K_{np}}{m^2 \cdot ^\circ C}$	Q_{np} Вт	$\frac{q_{np}}{m^2}$
		t_2	t_o	t_6	Δt_{np}		L_{np} м ³ /с	G_{np} кг/с			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Зависимость от расхода теплоносителя											
Секцион. радиатор	1										
	2										
	3										
Стальной панельный радиатор	1										
	2										
	3										

Зависимость от температурного напора прибора											
Секцион. радиатор	1										
	2										
	3										
	4										
	5										
Стальной панельный радиатор	1										
	2										
	3										
	4										
	5										

По данным табл. 2.1 строятся графики зависимостей: $q_{np} = f(G_{np})$; $q_{np} = f(\Delta t_{np})$. По построенным графикам сравниваются величины удельных тепловых потоков секционного алюминиевого радиатора и стального панельного радиатора при различных режимах работы. Делается вывод о более высокой эффективности одного из двух видов конструкций исследуемых отопительных приборов по интенсивности теплоотдачи.

В табл. 2.2 вносятся основные характеристики отопительных приборов из паспортных данных или рекомендаций по проектированию систем отопления [3]. По данным табл. 2.2 сравниваются показатели теплового напряжения металла для секционного алюминиевого радиатора и панельного радиатора, и определяется тип отопительного прибора с меньшим расходом металла.

Таблица 2.2

Тип прибора	Высота, мм	Длина, мм	Глубина, мм	Масса, кг	Площадь поверхности нагрева, м ²	n	p	$Q_{ном}$, кВт	Теплонапряженность металла прибора, кВт/кг ^{°C}	Удельная материалоемкость кг/кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Контрольные вопросы.

1. Какие факторы влияют на теплоотдачу отопительного прибора?
2. Можно ли утверждать, что увеличение расхода теплоносителя всегда приводит к увеличению тепловой мощности отопительного прибора?
3. Какие способы регулирования мощности приборов существуют в отопительных системах?

4. Что такое номинальный тепловой поток отопительного прибора? Как его определяют?

5. Какие параметры определяют теплотехнические качества отопительного прибора? Что они характеризуют?

6. Каков физический смысл показателя теплового напряжения металла прибора?

Лабораторная работа № 2.2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ТРУБОПРОВОДА

Цель работы: является экспериментальное определение линейного коэффициента теплопередачи змеевика из металлопластиковых труб.

Теоретическая часть.

В системах отопления стали широко применяться *металлопластиковые трубы*. Основное их преимущество по сравнению со стальными – это отсутствие коррозии, что увеличивает срок службы (50 лет) и небольшой вес, что облегчает монтаж. Такие трубы в виде змеевика могут использоваться и как каналы в бетонных отопительных панелях и в системах «теплый пол». Важной характеристикой змеевика из металлопластиковых труб (далее - змеевика) является линейный коэффициент теплопередачи.

Линейный коэффициент теплопередачи, численно равный количеству теплоты, проходящей через стенку трубы длиной 1 м в единицу времени от горячей воды к внутреннему воздуху при разности температур между ними в 1°С, определяется по формуле:

$$\kappa_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{С}), \quad (2.13)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубы, Вт/(м²°С); d_1 – внутренний диаметр трубы, м; d_2 – наружный диаметр трубы, м; λ – коэффициент теплопроводности материала трубы, Вт/м°С [4]; α_2 – коэффициент теплоотдачи с наружной поверхности трубы к внутреннему воздуху помещения, Вт/(м²°С).

Для определения α_1 используется критерий Нуссельта

$$Nu_{жс} = \frac{\alpha_1 d_1}{\lambda_{жс}}, \quad (2.14)$$

где $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности воды при средней температуре, Вт/м°C [4].

Коэффициент α_1 для прямых труб вычисляется по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж} \lambda_{ж}}{d_1}. \quad (2.15)$$

Численное значение коэффициента теплоотдачи α_1 для изогнутых труб змеевика (калачей) находится из следующего соотношения:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж} \lambda_{ж}}{d_1} \left(1 + 1,77 \frac{d_1}{R} \right), \quad (2.16)$$

где R – радиус закругления трубы, м.

Критерий Nu при теплоотдаче от воды к внутренней поверхности труб можно определить по формулам:

- при вынужденном вязкостном ламинарном движении в трубах ($Re_{ж} < 2300$, $Gr_{ж} \cdot Pr_{ж} < 8 \cdot 10^5$)

$$Nu_{ж,d_1} = 0,15 Re_{ж,d_1}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.17)$$

- при турбулентном движении в трубах ($Re_{ж,d_1} > 10^4$):

$$Nu_{ж,d_1} = 0,021 Re_{ж,d_1}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (2.18)$$

В формулах (2.17) и (2.18) используется критерий Прандтля Pr , который можно определить по табличным данным [4] при температуре воды ($Pr_{ж}$) и температуре внутренней стенки ($Pr_{ст}$).

Для расчета Nu также необходимо знать режим движения горячей воды в змеевике, который определяется по численному значению критерия Рейнольдса:

$$Re_{ж} = \frac{\omega d_1}{\nu}, \quad (2.19)$$

где ν – кинематическая вязкость воды при средней температуре, м/с [4]; ω – скорость движения воды по трубе змеевика, м/с.

Скорость движения воды вычисляется по формуле:

$$\omega = \frac{4G}{\rho \pi d_1^2}, \quad (2.20)$$

где G – расход воды в трубе змеевика, кг/с; ρ – плотность воды при средней температуре, кг/м³ [4].

Теплоотдача при свободном движении воздуха около горизонтальных труб при $10^3 < (Gr_{ж,d_2} \cdot Pr_{ж}) < 10^8$ описывается критериальным уравнением следующего вида:

$$Nu_{e,d_2} = 0,5 \left(Gr_{e,d_2} \frac{Pr_e}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (2.21)$$

где Gr_{e,d_2} – критерий Грасгофа

$$Gr_{e,d_2} = \frac{g d_2 \beta \Delta t}{\nu_e^2}, \quad (2.22)$$

$\beta = \frac{1}{T_e}$; $\Delta t = t_{cm} - t_e$ – разница между температурой наружной стенки трубы и температурой окружающего воздуха; T_e – температура воздуха, °С; Pr_e , Pr_{cm} – критерии Прандтля при температуре воздуха и температуре стенки, соответственно [4]; Nu_{e,d_2} ; λ_e – коэффициент теплопроводности воздуха при t_e [4].

Тогда коэффициент теплоотдачи α_2 для уравнения (2.1) вычисляется из соотношения:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{e,d_2} \lambda_e}{d_2}. \quad (2.23)$$

На стенде «Системы отопления и отопительные приборы» в Центре «SYSTEMS» линейный коэффициент теплопередачи можно получить экспериментально из уравнения теплопередачи, определяющего количество теплоты Q , переданное от воды к окружающему змеевик воздуха:

$$Q = \kappa_l \pi l (t_{жс} - t_e), \quad (2.24)$$

где l – длина трубы змеевика, м.

Это же количество теплоты может быть найдено из уравнения теплового баланса для воды:

$$Q = G \cdot c (t_{жс_1} - t_{жс_2}), \quad (2.25)$$

где c – теплоемкость воды при средней температуре, Дж/кг°С; $t_{жс_1}$ – температура воды на входе в змеевик, °С; $t_{жс_2}$ – температура воды на выходе из змеевика, °С.

Экспериментальный линейный коэффициент теплопередачи змеевика с учетом этих двух уравнений будет равен:

$$\kappa_{l,э} = \frac{Gc(t_{ж1} - t_{ж2})}{\pi l(t_{жс} - t_г)}, \quad (2.26)$$

где $t_{жс} = \frac{t_{ж1} + t_{ж2}}{2}$ – средняя температура воды, протекающей в змеевике.

Экспериментальная часть

1. Запустить модуль А. Опыт проводится на модели «теплый пол» 13 из металлопластиковых труб. Характеристики трубы: $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 16$ мм, $\lambda = 0,03$ Вт/м°C.

2. Включить ПК и запустить программу контроля параметров стенда на мониторе компьютера (модуль А).

3. На трубопроводах модуля А и Б закрыть соответствующие шаровые краны и собрать схему, обеспечивающую движение воды в отопительном контуре только через «теплый пол» 13 (рис. 2.7).

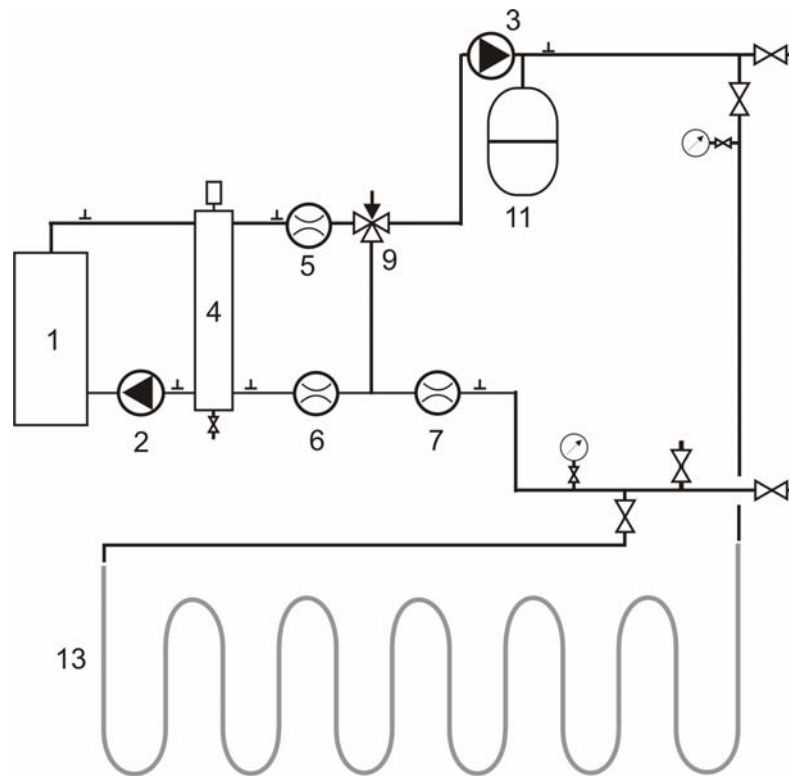


Рис. 2.7. Схема лабораторной работы по определению $\kappa_{l,э}$ горизонтального змеевика

4. На модуле А включить электродкотел на 3 ступени мощности. Установить на его регуляторе температуру горячей воды на максимум.

5. Выставить переключатель режима (скорости) работы насоса 3 в позицию «III», обеспечивающую максимальный расход теплоносителя в отопительном контуре.

6. После достижения стационарного режима (~10 мин) с помощью компьютерной программы определить показания электронных термометров: температуры воды в подающей t_p и обратной подводках t_o , внести полученные измерения в табл. 2.3.

7. С помощью индикатора расхода 7 определить объемный расход воды L_{np} , м³/с, проходящий через «теплый пол» 13. Внести полученное значение расхода в табл. 2.1.

8. Эксперимент провести при 5 разных расходах воды через змеевик, который устанавливается с помощью шарового крана на «обратке».

9. Отключить электронагреватель. Через некоторое время (~5 мин) выключить модуль А.

По расходу воды, найденному в опыте, с помощью формулы (2.20) вычисляется скорость движения воды в трубе ω . Далее определяется численное значение Re по уравнению (2.19). Из формул (2.17) или (2.18) рассчитывается величина критерия Nu и определяется α_1 по (2.15) и (2.16).

Из соотношения (2.21) находится Gr_{ϵ, d_2} . Подставляя найденные значения Gr_{ϵ, d_2} , Pr_{ϵ} , Pr_{cm} в уравнение (2.21), рассчитываем Nu_{ϵ, d_2} . Из (2.12) определяем α_2 . Из соотношения (2.1) вычисляем κ_l и сравниваем с $\kappa_{l,\epsilon}$, найденным экспериментально по формуле (2.26).

Результаты замеров и расчетов сводятся в табл. 2.1.

Таблица 2.3

№	G кг/с	ω м/с	$t_{ж1}$ °C	$t_{ж2}$ °C	$t_{ж}$ °C	Re	$Pr_{ж}$	Pr_{cm}	$Nu_{ж}$	Nu_{ϵ}	$\frac{\alpha_1}{Вт}$ $\frac{Вт}{м^2C}$	$\frac{\alpha_2}{Вт}$ $\frac{Вт}{м^2C}$	$\frac{\kappa_l}{Вт}$ $\frac{Вт}{м^2C}$	$\frac{\kappa_{l,\epsilon}}{Вт}$ $\frac{Вт}{м^2C}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	15	16

Контрольные вопросы:

1. По какому соотношению определяется линейное термическое сопротивление змеевика?
2. Как влияет радиус закругления трубы на теплоотдачу змеевика?
3. От чего зависят коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 ?
4. Какие основные конструкции «теплого пола» вам известны?

Лабораторная работа №2.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДА

Цель работы: Оценка влияния тепловой изоляции на теплотери медных отопительных труб.

Теоретическая часть.

При перемещении теплоносителя по трубам, проложенным в неотапливаемых помещениях, может значительно понизиться температура горячей воды (водяное отопление) и бесполезно сконденсироваться часть пара (паровое отопление). Для уменьшения бесполезных теплотерь отопительные трубы в неотапливаемых помещениях покрывают тепловой изоляцией.

Толщину слоя тепловой изоляции $\delta_{из} = 0.5(d_{нар} - d_{вн})$ определяют исходя из его термического сопротивления

$$R_{из} = \frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}, \quad (2.27)$$

где $d_{нар}$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр изоляции, м; $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/м°C.

Термическое сопротивление теплоизоляции $R_{из}$ должно соответствовать допустимому значению $R_{из}^{дон}$ или рекомендуемой теплоотдаче с поверхности труб q_{req} . Так, величина $R_{из}^{дон}$ для систем отопления должна быть не менее 0.86 м²°C/Вт для труб $d_y \leq 25$ мм и 1.22 м²°C/Вт для труб $d_y > 25$ мм.

Качество тепловой изоляции трубопровода оценивается коэффициентом полезного действия (коэффициентом эффективности):

$$\eta_{из} = \frac{q_{неиз} - q_{из}}{q_{из}}, \quad (2.28)$$

где $q_{неиз}$ и $q_{из}$ – теплотери 1 погонным метром труб с неизолированной и изолированной поверхностью, соответственно, Вт/м. Коэффициент эффективности изоляционных конструкций трубопроводов отопления находится обычно в пределах 0.85÷0.95.

Удельные теплотери отопительного трубопровода с неизолированной и изолированной поверхностью можно определить экспериментально по формуле:

$$q_{из} = cG(t_1 - t_2)/L, \quad \text{Вт/м} \quad (2.29)$$

где c – удельная теплоемкость воды, Дж/кг·°С; G – расход воды, кг/с; L – длина трубы, м; t_1 и t_2 – температуры в начале и конце рассматриваемого участка трубы, °С.

Экспериментальная часть

Сравнительное исследование изолированного и неизолированного трубопроводов проводится на отопительном контуре, содержащем змеевик из медных труб 12 (см. рис. 2.8). В опытах сначала определяются потери тепла неизолированного змеевика, а затем - потери тепла змеевика с нанесенной на него трубной теплоизоляцией.

С помощью переключателя скоростей на насосе 3 устанавливаются три разных расхода теплоносителя, измеряемые расходомером 7. Температуры в начале («1») и конце («2») рассматриваемых участков трубопроводов в каждой серии опытов фиксируется в программе по показаниям электронных термометров при достижении стационарного режима, записываются в табл. 2.4.

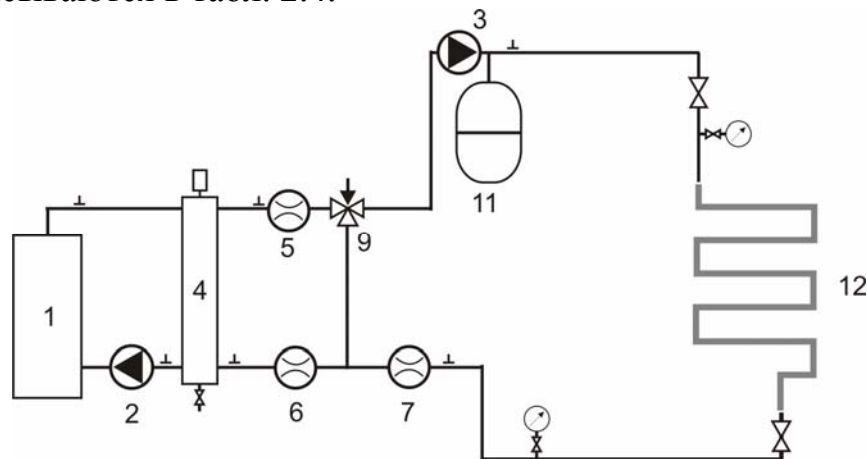


Рис. 2.8. Схема лабораторной работы для определения КПД тепловой изоляции трубопроводов из медных труб

Таблица 2.4

№ опыта	Время измерения, мин	G , кг/с	t_1 , °С	t_2 , °С	$q_{из}$, Вт/м	$t_в$, °С	Δt , °С	$q_{неиз}$, Вт/м	$\eta_{из}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

По значениям расхода G и температур t_1 и t_2 рассчитывается q для изолированных и неизолированных трубопроводов, и по формуле (2.28) определяется $\eta_{из}$. По зависимости (2.29) строятся графики изменения q при разных скоростях движения воды в медной трубе (пример показан на рис. 2.9).

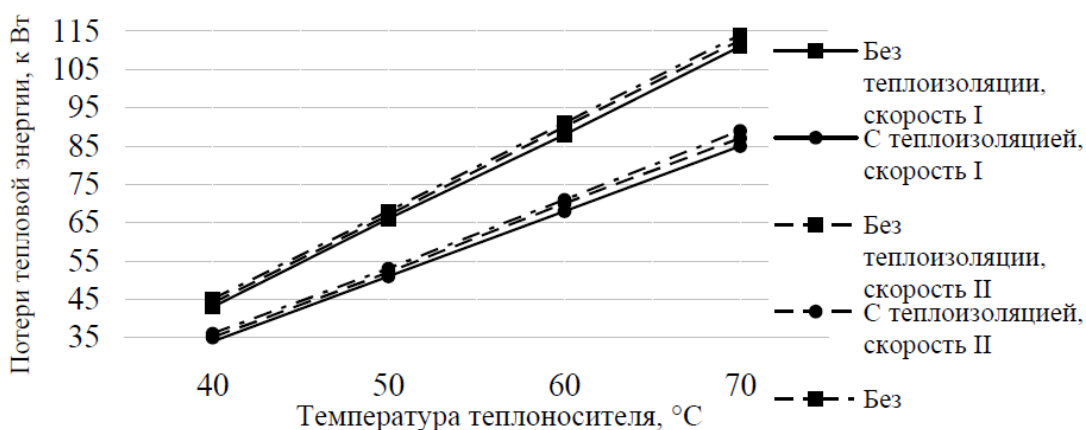


Рис. 2.9. Результаты измерений потерь тепловой энергии в трубопроводе

Контрольные вопросы:

1. В каких случаях на трубопроводы системы отопления наносится тепловая изоляция?
2. Какие материалы называются теплоизоляционными?
3. Как определяется коэффициент эффективности изоляционных конструкций трубопроводов? В каком диапазоне его значения можно считать приемлемыми?

Лабораторная работа №2.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИБОРНЫХ УЗЛОВ

Цель работы: исследование влияние режима течения в подводках на сопротивление узлов; построение гидравлической характеристики приборных узлов с отопительными приборами трех типов – секционным алюминиевым радиатором, стальным панельным радиатором и полотенцесушителем.

Теоретическая часть.

При расчете однотрубных систем отопления необходимо иметь сведения о гидравлическом сопротивлении приборного узла ΔP_y , Па, величина которого зависит от конструкции приборного узла и скорости течения воды в подводках. Теоретически ΔP_y можно определить как сумму потерь на прямых участках подводок и на местных сопротивлениях (в приборе, на фитингах и клапанах узла):

$$\Delta P_y = \Delta P_{тр} + \Delta P_m, \quad (2.30)$$

Местные потери могут быть определены по формуле:

$$\Delta P_m = \sum \xi \cdot P_d, \quad (2.31)$$

где P_d – динамическое давление в трубе подводки к прибору, Па; $\Sigma\xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений (кмс) отопительного прибора и фитингов в приборном узле. Значения ξ обычно определяются экспериментально производителем и приводятся в справочной литературе.

Потери давления на трение при движении воды в прямых трубах определяют по формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda}{D_z} \frac{\rho v^2}{2} l, \quad (2.32)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения; $D_z = 4 \frac{F}{\Pi}$ – гидравлический диаметр; F , Π , l – соответственно, площадь поперечного сечения, смоченный периметр и длина трубы. Для трубы круглого сечения $D_z = d$

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2} l. \quad (2.33)$$

Значение λ зависит от режима движения воды, то есть от числа Рейнольдса – $Re = f\left(\frac{vD_z}{\nu}\right)$ и относительной шероховатости стенок трубы

– $\frac{k}{d}$ (k – высота выступов шероховатости). Реальная шероховатость труб весьма неравномерна и неоднородна и поэтому в расчетах пользуются *эквивалентной шероховатостью* k_s . Это однородная шероховатость, равномерно распределенная по внутренней поверхности трубы, создающая такое же сопротивление трения, как и реальная шероховатость. Таким образом

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k_s}{d}\right). \quad (2.34)$$

На рис. 4.1 приведены результаты опытов по определению λ для труб с реальной шероховатостью.

При значениях $Re < 2000$ ($\lg Re < 3.3$) – ламинарное течение. Шероховатость трубы не влияет на сопротивление трения. Зависимость (2.34) в этом случае имеет вид

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.35)$$

Отсюда следует, что при ламинарном режиме сопротивление трению пропорционально скорости. Действительно, объединяя формулы (2.33), (2.35) находим

$$\Delta P_{mp} = \frac{32 \rho v l}{d^2} \nu. \quad (2.36)$$

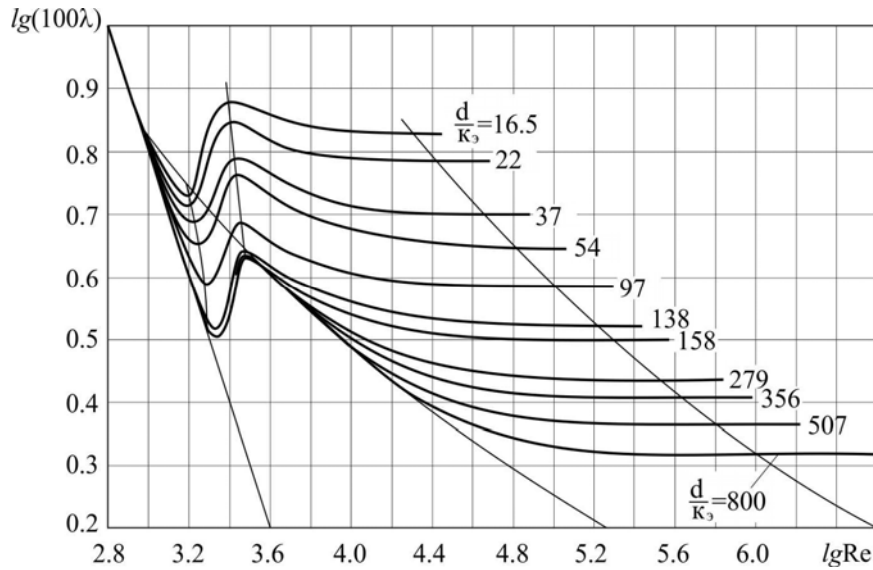


Рис. 2.10. Зависимость $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{k_s}{d}\right)$ для труб с реальной шероховатостью

На участке смены ламинарного режима турбулентным ($\text{Re}=2000-4000$) коэффициент сопротивления зависит от числа Re и относительной шероховатости. Потери давления здесь пропорциональны скорости в степени выше двух. Этот закон сопротивления справедлив в некотором интервале значений Re . Интервал тем меньше, чем больше относительная шероховатость.

И, наконец, при больших значениях Re сопротивление трения зависит только от шероховатости труб, с увеличением последней возрастает и сопротивление трения. Этот режим полностью развитого турбулентного течения называют еще *квадратичным*, поскольку здесь сопротивление трению, очевидно, пропорционально квадрату скорости. На переходном участке и в квадратичном режиме для определения λ можно использовать приближенную формулу Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (2.37)$$

На нашем лабораторном стенде перепад давления на приборном узле можно определить экспериментально при разных режимах течения воды, устанавливаемых за счет перекрытия клапана перед прибором. Измеренная потеря давления включает в себя и потерю на трение на участках присоединения подводов от датчиков давления до и после прибора. Поэтому зависимость для кмс приборного узла:

$$\xi = \frac{\Delta P_{cm} - \Delta P_{mp}}{P_d}. \quad (2.38)$$

Экспериментальная часть

1. Запустить модули А и Б, включить освещение в боксе Б.
2. Включить ПК и запустить программу контроля параметров стенда на мониторе компьютера (модуль А).
3. На трубопроводах модулей А и Б закрыть соответствующие шаровые краны и собрать схему, обеспечивающую движение воды в отопительном контуре через отопительный прибор (рис. 2.11).

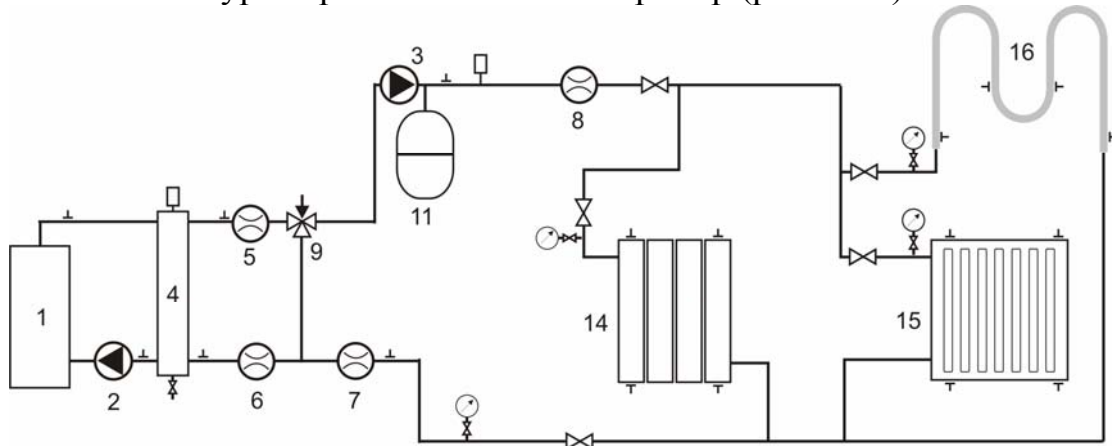


Рис. 2.11. Схема лабораторной работы по определению кмс приборных узлов

4. На модуле А включить электродвигатель на I (минимальную) ступень мощности. Установить на регуляторе котла температуру горячей воды на минимум.
5. Выставить переключатель режима (скорости) насоса 3 в позицию «III», обеспечивающую максимальный расход теплоносителя в отопительном контуре.
6. После достижения стационарного режима (~10 мин) с помощью компьютерной программы или приборов на боковой панели 20 определить показания датчика температуры подачи t_2 , а также датчиков давлений до и после отопительного прибора P_1 , P_2 . Рассчитать $\Delta P_{см}$ и внести в табл. 4.1.
7. По показаниям индикатора расхода 8 определить объемный расход воды L_{np} , м³/с, проходящий через отопительный прибор 14. Определить массовый расход, скорость и динамическое давление перед отопительным прибором, потери давления на трение $\Delta P_{тр}$ на участках, не входящих в приборный узел. Внести полученное значение G , v , P_d и $\Delta P_{тр}$ в табл. 4.1.
8. По формуле (2.38) рассчитать ξ приборного узла.
9. Повторить эксперименты со стальным панельным радиатором 15 и полотенцесушителем 16.

Измерения L_{np} и $\Delta P_{см}$ проводятся при 3 режимах работы насоса 3. Если значение Re в опыте меньше чем 10^4 , то коэффициент трения нужно определять по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$$

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Секционный радиатор

№ опыта	L_{np} , м ³ /с	t_2 , °С	ρ , кг/м ³	G , кг/с	v , м/с	P_{∂} , Па	ΔP_{cm} , Па	Re	λ	ΔP_{mp} , Па	ξ
1	2	3	4	5	3	4	5	6	7	8	9

Панельный радиатор

№ опыта	L_{np} , м ³ /с	t_2 , °С	ρ , кг/м ³	G , кг/с	v , м/с	P_{∂} , Па	ΔP_{cm} , Па	Re	λ	ΔP_{mp} , Па	ξ
1	2	3	4	5	3	4	5	6	7	8	9

Полотенцесушитель

№ опыта	L_{np} , м ³ /с	t_2 , °С	ρ , кг/м ³	G , кг/с	v , м/с	P_{∂} , Па	ΔP_{cm} , Па	Re	λ	ΔP_{mp} , Па	ξ
1	2	3	4	5	3	4	5	6	7	8	9

Результаты опытов для каждого отопительного прибора представляются в виде графика $\xi = \xi(\text{Re})$ и делается вывод о характере этой зависимости.

Контрольные вопросы.

1. Что является причиной потерь энергии при движении потока жидкости?
2. Каков физический смысл числа Re?
3. Какие режимы течения в трубах Вам известны?
4. От чего зависит коэффициент сопротивления трения на поверхности трубы?
5. Каким образом учитываются в опытах потери на трение в испытываемом элементе?
6. Как определяется коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме?
7. Как определяется коэффициент гидравлического трения при турбулентном режиме?
8. Правильно ли мы делаем, когда при проектировании считаем что ξ не зависит от числа Re?
9. Какие факторы влияют на коэффициент местного сопротивления?
10. Приведите примеры наиболее часто встречающихся местных сопротивлений в системах отопления.

11. Какие местные сопротивления имеются в исследуемом приборном узле системы отопления?

12. Как увеличить гидравлическое сопротивление исследуемого приборного узла?

Лабораторная работа № 2.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Цель работы: экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи отопительных приборов при стационарном тепловом режиме.

Теоретическая часть.

Коэффициент теплоотдачи отопительного прибора α_{np} , Вт/м²°С, является сложной функцией различных величин, характеризующих процесс передачи теплоты от нагретой поверхности к воздуху помещения. В общем случае коэффициент теплоотдачи зависит от формы, размеров и температуры поверхностей нагрева прибора, температуры и скорости движения жидкости в нем, а также физических свойств жидкости: коэффициента теплопроводности, удельной теплоемкости, плотности, коэффициента вязкости и других факторов. В этой связи α_{np} отопительного прибора чаще всего определяют экспериментальным путем.

Теплоотдача отопительного прибора при компенсации теплотерь помещения происходит конвекцией и тепловым излучением (радиацией). В зависимости от преобладающего механизма теплоотдачи приборы условно разделяют на *радиаторы* и *конвекторы*. Доля каждой из составляющих теплообмена в общем тепловом потоке отличается у приборов различной конструкции и определяется величиной критериев Прандтля (Pr), Грасгофа (Gr) и законом Стефана-Больцмана [1]. В конвекторах радиационная составляющая будет крайне мала, так же, как и в радиаторах - доля конвективной составляющей. Так, у конвекторов с кожухом доля радиационного теплообмена составляет 5–10 % от общего теплового потока, а у неоребранных однорядных по глубине панельных радиаторов она достигает 40–45 %.

Экспериментально коэффициент теплоотдачи прибора α_{np} определяется при *стационарном тепловом режиме* отопительного прибора по известному количеству тепла, отдаваемого отопительным прибором (формула Ньютона–Рихмана)

$$Q_{np} = \alpha_{np} A (t_{нов} - t_с), \text{ Вт} \quad (2.39)$$

где Q_{np} – тепловая мощность прибора, определяемая по формуле (2.8), Вт; $t_{нов}$ – средняя температура поверхности прибора, °С; $t_с$ – средняя

температура окружающего воздуха, °С; A – площадь поверхности отопительного прибора (площадь поверхности теплообмена), м².

Из уравнения (2.39) следует

$$\alpha_{np} = \frac{Q_{np}}{A\Delta t}, \text{ Вт/м}^2\text{°С.} \quad (2.40)$$

Для определения долей конвективной и радиационной составляющих проводят расчеты в следующей последовательности:

1. Находят суммарную плотность теплового потока прибора q , Вт/м²:

$$q_{np} = \frac{Q_{np}}{A}. \quad (2.41)$$

2. Определяют плотность теплового потока излучением q_l , Вт/м²:

$$q_l = \varepsilon \cdot \sigma \left[\left(\frac{T_{nos}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_\varepsilon}{100} \right)^4 \right], \quad (2.42)$$

где ε – степень черноты материала поверхности прибора (приблизительно можно принять по табл. 10 [4]); $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ Вт/м²·К⁴ – постоянная Стефана–Больцмана; T_{nos} – средняя температура поверхности прибора, К; T_ε – средняя температура окружающего воздуха, К.

3. Рассчитывают плотность конвективного теплового потока q_k , Вт/м²:

$$q_k = q - q_l. \quad (2.43)$$

4. При замеренной средней разности температур между нагретой поверхностью и воздухом $\Delta t = t_{nos} - t_\varepsilon$, °С определяют коэффициент конвективной теплоотдачи α_k , Вт/(м²·°С)

$$\alpha_k = \frac{q_k}{\Delta t}. \quad (2.44)$$

Экспериментальный стенд в Центре «SYSTEMS» «Системы отопления и отопительные приборы» позволяет определить коэффициент теплоотдачи α_{np} по формуле (2.39), когда известна тепловая мощность и температурный напор, а также рассчитать соотношение между конвективной и радиационной составляющими теплообмена у трех отопительных приборов разной конструкции: секционного алюминиевого радиатора, стального панельного радиатора и полотенцесушителя (рис.2.12).

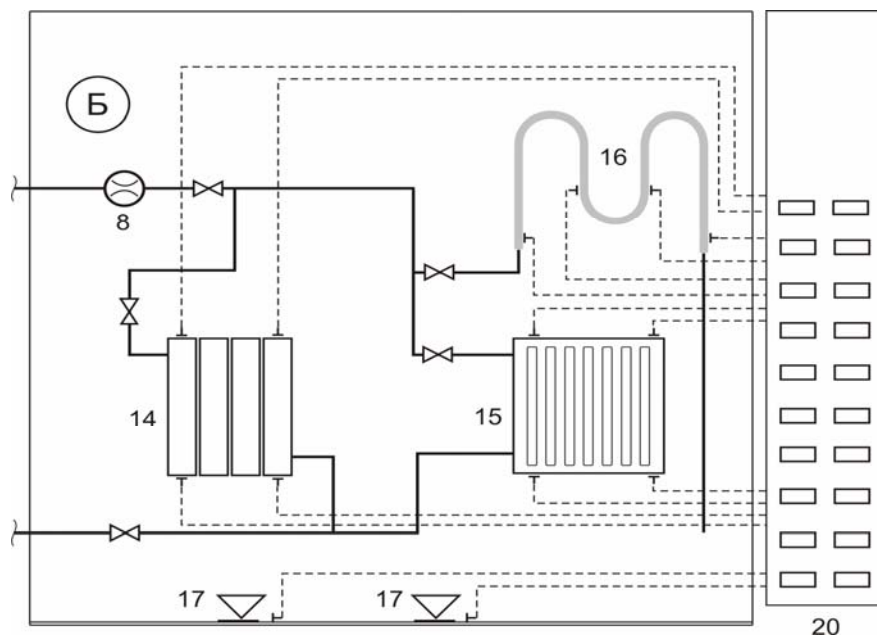


Рис. 2.12. Схема установки термопар в измерительном боксе Б

Расход воды через прибор контролируется по расходомеру 8, температура перед приборами 14, 15 и 16 устанавливается терморегулятором электродкала. Температура воздуха в боксе Б контролируется по термодатчикам на основе термопар у вытяжных диффузоров 17. Измерение температуры теплоотдающей поверхности осуществляется термодатчиками (по 4 на прибор), расположенными в нижней и верхней части отопительного прибора.

Экспериментальная часть

1. Запустить модули А и Б, включить освещение в боксе Б и систему вентиляции модуля.
2. Включить ПК и запустить программу контроля параметров стенда на мониторе компьютера (модуль А).
3. На трубопроводах модулей А и Б закрыть соответствующие шаровые краны и собрать схему, обеспечивающую движение воды в отопительном контуре только через секционный прибор 14.
4. На модуле А включить электродкал на III ступень мощности. Установить на его регуляторе температуру горячей воды на максимум.
5. Выставить переключатель режима (скорости) работы насоса 3 в позицию «III», обеспечивающую максимальный расход теплоносителя в отопительном контуре.
6. После достижения стационарного режима (~10 мин) с помощью компьютерной программы определить показания электронных

термометров: температуры воды в подающей t_2 и обратной подводках t_o , температуру воздуха в боксе t_6 , внести полученные измерения в табл. 5.1.

7. С помощью индикатора расхода 8 определить объемный расход воды L_{np} , м³/с, проходящий через отопительный прибор 14. Внести полученное значение расхода в табл. 5.1.

8. Снять показания термодатчиков на поверхности прибора 14.

9. Повторить пункты проведения работы для приборов 15 и 16.

10. Отключить электронагреватель. Через некоторое время (~5 мин) выключить модуль А.

Опыты с каждым прибором проводятся при трех температурных режимах (близких по $\Delta t_{cp} = 30, 50$ и 70 °С). Средняя температура поверхности отопительного прибора $t_{нов}$ находится как среднее арифметическое температур всех датчиков:

$$t_{нов} = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4}, \text{ °С.}$$

Опытные данные записываются в табл. 2.6.

Таблица 2.6

t_{ex} , °С	$t_{вых}$, °С	t_6 , °С	Δt_{cp} , °С	G_{np} , кг/с	Q_{np} , Вт	$t_{нов}$, °С	α_{np} , Вт/м ² С	q , Вт/м ²	α_k , Вт/м ² С	α_l , Вт/м ² С
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Контрольные вопросы.

1. От каких конструктивных и эксплуатационных факторов зависит теплоотдача отопительного прибора?

2. От каких теплотехнических и гидравлических характеристик зависит теплоотдача отопительного прибора?

3. В каких случаях наблюдается недостаточная теплоотдача нагревательных приборов?

4. За счет каких факторов можно добиться увеличения теплоотдачи прибора?

Список использованных источников

1. Основы гидравлики и теплотехники: учебное пособие /З.Х.Замалеев, В.Н.Посохин, В.М.Чефанов. – Спб.; М.; Краснодар: Лань, 2019. – 352 с.

2. Сканави А.Н., Махов Л.М. Отопление. – М.: АСВ, 2002. – 576 с.

3. Рекомендации НИИ Сантехники (ООО «Витатерм») по проектированию систем отопления.

4. Справочные таблицы по тепломассообмену / З.Х.Замалеев, М.А. Валиуллин. – Казань: КГАСУ. 2016. – 32 с.

III. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. СОВРЕМЕННЫЕ ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Важным компонентом инженерного оборудования в общественных зданиях большого объема (зрительные залы, конференц-залы, торговые залы, аудитории), предназначенным для создания благоприятных условий воздушной среды в помещениях, является система кондиционирования воздуха (СКВ). В настоящее время широко применяются СКВ на базе центральных кондиционеров. Основные элементы таких систем: центральный кондиционер, сеть воздухопроводов, по которым воздух подается в обслуживаемое помещение, вытяжные и рециркуляционные воздухопроводы с вентиляционными агрегатами (рис. 3.1).

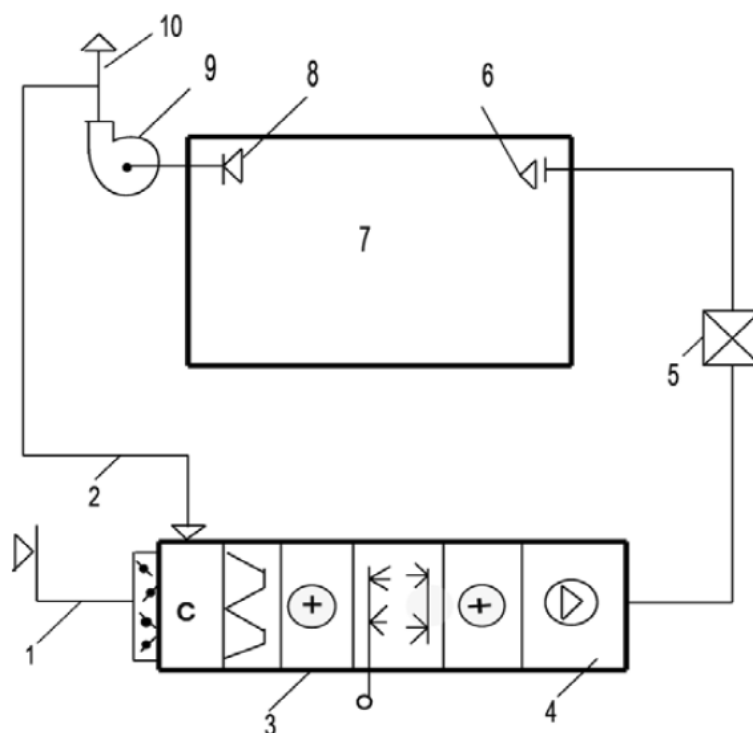


Рис. 3.1. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха: 1 – воздухозаборное устройство; 2 – рециркуляционный воздухопровод; 3 – установка кондиционирования воздуха; 4 – приточный вентилятор; 5 – доводчик; 6 – система распределения воздуха; 7 – помещение; 8 – система удаления воздуха; 9 – вытяжной вентилятор; 10 – канал для выброса воздуха

Основной частью СКВ является центральный кондиционер – агрегат для обработки. В основу его конструирования закладывают модульный принцип построения типового ряда. Типовой ряд состоит из набора кондиционеров, каждый из которых имеет свой диапазон применения по расходу обрабатываемого воздуха. Каждый кондиционер из типового ряда

устраивается из типовых функциональных модулей. Этот подход позволяет ограничить номенклатуру применяемых изделий и при этом получить широкий диапазон изменения характеристик агрегата.

Фирмы-производители кондиционеров, как правило, имеют основные (базовые) схемы комплектации и множество производных схем, являющихся модификациями базовых. Модификация базовых схем заключается в дополнительной их комплектации отдельными элементами (камерами обслуживания, клапанами, воздухонагревателями, утилизаторами и т.д.) для увеличения эффективности обработки воздуха, в изменении схемы компоновки элементов (вертикальное, горизонтальное, угловое и т.д.), в изменении применяемых материалов и т.п. (рис. 3.2). Это позволяет, например, для одного расхода получить модификации кондиционера с различными схемами забора воздуха, направлениями его выхода, местом расположения установки (в техническом помещении, на крыше здания и т.д.), горизонтального или вертикального движения потоков и др.

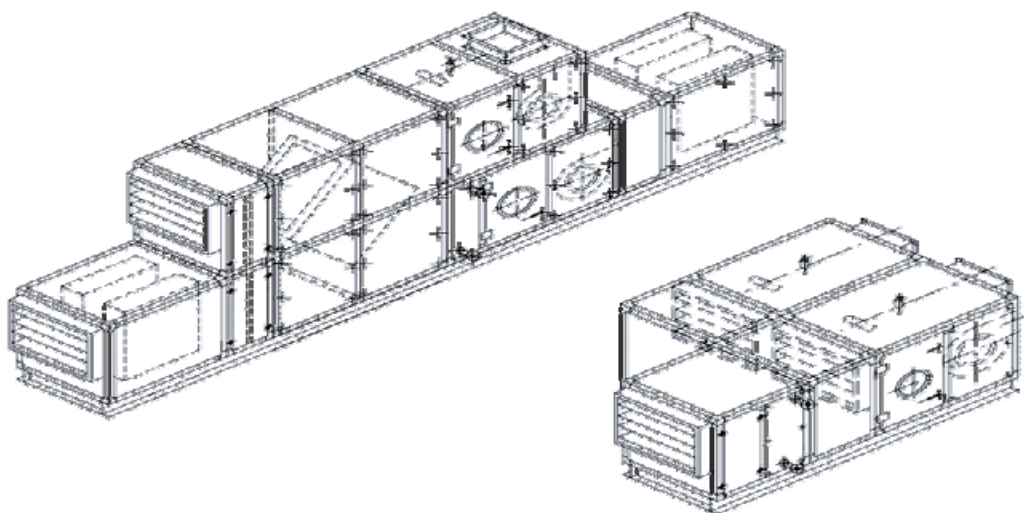


Рис. 3.2. Общий вид кондиционера с двухъярусной компоновкой (а) и двухканального (б).

Центральные кондиционеры состоят из отдельных частей, которые могут называться секциями, камерами, блоками. Блоки можно разделить на функциональные, в которых производится обработка воздуха, и конструктивные, необходимые для монтажа, ремонта и обслуживания (камеры обслуживания, смесительные камеры, блоки приемные и присоединительные). Блоки компонуются в последовательности, обеспечивающей проектные способы обработки воздуха во все предусмотренные периоды работы кондиционера.

В зависимости от характера требуемых процессов обработки воздуха кондиционеры компонуются из следующих функциональных блоков:

- блоки первого и второго подогрева;
- воздухоохладители;
- блок очистки воздуха;
- блок утилизации теплоты;
- вентиляторный агрегат;
- увлажнитель или осушитель воздуха, в том числе заблокированный с воздухоохладителями.

В современных кондиционерах часто используются объединенные блоки (приемный блок с фильтром, блок воздухонагревателя с камерой обслуживания, вентиляторный блок с присоединительной камерой вместо вентагрегата и др.).

Блоки первого и второго подогрева (рис. 3.3) комплектуются воздухонагревателями (калориферами) без обводного канала и с обводным каналом, в который встраивается воздушный клапан. Теплоносителем обычно служит вода, реже применяются паровые калориферы. Воздухонагревательные элементы калориферов изготавливаются преимущественно из оребренных медных или биметаллических труб. Биметаллическая труба состоит из внутренней стальной и внешней алюминиевой трубы с накатным оребрением. Число рядов трубок может быть разным. Чаще всего применяются калориферы с числом рядов трубок от одного до четырех.

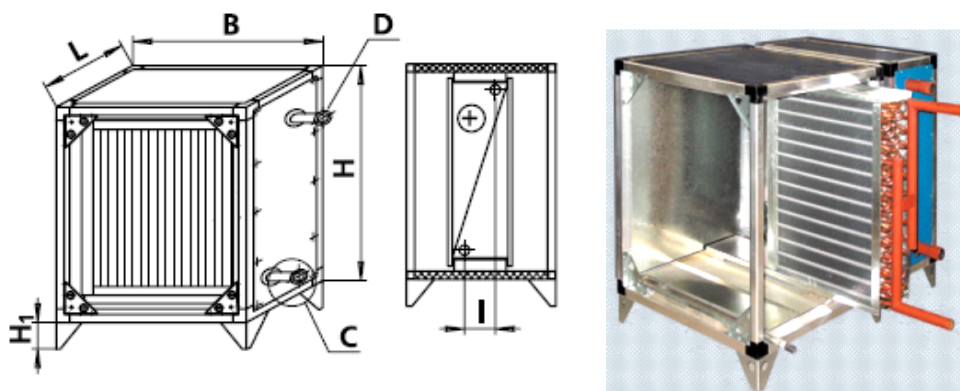


Рис. 3.3. Воздухонагреватель водяной.

Воздухоохладители конструктивно схожи с калориферами. Отличие их от калориферов в том, что в трубки подается холодоноситель (холодная вода) или хладагент (фреон). В последнем случае они являются испарителями холодильной машины и их называют воздухоохладителями непосредственного охлаждения.

При охлаждении воздуха может образовываться конденсат, который способствует коррозии наружной поверхности трубок. В этой связи

применяются оребренные трубки, поверхность которых со стороны обрабатываемого воздуха покрывается цинком, а в блоке организуют сбор и отвод конденсата. Для предотвращения уноса конденсата с поверхности трубок выходе устанавливается каплеуловитель, а скорость движения воздуха во фронтальном сечении ограничивается (около 3 м/с).

Секция воздухоохладителя, как и секция подогрева воздуха, может иметь обводной канал с клапаном.

Кондиционеры могут комплектоваться различными **увлажнителями**: форсуночными, сотовыми, паровыми. Первые два представляют собой контактные устройства, в которых вода разбрызгивается с помощью форсунок (камеры орошения) или стекает по гофрированным пластинам-«сотам» (рис. 3.4). При контакте воздуха с каплями и пленкой воды за счет процессов тепло- и массообмена происходит изменение температуры и влажности обрабатываемого воздушного потока.

Камера орошения состоит из корпуса, бака для воды, распределительных пластин на входе, обеспечивающих равномерный воздушный поток по сечению камеры и каплеуловителя на выходе воздуха (рис. 3.4, а).

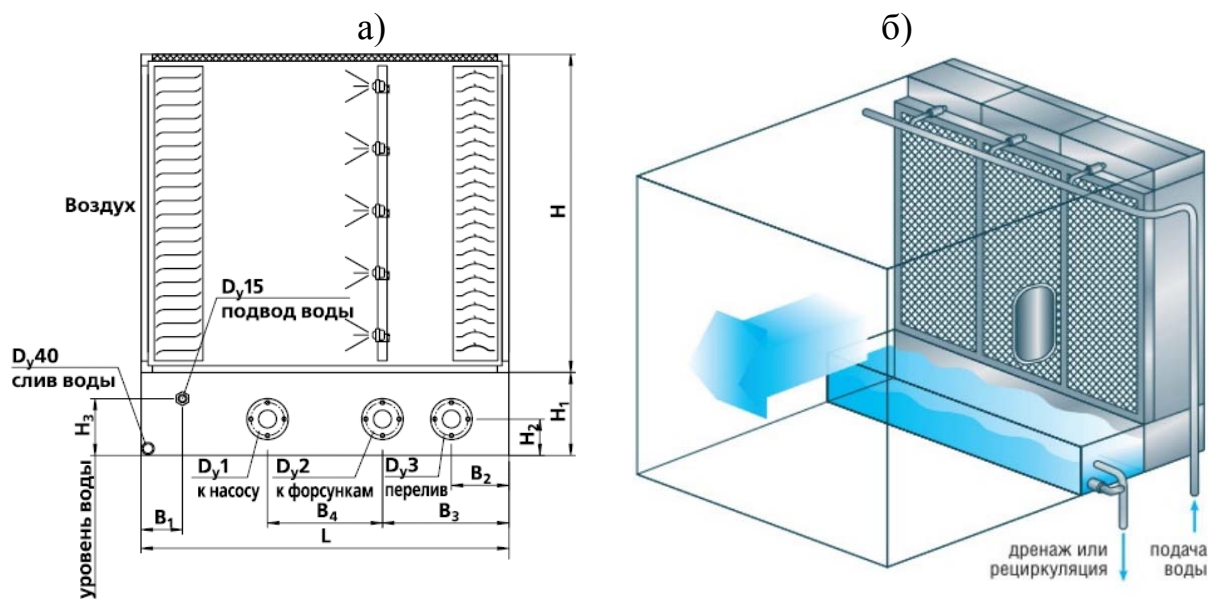


Рис. 3.4. Контактные аппараты: а - камера орошения; б – сотовый увлажнитель

В баке камеры размещается сетчатый фильтр для очистки рециркуляционной воды, поплавковый клапан для пополнения бака и перелив для поддержания определенного уровня воды. В проходном сечении камеры устанавливается горизонтальные трубы-коллекторы, к которым присоединяются трубные стояки. На стояках крепятся форсунок

для распыла воды. В зависимости от количества коллекторов камеры бывают одно- и двухрядными, с распылом воды по потоку и против потока воздуха. Камеры орошения – сложные комплексы, с помощью которого можно производить не только увлажнение, но и политропные процессы различного направления. Так, осушение воздуха можно организовать при контакте его с холодными каплями воды, температура которых ниже температуры точки росы. Однако из-за большой стоимости в последнее время применяют оросительные камеры, работающие только в адиабатическом режиме, т.е. без системы охлаждения (нагрева) циркулирующей воды, а для охлаждения, осушки или нагрева используются воздухоохладители и воздушнонагреватели.

Паровые увлажнители состоят из генератора пара (преимущественно применяется электрическая энергия), паропровода, форсунок или коллектора ввода пара в воздушную среду, конденсатопровода. Все устройства увлажнения и осушения воздуха снабжаются системами автоматического регулирования режима работы и в обоснованных случаях могут иметь воздушный обводной канал с клапаном.

Секция очистки воздуха (секция фильтрации) предназначена для снижения концентрации механических примесей до уровня ниже ПДК (рис. 5). Второе назначение секции – защита теплообменных поверхностей (в утилизаторах теплоты, калориферах и воздухоохладителях) от загрязнений. В зависимости от требуемой степени очистки и характера улавливаемой пыли в кондиционере могут применяться одна или две последовательно установленные секции очистки воздуха. Для тонкой очистки воздуха от пыли чаще всего используется фильтрующая бумага. В секциях грубой очистки могут применяться металлизированные сетки и ткани из синтетических волокон. Конструктивно фильтрующие элементы могут быть оформлены в виде ячеек (панелей), гофрированных листов, карманов различной длины и т.д. Фильтры грубой очистки (по европейскому стандарту EUROVENT 4/5 классы EU1...EU4) имеют степень очистки 65...90%; фильтры среднего класса (EU5...EU9) - до 95%.

Габариты требуемого набора фильтрующих элементов определяют размер поперечного сечения кондиционера. При выборе размера поперечного сечения кондиционера также учитываются ограничения на скорость движения воздуха в поперечном сечении камер орошения и воздухоохладителей с мокрым режимом эксплуатации (по условиям отсутствия каплеуноса).

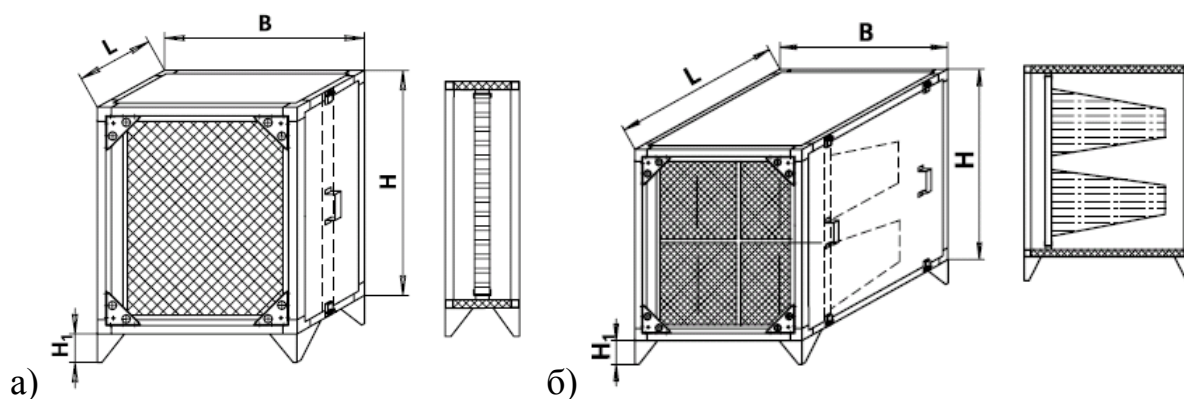


Рис. 3.5. Секции фильтрации ячейковые (а) и карманные (б).

В кондиционерах применяются вентиляторы и **вентиляторные агрегаты**. Последние кроме электропривода и собственно вентилятора включают несущую раму, механизмы клиноременной или прямой передачи, виброизоляторы, а при необходимости, направляющий аппарат и средства управления. Вентиляторный агрегат монтируется в вентиляторной секции (рис. б), что позволяет без существенных трудностей изменять направления подвода и отвода воздуха.

Наиболее широкое применение в кондиционерах получили радиальные вентиляторы с загнутыми назад или вперед лопатками, в случае больших расходов воздуха – с двухсторонним всасыванием.

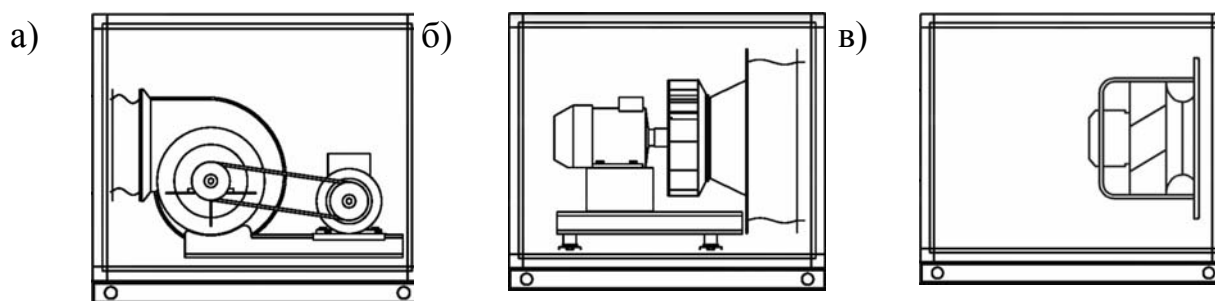


Рис. 3.6. Варианты вентиляторных агрегатов: а – вентилятор с кожухом; б – вентилятор канальный с внешним двигателем; в – вентилятор с мотор-колесом

Электропривод вентиляторов может быть одно- и многоскоростным. Регулирование частоты вращения привода может осуществляться с помощью инверторов – преобразователей частоты тока.

Автоматика. Обязательным элементом современного центрального кондиционера является система автоматического регулирования и контроля параметров воздуха и энергоносителей, а также средства обеспечения безопасных режимов эксплуатации, управляемые шкафом автоматики.

Основными функциями шкафа управления являются:

- контроль над оборудованием, входящим в систему кондиционирования;
- защита агрегатов от возникновения перегрева, некорректного монтажа и подключения, короткого замыкания;
- регулировка важнейших параметров оборудования, таких как подача или мощность;
- программирование работы всей системы или отдельных агрегатов на заданный временной промежуток – день, неделю, месяц;
- индикация данных на панели контроля и регулировки;
- контроль над степенью загрязнения фильтров;
- предупреждение сбоев в работе сезонно зависимого оборудования, например, водяных калориферов, которые могут промерзнуть при слишком низкой температуре; при возникновении аварийной ситуации, например, возгорания в одном из помещений, остановка вентиляционного оборудования происходит автоматически;
- визуализация параметров, осуществление дистанционного управления.

К устройствам автоматики относятся контрольно-измерительные приборы (КИПиА): привод воздушной заслонки, термостат защиты от замерзания, дифференциальное реле давления, погружные/канальные датчики давления, температуры, влажности воздуха, частотные преобразователи. Они предназначены для получения информации о различных физических величинах, состоянии объекта управления и ввода этой информации в блок управления. Дальнейшей обработкой полученных данных занимается автоматика шкафа управления, и при отклонении измеряемого параметра от нормы, выдается сигнал на сервоприводы, выключатели и другие блокирующие устройства. От системы КИПиА зависит корректная работа любого оборудования (согласно технологическому процессу) в СКВ.

Описание лабораторного стенда

В Центре «SYSTEMS» установлен центральный кондиционер, в котором ведется подготовка приточного воздуха для помещений Центра. В схеме предусмотрено автоматическое регулирование параметров притока по температуре наружного воздуха, (рис. 3.7), а также частичная рециркуляция внутреннего воздуха.

Цель выполнения лабораторных работ на стенде «Центральный кондиционер» состоит в определении аэродинамического сопротивления кондиционера, коэффициентов теплопередачи воздухонагревателей и воздухоохладителя, коэффициента эффективности увлажнителя, характеристики вентилятора и наладке системы воздуховодов на заданный режим работы.



Рис. 3.7. Центральный кондиционер в Центре «SYSTEMS»

Компоновочная схема кондиционера с датчиками и приборами для измерения представлена на рис. 3.8. Функциональная схема автоматизации установки показана на рис. 3.9.

Наружный воздух забирается через воздухозаборную решетку 9 и по каналу 10 поступает в проемную секцию кондиционера 1. Далее воздух проходит через матерчатый фильтр 2, который снабжен манометром 12, фиксирующим перепад давления. По мере загрязнения фильтровальной ткани перепад давления ΔP_{ϕ} возрастает и при достижении значения 200 Па (о чем сигнализирует лампа на щите автоматики) ткань надо регенерировать или заменять фильтр.

Затем воздух поступает в воздухонагреватель (ВН) первой ступени, теплоноситель в который подается через смесительный узел №1, управляемый контроллером 20 шкафа автоматики.

Подогретый воздух переходит в смесительную камеру 4, где происходит смешение потоков наружного и рециркуляционного воздуха, забираемого из помещения по каналу 13 и регулируемого дроссель-клапаном 14. Далее смесь направляется в секцию 5, где в сотовом увлажнителе, орошаемом водопроводной водой, происходит адиабатическая обработка воздуха. Часть воды испаряется, увлажняя воздух, а неиспарившаяся вода попадает в поддон, откуда насосом 15 направляется через ротаметр 16 обратно на орошение через трехходовой клапан. Сепаратор 17 задерживает неиспарившиеся капли воды.

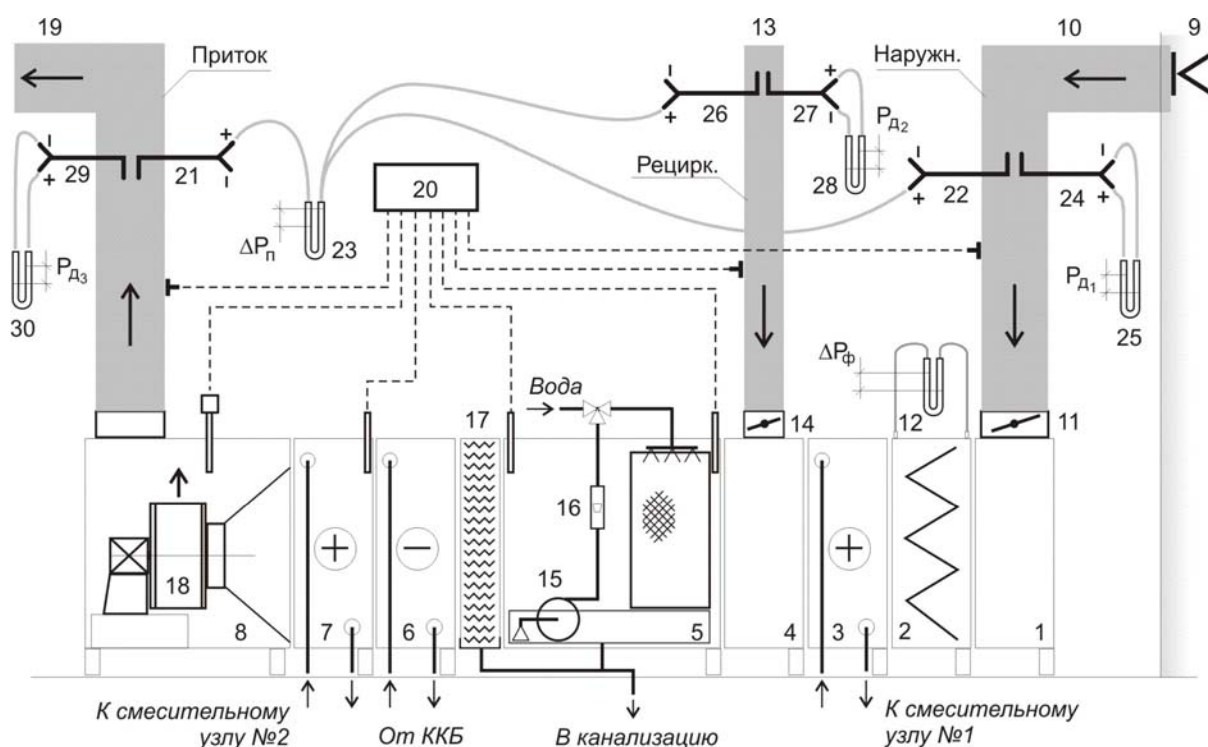





Рис. 3.8. Компонентная схема стенда «Центральный кондиционер»: 1 – приемная секция; 2 – секция фильтра; 3 – секция воздухонагревателя I ступени; 4 – смешивающая секция; 5 – секция сотового увлажнителя; 6 – секция фреонового воздухоохладителя; 7 – секция воздухонагревателя II ступени; 9 – вентиляционная секция; 10 – воздуховод забора наружного воздуха; 11 – утепленный клапан; 12 – датчик дифференциального давления на фильтре; 13 – рециркуляционный воздуховод; 14 – дроссель-клапан с приводом; 15 – насос; 16 – ротаметр; 17 – каплеуловитель; 18 – радиальный вентилятор; 19 – приточный воздуховод; 20 – контроллер; ККБ – компрессорно-конденсатный блок (на схеме не показан). Остальные позиции указаны в тексте.

Условные обозначения:  – датчик влажности и температуры воздуха;  – накладной датчик температуры;  – трехходовой смешивательный клапан

Далее воздух проходит через воздухоохладитель (ВО) 6, хладагент (фреон R134a) в который подается от компрессорно-конденсаторного блока (ККБ), расположенного снаружи здания. ВО включается в работу только в теплый период, когда оба воздухонагревателя и увлажнитель отключены.

После ВН второй ступени, оборудованного смешивательным узлом №2, воздух радиальным вентилятором 18 по каналу 19 направляется в помещение.

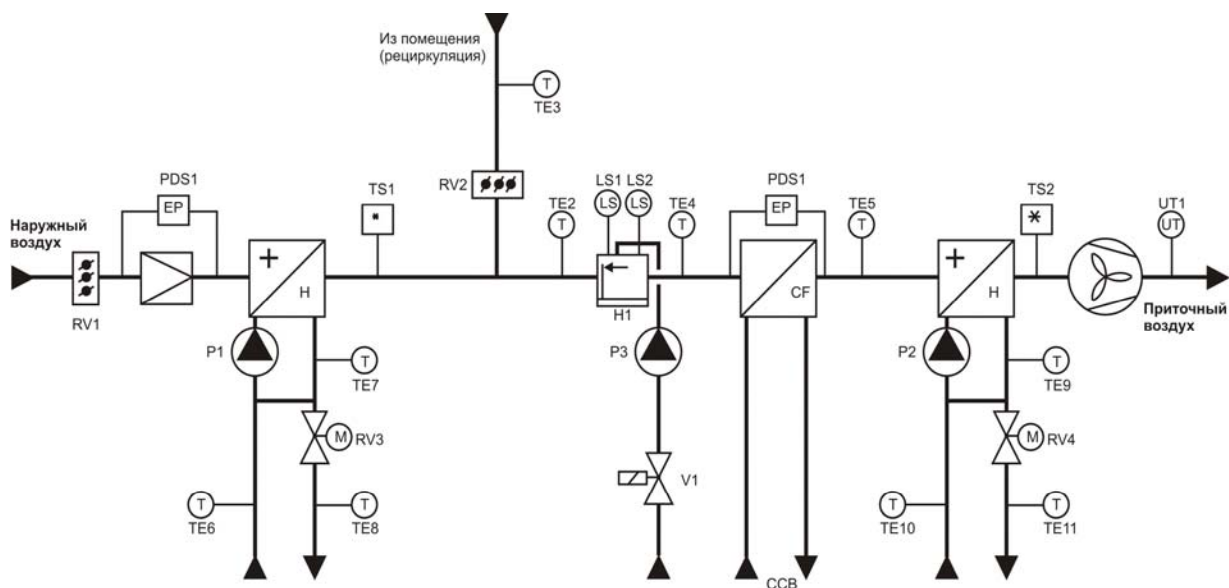


Рис. 3.9. Функциональная схема автоматизации установки. Обозначения на схеме: М – двигатель; Р – насос; Н – увлажнитель; RV – привод; TE - датчик температуры; UT - датчик температуры и влажности; TS – термостат; LS - датчик уровня; PDS - датчик дифференциального давления; CCB - компрессорно-конденсатный блок

Кондиционер снабжен средствами измерения температуры, влажности, перепадов давления, места установки которых указаны на рис. 8. Для управления стендом используется шкаф автоматики. Возможности управления кондиционером реализуются путем настройки контроллера 20 и позволяют проводить: изменение числа оборотов колеса вентилятора и, соответственно, его подачи частотным регулятором; управление утепленным клапаном и рециркуляционной заслонкой, регулирование температуры тепло-хладоносителей в зависимости от заданной температуры приточного воздуха.

Лабораторная работа №3.1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРА

Экспериментальная часть

Кондиционер состоит из отдельных технологических секций, каждая из которых представляет собой возмущающий элемент (ВЭ), который оказывает определенное сопротивление прохождению воздуха. Казалось бы, следует определить коэффициенты местного сопротивления (*кмс*) для каждой секции, затем суммировать их и определить, таким образом, показатель сопротивления кондиционера в целом. Однако неучет

взаимовлияния отдельных ВЭ друг на друга может привести к существенным ошибкам. Поэтому для таких сложных компоновок экспериментально определяют суммарный *кмс* аппарата в целом.

Кондиционер может работать как *прямоточный* (рециркуляция отсутствует), с *частичной рециркуляцией* и полностью *рециркуляционный*. Ясно, что сопротивление проходу воздуха во всех этих случаях будет различным. Что мы и будем определять далее опытным путем.

а) *Определение кмс прямоточного кондиционера*: Канал для забора рециркуляционного воздуха отключен с помощью клапана 14 (рис. 3.8). Потерю полного давления в кондиционере ΔP_1 определяем с помощью датчиков 21, 22 (пневмометрических трубок) и микроманометра 23.

Среднее динамическое давление в канале $P_{\partial 1} = \frac{\rho v_1^2}{2}$ определяется с помощью датчика 24 и микроманометра 25; $\rho = \frac{353}{T}$ – плотность воздуха, кг/м³; $T = (t + 273)$ – температура воздуха, К.

Среднее динамическое давление, Па, определенное по скорости в живом сечении кондиционера, находим пересчетом

$$P_{\partial,к} = P_{\partial 1} \left(\frac{F_1}{F_к} \right)^2,$$

где F_1 и $F_к$ – соответственно площади живого сечения канала и кондиционера, м².

Коэффициент местного сопротивления аппарата в целом будет

$$\xi = \frac{\Delta P_1}{P_{\partial,к}}.$$

Понятно, что полученный таким образом результат учитывает и потери давления на участках каналов от мест установки датчиков 21, 22 до аппарата.

Измерения должны быть проведены при разной подаче вентилятора, меняя скорость вращения его колеса с помощью преобразователя частоты тока. Результаты измерений и расчетов заносятся в табл. 1.

б) *Определение кмс рециркуляционного кондиционера*. Канал для забора наружного воздуха 10 отключен. Перепад полного давления в аппарате ΔP_2 определяется с помощью датчиков 21, 26 и микроманометра

23. Среднее динамическое давление в канале $P_{\partial 2} = \frac{\rho v_2^2}{2}$ – с помощью датчика 27 и микроманометра 28. Среднее динамическое давление в живом сечении аппарата находится пересчетом

$$P_{\partial,к} = P_{\partial 2} \left(\frac{F_2}{F_к} \right)^2$$

Кмс аппарата –

$$\xi = \frac{\Delta P_2}{P_{\partial,к}}$$

в) *Определение кмс кондиционера с частичной рециркуляцией.* В этом случае клапаны на всех каналах открыты. Перепад полного давления в аппарате ΔP_3 определяется с помощью датчиков 21, 22 и микроманометра

23. Среднее динамическое давление $P_{\partial 3} = \frac{\rho v_3^2}{2}$ в канале 19 определяется с помощью датчика 29 и микроманометра 30. Среднее динамическое давление в живом сечении аппарата находится пересчетом

$$P_{\partial,к} = P_{\partial 3} \left(\frac{F_3}{F_к} \right)^2$$

Кмс аппарата –

$$\xi = \frac{\Delta P_3}{P_{\partial,к}}$$

И здесь также, как и в предыдущих случаях, значения ΔP и ξ учитывают потери давления на участках каналов до мест установки датчиков. Измерения проводятся при разной подаче вентилятора. Результаты измерений и расчетов заносятся в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Определение кмс кондиционера при разных режимах его работы

№	Прямоточный режим				Режим рециркуляции				Режим с частичной рециркуляцией			
	ΔP_1 , Па	$P_{\partial 1}$, Па	$P_{\partial,к}$, Па	ξ	ΔP_2 , Па	$P_{\partial 2}$, Па	$P_{\partial,к}$, Па	ξ	ΔP_3 , Па	$P_{\partial 3}$, Па	$P_{\partial,к}$, Па	ξ
1												
2												
3												

Контрольные вопросы.

1. Какие потери давления имеют место на участках каналов от мест установки датчиков до аппарата?
2. В чем энергетический смысл понятия «давление» потока жидкости или газа?
3. Расскажите, как измерять давление с помощью пневмотрубки и микроманометра.

Лабораторная работа №3.2

ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРА

Цель работы: опытным путем установить связь между подачей и полным давлением вентилятора при разных числах оборотов колеса. Клапан 14 на канале рециркуляционного воздуха закрыт (рис. 3.8).

Экспериментальная часть

С помощью датчиков 21, 22 определяется полное давление в местах установки датчиков P_{n1} , P_{n3} , а также измеряется среднее динамическое давление в канале 19 приточного воздуха $P_{\partial3} = \frac{\rho v_3^2}{2}$. Вычисляется расход воздуха в канале – подача вентилятора

$$L = F_3 \sqrt{\frac{2P_{\partial3}}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Полное давление, развиваемое вентилятором, равно

$$P = \Delta P_{ann} + \Delta P_{ec} + \Delta P_n, \text{ Па}$$

где $\Delta P_{ann} = P_3 + |P_1|$ – потери полного давления в аппарате, а также на участках сети от мест установки датчиков 21, 22 до аппарата, Па;

$\Delta P_{ec} = P_1$ – потери полного давления в сети после места установки датчика 22, Па; $\Delta P_n = P_3$ – потери полного давления в сети после места установки датчика 21, Па.

Измерения проводятся при разных числах оборотов колеса вентилятора, n , об/мин. При этом в каждой серии измерений при постоянном n характеристика сети меняется с помощью клапанов на нагнетательном или всасывающем каналах. Результаты измерений и расчетов заносятся в табл. 3.2. По результатам измерений строится характеристика вентилятора $P = f(L, n)$.

Таблица 3.2

К построению характеристики вентилятора

n, об/мин	P ₁ , Па	P ₃ , Па	P _{∂3} , Па	L, м ³ /с	P, Па	T, К	ρ, кг/м ³

Контрольные вопросы.

1. Как по имеющимся характеристикам подобрать нужный вентилятор?
2. Как определить полезную мощность вентилятора?
3. Как определить необходимую мощность электродвигателя вентилятора?

Лабораторная работа №3.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ОБРАБОТКЕ В КОНДИЦИОНЕРЕ»

Цель работы: определение тепловлажностных характеристик воздуха, проходящего через кондиционер.

Экспериментальная часть

Воздух в кондиционере может нагреваться, охлаждаться, увлажняться, осушаться. При этом естественно меняются его тепловлажностные характеристики – температура, влажность, энтальпия. В зависимости от периода года и тепло-влажностности обслуживаемого помещения используют разные схемы обработки. Далее мы будем измерять параметры воздуха на разных ступенях его обработки, и строить процессы изменения его состояния на $I-d$ диаграмме, которая позволяет наглядно представить различные стадии общей схемы обработки и оценить эффективность процессов.

Установка датчиков для измерения температуры и относительной влажности воздуха показана на рис. 8. Измерения могут проводиться в теплый и холодный периоды для прямоточной, рециркуляционной схем и схемы с частичной рециркуляцией. Разберем последовательно возможные варианты.

Прямоточная схема – холодный период. Воздухоохладитель отключен. Рециркуляция отключена. Воздух последовательно проходит через ВН первого подогрева, сотовый увлажнитель, ВН второго подогрева и далее подается в помещение.

В стационарном режиме фиксируются температура и влажность воздуха после первого подогрева t_k, φ_k , после увлажнения t_o, φ_o , после второго подогрева t_n, φ_n , а также в помещении t_b, φ_b и снаружи t_n, φ_n . На $I-d$ диаграмме строятся процессы (рис. 3.10):

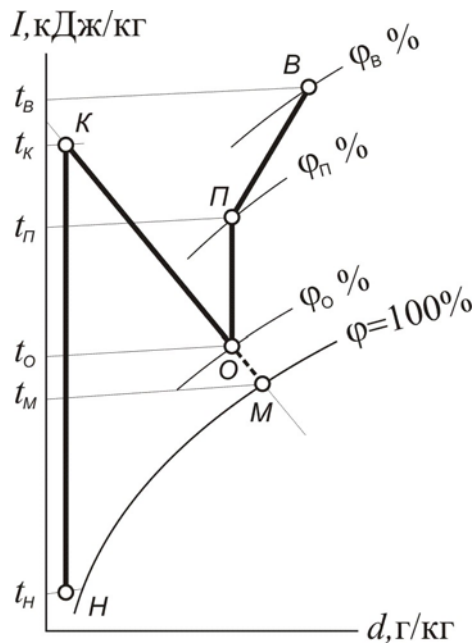


Рис. 3.10

отрезок НК – первый подогрев;
 отрезок КО – адиабатическое увлажнение;
 отрезок ОП – второй подогрев;
 отрезок ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Далее определяются энергетические показатели процессов. Расход тепла на первый подогрев

$$Q_1 = c_p \rho L (t_K - t_H), \text{ Вт.}$$

Коэффициент теплопередачи, характеризующий эффективность ВН

$$\kappa = \frac{Q_1}{F_1 \Delta t}, \text{ Вт/м}^2\text{°С,}$$

где c_p – удельная теплоемкость воздуха, $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$; ρ – плотность воздуха, kg/m^3 ; Δt – средняя разность температур греющего и нагреваемого теплоносителя, $^\circ\text{C}$

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_K + t_H}{2};$$

F_1 – площадь поверхности нагрева ВН, $F_1 = 12,3 \text{ м}^2$.

Эффективность процесса увлажнения

$$E = \frac{t_K - t_O}{t_K - t_M},$$

представляющая собой отношение разностей температур, достигаемых в реальном процессе и идеальном. В последнем случае это – температура мокрого термометра t_M .

Характеристики ВН второй ступени определяются также как и для первой, то есть

$$Q_2 = c_p \rho L (t_P - t_O), \text{ Вт. } \kappa = \frac{Q_2}{F_2 \Delta t}, \text{ Вт/м}^2\text{°С}$$

где

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_P + t_O}{2}; \quad F_2 = 10,5 \text{ м}^2.$$

Угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon = \frac{\sum Q}{\sum W} = \frac{\Delta I}{\Delta d}$, kJ/kg , определяется по угловому масштабу I-

d диаграммы (ΣQ и ΣW – суммарные тепло и влаговыделения в помещении).

Схема с частичной рециркуляцией – холодный период. Воздухоохладитель отключен. Последовательность процессов – рис. 3.11:

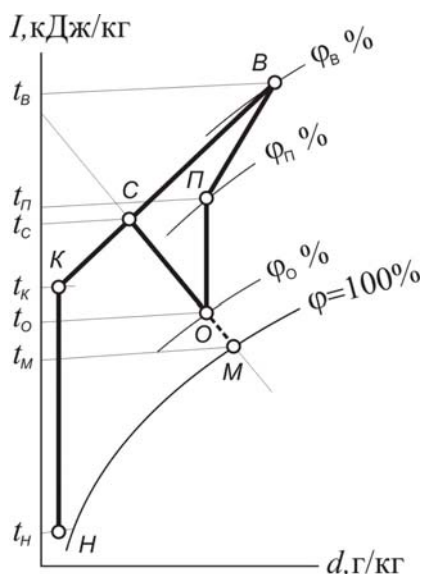


Рис. 3.11

отрезок НК – первый подогрев;
отрезок КВ – процесс смешения нагретого и рециркуляционного воздуха; C – точка смеси;
отрезок СО – адиабатическое увлажнение;
отрезок ОП – второй подогрев;
отрезок ПВ – процесс в помещении.

Энергетические показатели процессов определяются так же, как и ранее, с использованием значений температур, измеренных при работе кондиционера в этом режиме.

Прямоточный кондиционер – теплый период. Обе ступени нагрева и увлажнитель отключены. Рециркуляция отключена. Последовательность процессов показана на рис. 3.12:

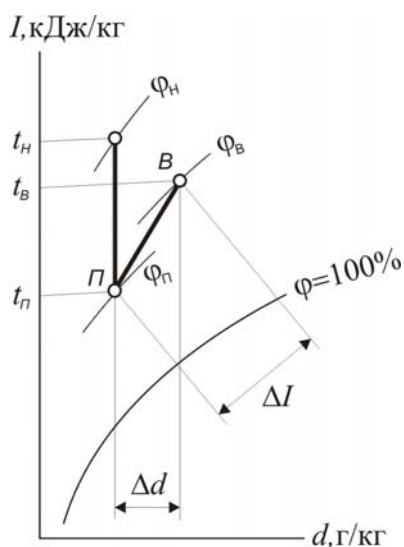


Рис. 3.12

отрезок НП – «сухое» охлаждение в ВО;

Π – параметры приточного воздуха;
отрезок ПВ – процесс в помещении.

Отбор тепла в ВО

$$Q = c_p \rho L (t_H - t_{\Pi}), \text{ Вт.}$$

Коэффициент теплопередачи в ВО

$$\kappa = \frac{Q}{F \Delta t}, \text{ Вт/м}^2\text{°С}$$

где

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_H + t_n}{2}; \quad \varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d}.$$

Прямоточный кондиционер – теплый период. Первый подогрев и ВО отключены. Последовательность процессов приведена на рис. 3.13:

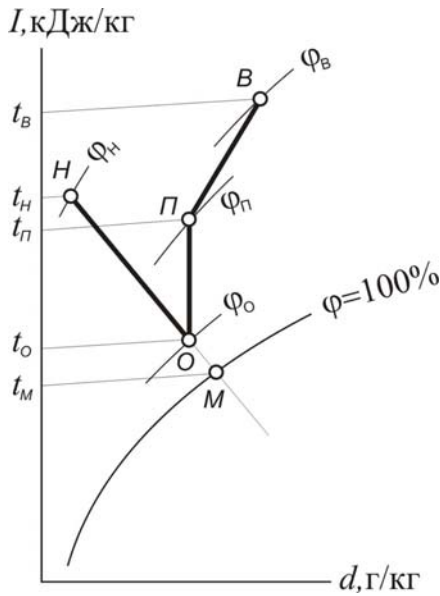


Рис. 3.13

отрезок НО – процесс адиабатического увлажнения
отрезок ОП – подогрев в ВН второй ступени;
отрезок ПВ – процесс в помещении.

Расход тепла на подогрев и эффективность процесса увлажнения и угловой коэффициент луча процесса а помещении определяются аналогично предыдущим случаям с учетом полученных в опыте значений температур. Опытные значения параметров воздуха и определенные расчетом энергетические характеристики процессов заносятся в таблицы 3,4,5 и 6.

Таблица 3.3

Режим работы, соответствующий рис. 3.10

$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	$\frac{t_\theta, ^\circ\text{C}}{\varphi_\theta, \%}$	$\frac{t_k, ^\circ\text{C}}{\varphi_k, \%}$	$\frac{t_o, ^\circ\text{C}}{\varphi_o, \%}$	$t_m, ^\circ\text{C}$	$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	$Q_1, \text{Вт}$	$\kappa_1, \text{Вт/м}^2\text{}^\circ\text{C}$	E	$Q_1, \text{Вт}$	$\kappa_2, \text{Вт/м}^2\text{}^\circ\text{C}$	$\varepsilon, \text{кДж/кг}$

Таблица 3.4

Режим работы, соответствующий рис. 3.11

$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	$\frac{t_\theta, ^\circ\text{C}}{\varphi_\theta, \%}$	$\frac{t_k, ^\circ\text{C}}{\varphi_k, \%}$	$\frac{t_c, ^\circ\text{C}}{\varphi_c, \%}$	$\frac{t_o, ^\circ\text{C}}{\varphi_o, \%}$	$t_m, ^\circ\text{C}$	$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	$\frac{Q_1, \text{Вт}}{\kappa_1, \text{Вт/м}^2\text{}^\circ\text{C}}$	$\frac{G_p}{G_n}$	E	$\frac{Q_1, \text{Вт}}{\kappa_2, \text{Вт/м}^2\text{}^\circ\text{C}}$	$\varepsilon, \text{кДж/кг}$

Таблица 3.5

Режим работы, соответствующий рис. 3.12

$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	$\frac{t_\theta, ^\circ\text{C}}{\varphi_\theta, \%}$	$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	$Q, \text{Вт}$	$\kappa, \text{Вт/м}^2\text{}^\circ\text{C}$	$\varepsilon, \text{кДж/кг}$

Таблица 3.6

Режим работы, соответствующий рис. 3.13

$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	$\frac{t_\theta, ^\circ\text{C}}{\varphi_\theta, \%}$	$\frac{t_o, ^\circ\text{C}}{\varphi_o, \%}$	$\frac{t_n, ^\circ\text{C}}{\varphi_n, \%}$	E	$Q, \text{Вт}$	$\kappa, \text{Вт/м}^2\text{}^\circ\text{C}$	$\varepsilon, \text{кДж/кг}$

Контрольные вопросы.

1. Что такое относительная влажность воздуха?

2. Что такое температура мокрого термометра и температура точки росы?
3. Определите понятие «коэффициент теплопередачи».
4. Как определяются параметры смеси двух потоков воздуха?
5. Что такое «сухой» подогрев и «сухое охлаждение»?
6. Какие еще схемы обработки воздуха Вы сможете предложить?
7. Какие параметры воздуха можно определить в помощью *I-d* диаграммы?

Лабораторная работа №3.4

ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СМЕСИТЕЛЬНОГО УЗЛА, ПИТАЮЩЕГО ВН

Цель работы: экспериментальное определение характеристик узлов смешения для воздухонагревателей I и II ступеней кондиционера.

Экспериментальная часть

При изменении температуры наружного воздуха, а также изменении соотношений наружного и рециркуляционного воздуха, возникает необходимость в регулировании тепловой мощности ВН. В нашем случае это достигается качественным регулированием путем изменения температуры теплоносителя при неизменном его расходе через ВН с помощью смесительного узла, схема которого приведена на рис. 3.14.

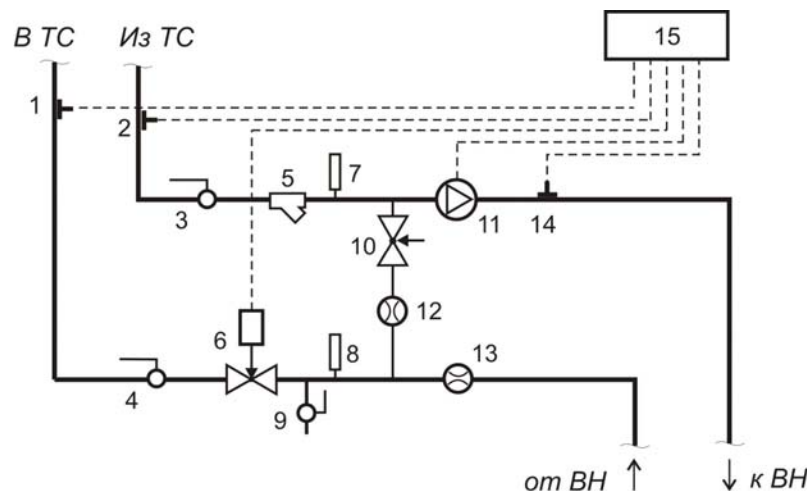


Рис. 3.14. Схема двухходового смесительного узла прямой конфигурации для ВН

Горячая вода из теплосети через запорный кран 3 и грязевик 5 подается к ВН, через запорный кран 4 охлажденная вода возвращается в теплосеть. При необходимости изменения температуры горячей воды

часть обратной воды через перемычку (байпас) подмешивается в подающий трубопровод. Необходимое количество подмешиваемой воды устанавливается с помощью двухходового клапана с приводом 6, а также ручным балансировочным клапаном 10. Балансировочный клапан 10 служит для обеспечения оптимальной потери давления на байпасе.

Циркуляцию воды в контуре ВН обеспечивает насос 11. На обратной линии и на перемычке установлены расходомеры 12, 13. Температура горячей и обратной воды фиксируется термометрами 7, 8.

Принцип автоматической работы смесительного узла. Для обеспечения полной мощности воздухонагревателя по сигналу контроллера 15 вход двухходового клапана 6 на обратной линии полностью открыт, при этом подмес обратного теплоносителя не осуществляется (весь теплоноситель, поступающий из ТС, проходит через воздухонагреватель). Для уменьшения мощности ВН привод клапана 6 перемещает его шток в положение, обеспечивающее подмес обратного теплоносителя, тем самым плавно понижая температуру теплоносителя, протекающего через ВН. Если расход тепла отсутствует, то вход клапана 6 закрывается и теплоноситель начинает циркулировать в контуре смесительного узла через байпас. При автоматической работе смесительного узла нет необходимости измерять температуру и расход воды перед ВН, так как регулирование перемещения вала клапана 6 производится по температуре притока.

Ручная настройка работы смесительного узла. Требуемую температуру теплоносителя на ВН можно устанавливать вручную, используя настраиваемый балансировочный клапан 10 на байпасе. Этот клапан обеспечивает смешение теплоносителя из обратного трубопровода с теплоносителем из подающего трубопровода в пропорции, необходимой для поддержания заданной температуры теплоносителя на входе в ВН. Изменение настройки клапана осуществляется воротком. Для предотвращения случайного поворота во время эксплуатации клапан фиксируется зажимным винтом. На клапане имеется шкала со значениями коэффициента пропускной способности клапана от 0 до 4 м³/ч.

Расход воды G_B , подмешиваемой по байпасу, определяется по номограмме балансировочного клапана при известной настройке и измеренном на его штуцерах перепаде давления (см. Приложение). Доля горячей воды ΔG_w из тепловой сети в общем расходе через ВН определяется по графику (рис. 3.15) в зависимости от положения указателя на шкале двухходового клапана. Этот график обычно определяется при пуско-наладочных работах.

Тогда расход воды (смеси), циркулирующей через ВН, определяется так:

$$G_w = G_B(1 - \Delta G_w), \text{ кг/с.}$$

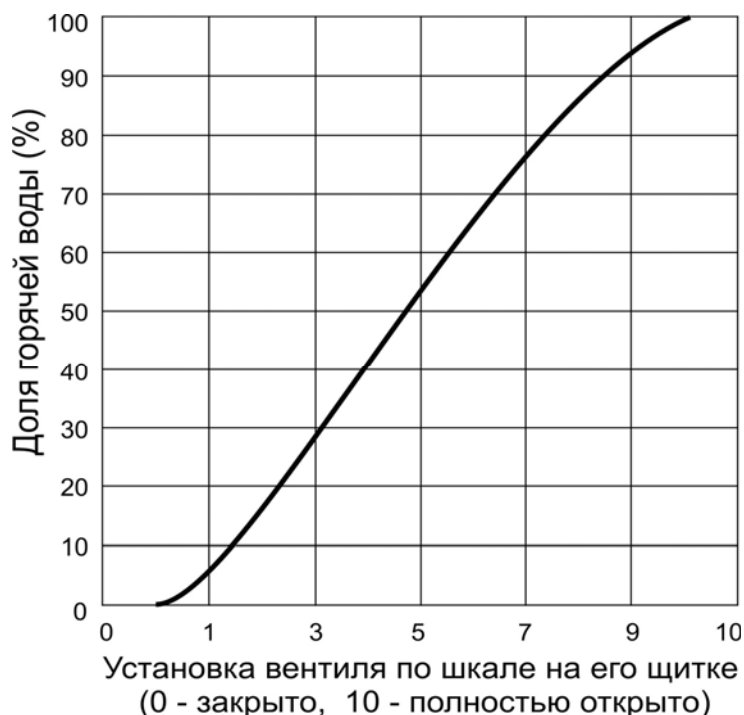


Рис.3.15. Характеристика смесительного узла при разных положениях указателя двухходового клапана

Температуру воды t_{11} после смешения можно определить, используя ее зависимость от пропускной способности балансировочного клапана:

$$k_v = k_{vs} \left(\frac{t_2 - t_2}{t_1 - t_2} - 1 \right),$$

где t_2 – температура теплоносителя на подающем трубопроводе из ТС; t_1 – температура теплоносителя в подающем трубопроводе перед ВН; t_2 – температура теплоносителя в обратном трубопроводе; k_{vs} – коэффициент пропускной способности балансировочного клапана в полностью открытом положении (при расчетных условиях), принимаемый по номограмме клапана (см. Приложение); k_v – значение, выставленное на воротке клапана*.

Для построения характеристики смесительного узла проводят серию экспериментов при 10 настройках на воротке балансировочного клапана. При выставлении каждой настройки фиксируют расходы теплоносителя по расходомерам 12 и 13, а также положение указателя двухходового клапана, которое устанавливается автоматикой кондиционера (контроллером 15). По термометрам 7 и 8 определяют температуры теплоносителя t_2 и t_2 . Результаты измерений и расчетов сводят в табл.3.7.

Таблица 3.7

$\Delta P_{БК}$, Па	G_B , кг/с	G_w , кг/с	t_2 , °С	t_2 , °С	t_1 , °С	ΔG_w , кг/с	Положение указателя двухходового клапана

По результатам экспериментов строится характеристика смесительного узла (см. рис. 3.15) для каждого ВН.

* Примечание: коэффициент пропускной способности k_v , численно равен расходу теплоносителя [$\text{м}^3/\text{ч}$] при падении давления на клапане в 1 бар.

Лабораторная работа №3.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Цель работы: экспериментальное определение коэффициента теплопередачи ВН при разных режимах его работы.

Экспериментальная часть

Коэффициент теплопередачи κ , $\text{Вт}/\text{м}^2\text{°С}$ – показатель интенсивности переноса тепла от греющего теплоносителя к нагреваемому (в нашем случае от воды к воздуху). Чем больше κ , тем совершеннее теплообменник. Значение κ зависит от гидродинамики потока воды внутри греющих трубок и воздуха, обтекающего ребреные трубки снаружи. Обычно эта зависимость представляется в виде

$$\kappa = a (\rho v_g)^n \cdot w^r, \quad (3.1)$$

где ρv – массовая скорость воздуха, $\text{кг}/\text{с}\cdot\text{м}^2$

$$\rho_g v_g = \frac{G_g}{F_g};$$

G_g – массовый расход воздуха, $\text{кг}/\text{с}$; F_g – площадь живого сечения ВН по воздуху, м^2 ;

w – скорость греющей воды в трубках ВН

$$w = \frac{G_w}{\rho_w F_w};$$

G_w – массовый расход воды, $\text{кг}/\text{с}$;

F_w – площадь сечения трубок ВН, по которым проходит вода, м^2 ;

ρ_g и ρ_w – плотность воздуха и воды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Значения F_g и F_w являются техническими характеристиками ВН. В нашем случае они неизвестны, поэтому мы будем использовать связь (1) в виде

$$\kappa = a' G_g^{n'} \cdot G_w^{r'}. \quad (3.2)$$

Зависимости (1), (2) по смыслу идентичны и отличаются только значениями коэффициента a и показателей n , r , которые далее мы будем определять опытным путем. Конечно, для каждого типа ВН эти показатели различны.

Испытание воздухонагревателя первой ступени проводится на установке – рис. 3.16 при стационарном режиме, когда температура воздуха за ВН стабилизируется. Канал для забора рециркуляционного воздуха отключен с помощью клапана $RV2$.

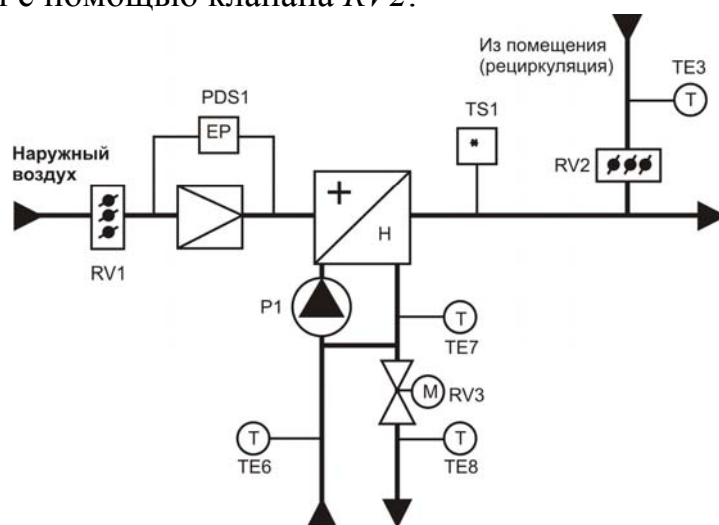


Рис. 3.16. Схема установки к испытанию воздухонагревателя первой ступени

Проводится серия измерений, в процессе которых фиксируются температуры и расходы воздуха t_n , t_k , G_g и воды t_1 , t_2 , G_w . Расход воды меняется с помощью клапана $RV3$, расход воздуха – с помощью клапана $RV1$.

Значения коэффициента теплопередачи определяются расчетом

$$\kappa = \frac{Q}{F \Delta t} = \frac{G_g c_{p.g} (t_k - t_n)}{F \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \right)}, \text{ Вт/м}^2\text{°C}.$$

Вычисляются также значения чисел Рейнольдса для воды $Re_w = \frac{wd}{v_w}$

и воздуха $Re_g = \frac{v_{cp} d_{экв}}{v_{g,cp}}$, где d – внутренний диаметр трубок ВН, м.

Результаты измерений и расчетов заносятся в табл. 3.8.

Таблица 3.8

$\frac{G_w, \text{кг/с}}{w, \text{м/с}}$	$\frac{G_g, \text{кг/с}}{\rho v, \text{кг/с}\cdot\text{м}^2}$	$t_n, \text{°C}$	$t_k, \text{°C}$	$t_1, \text{°C}$	$t_2, \text{°C}$	$Q, \text{Вт}$	$\kappa, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{°C}}$	Re_w	Re_g	a	n	r

Полученные результаты представляются графически $\kappa = \kappa(w, Re)$.

Контрольные вопросы.

1. Почему в формуле (3.1) фигурирует не просто скорость и массовая скорость?
2. Каков физический смысл числа Рейнольдса?
3. Прокомментируйте результирующие графики.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОВРЕМЕННЫХ МУЛЬТИЗОНАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МУЛЬТИЗОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

Один из новейших видов систем кондиционирования воздуха – это мультизональные системы с переменным расходом хладагента (фреона) [1, 2]. Применяется и сокращенное обозначение этих систем – VRF-системы, от аббревиатуры английских слов Variable Refrigerant Flow, что означает изменяющийся поток холодильного агента. Имеется и другое сокращенное название – VRV-системы – Variable Refrigerant Volum, что переводится как изменяющийся объем холодильного агента, по смыслу – то же самое.

Мультизональная (VRF) система состоит из:

- одного или нескольких наружных (компрессорно-конденсаторных) блоков, объединенных единым контуром хладагента (фреона);
- двух- или трехтрубной сети хладагента;
- специальных разветвителей (могут называться рефнетами, коллекторами);
- блоков распределения хладагента (для систем с рекуперацией теплоты);
- внутренних блоков обработки воздуха, устанавливаемых в обслуживаемых помещениях (напольных, настенных, потолочных, кассетных);
- индивидуальных пультов и центрального пультов управления, а также системы управления на основе персонального компьютера.

Конструкции мультизональной системы похожа на конструкцию мультисплит-системы кондиционирования воздуха. Также имеется наружный блок, который соединяется фреоновыми трубопроводами с несколькими внутренними блоками.

По принципу действия и конструктивным особенностям имеются существенные отличия.

1. В качестве дросселирующего устройства в VRF-системах используются только дросселирующие устройства с электронным управлением – электронный расширительный клапан (ЭК). Такой ЭК встроен или устанавливается в непосредственной близости у каждого внутреннего блока, а его работой управляет микропроцессорный контроллер внутреннего блока.

2. Другим отличием в работе мультizonальной системы является то, что ее работой управляет микропроцессорная система автоматики, построенная на основе сложной программы управления, обеспечивающей поддержание большого количества параметров, и управление любым элементом системы с целью эффективного функционирования.

3. Применение в конструкции мультizonальной системы разветвителей, которые равномерно распределяют хладагент по внутренним блокам. Типоразмер разветвителя подбирается по суммарной производительности внутренних блоков, перед которыми он устанавливается.

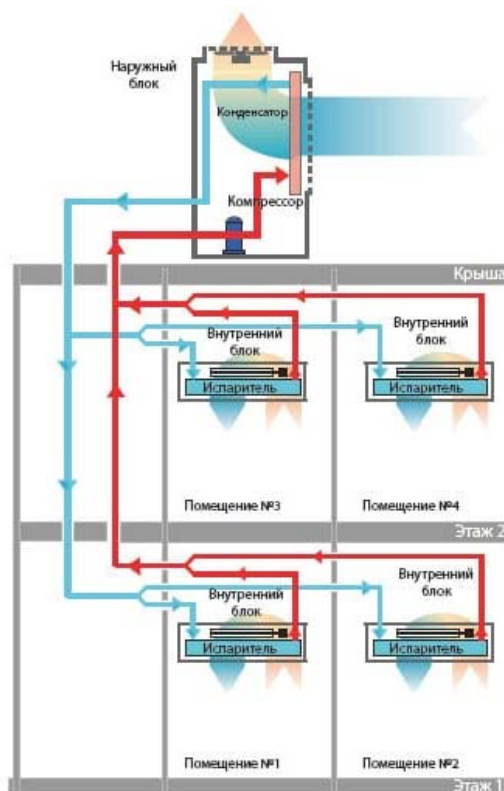


Рис. 3.17. Схема мультizonальной VRF-системы кондиционирования воздуха

Все эти особенности позволяют в современных мультizonальных системах к одному внешнему блоку подключить одновременно до 64 и более внутренних блоков; обеспечить общую длину трубопроводов до 1000 м; максимальная длина труб между внешним и внутренним блоком

может составлять до 175 м, и даже до 200 м; перепад высот между внутренними блоками может достигать 30 - 50 м.

Внешние блоки можно соединять в единый центр, к которому присоединяется множество внутренних блоков. Однако, обычно максимальная производительность одной группы внешних блоков обычно не превышает 180 - 246 кВт.

При расчете и подборе внешних блоков, можно их суммарную производительность принять меньше на 30%, чем суммарная производительность всех внутренних блоков, с учетом малой вероятности их одновременной работы при полной нагрузке.



Рис. 3.18 Устройство наружного блока мультizonальной системы:

1-электродвигатель вентилятора, 2 - вентилятор, 3 - теплообменник-конденсатор, 4 - компрессоры, 5 - порты для подключения межблочных фреоновых трубопроводов, соединяющих наружный и внутренние блоки, 6 - автоматика наружного блока, 7 - корпус, 8 - защитная решетка вентиляторов

Холодильный цикл мультizonальной системы в основном такой же, как у обычной холодильной машины. Один или несколько компрессоров, расположенных во внешнем блоке, сжимают холодильный агент и в парообразной фазе, с температурой $+60...+100$ °C, подают по системе фреоновых трубопроводов в конденсатор. Чаще применяется конденсатор воздушного охлаждения, реже – водяного охлаждения. Конденсатор воздушного охлаждения находится во внешнем блоке и обдувается осевыми вентиляторами. Проходя по оребренным трубкам конденсатора холодильный агент охлаждается, потом конденсируется и немного переохлаждается (на $+5...+8$ °C).

После конденсатора жидкий холодильный агент, с температурой порядка $+30...+40^{\circ}$, выходит из наружного блока и далее через разветвители подается на каждый внутренний блок. На входе в блок холодильный агент дросселируется в ЭРВ и с определенным расходом поступает в теплообменник-испаритель внутреннего блока. Агрегатное состояние холодильного агента на входе во внутренний блок парожидкое, примерно: 85% жидкости и 15% пара. Состояние хладагента существенно зависит от температуры воздуха, которую необходимо поддерживать в помещении, где установлен данный внутренний блок. Обычно температура холодильного агента составляет $0...+15^{\circ}$.

Теплообменник-испаритель внутреннего блока обдувается воздухом, который забирается из помещения и после охлаждения в испарителе возвращается в помещение. Холодильный агент, проходящий внутри трубок теплообменника-испарителя, кипит, превращаясь в пар, и затем немного перегревается на $5-8^{\circ}$. Далее холодильный агент поступает в компрессоры на всасывание, и цикл повторяется.

Следует отметить, что мультизональные системы бывают двухтрубные – внутренние блоки которых одновременно могут работать только на охлаждение или на нагревание воздуха помещений, и трехтрубные – часть внутренних блоков в которой могут работать на охлаждение, а другая часть, в это же время, работает на нагревание воздуха помещений. Последний тип VRF-системы более сложный и дорогой.

Классификация (сокращенная) систем VRF

По мощности наружного блока системы VRF подразделяются на:

- «мини» VRF-системы, мощность охлаждения от 8 до 33 кВт, предназначены для небольших объектов, типа коттеджей, они рассчитаны на ограниченную протяженность фреоновых магистралей до 150 м, наружный блок может быть конструктивно выполнен для настенной установки;
- «стандартная» VRF-система, мощность охлаждения от 22 до 68 кВт, чаще такие блоки предназначены для установке на кровле;
- «комбинированная» VRF-система, наружный блок составляется (комбинируется) из нескольких модулей, обычно его мощность охлаждения составляет от 40 до 250 кВт.

По режимам функционирования различаются:

- VRF-система работающая только на «холод» (охлаждение воздуха обслуживаемых помещений);
- VRF-система работающая на «холод» и на «тепло» - система с функцией теплового насоса;

- VRF-система с рекуперацией тепла, такая система обычно реализуется как трехтрубная, которая подает к внутренним блокам работающим на охлаждение воздуха жидкий хладагент, к внутренним блокам, работающим на подогрев - газообразный хладагент высокого давления, по третьей трубе идет газообразный хладагент низкого давления от внутренних блоков к наружному блоку для сохранения баланса хладагента в системе.

По способу охлаждения конденсатора:

- подавляющее большинство наружных блоков VRF-систем имеют конденсаторы воздушного охлаждения;
- иногда используются наружные блоки с конденсатором водяного охлаждения, отепленная вода от которого поступает на градирню или на сухую градирню, в этом случае для циркуляции жидкости в контуре конденсатора требуется насос, кроме того, снижается возможная разность температур между охлаждающей средой (воздух) и хладагентом в конденсаторе. Нагретую в конденсаторе воду можно разумно использовать, например для целей горячего водоснабжения в теплый период года.

Описание лабораторного стенда VRF-система кондиционирования воздуха

Основное оборудование лабораторного стенда:

1. Наружный блок RVR-C-120-E

Этот блок относится к мультizonальным системам серии Mini Castle фирмы Rover с DC-инверторным компрессором и является новой, передовой технологией, предназначенной для жилых и небольших коммерческих помещений.



Рис. 3.19 Внешний вид наружного блока RVR-C-120-E

Основные особенности наружного блока RVR-C-120-E

DC-Инвертор (DC - Direct Current - постоянный ток, англ.). Высокоэффективный компрессор с электродвигателем постоянного тока с амплитудно-импульсной модуляцией, которую осуществляет электронная схема, называемая инвертором. Благодаря DC-инвертору осуществляется плавное регулирование числа оборотов электродвигателя компрессора, его мощности и, следовательно, холодопроизводительности наружного блока.

VRF. Переменный поток хладагента обеспечивает регулирование с помощью ЭТРВ потока хладагента, поступающего в каждый внутренний блок системы кондиционирования воздуха, что обеспечивает комфорт при высокой эффективности.

R410A. В системе используется озонобезопасный, двухкомпонентный с незначительным температурным скольжением (температурное скольжение - Glide, англ.), эффективный хладагент R410A, который имеет наибольшую удельную объемную холодопроизводительность, из применяемых в системах кондиционирования воздуха.

КОМПАКТНОСТЬ. Малые габариты наружного блока.

150 м. Максимальная длина контура хладагента составляет 150 м и создается с большой экономией времени благодаря уменьшенному размеру труб и простой древовидной структуре, которая упрощает наращивание.

Технические характеристики блока RVR-C-120-E:

- холодопроизводительность (в режиме охлаждения) - 12 кВт;
- теплопроизводительность (в режиме теплового насоса) - 14 кВт;
- коэффициенты эффективности EER/COP - 3,42/4,11;
- электропитание - 220 В;
- потребляемая мощность в режиме охлаждения - 3,5 кВт;
- потребляемая мощность в режиме теплового насоса - 3,4 кВт;
- габаритные размеры 950x340x1250 мм;
- диаметр соединительных труб (жидкость/газ) - 3,8"/5,8";
- расход воздуха на макс. скорости вращения вентилятора - 6200 м³/ч;
- уровень звукового давления - 58 дБ(А);
- вес - 111 кг.

Отличительные особенности внутренних блоков Rover Multi:

- встроенные фильтры с антибактериальной, противогрибковой защитой;
- полностью управляемый поток воздуха в автоматическом режиме при помощи пульта дистанционного управления;

- самодиагностика системы полностью контролирует работу и своевременно определяет неисправность;
- встроенная помпа с высотой подъема конденсата до 100 сантиметров, необходима, если невозможно обеспечить самотечное удаление конденсата с помощью уклона дренажной линии;
- тихая работа внутренних блоков.

2. Внутренний блок канального типа RVR-C-D28-E



Рис. 3.20 Внешний вид внутреннего блока канального типа RVR-C-28-E

Технические характеристики блока RVR-C-D28-E:

- холодопроизводительность - 2,8 кВт;
- теплопроизводительность - 3,2 кВт;
- электропитание - 220 В;
- расход воздуха - 570 м³/ч;
- статическое давление - 20/50 Па;
- потребляемая мощность электродвигателя вентилятора - 60 Вт;
- диаметр соединительных труб (жидкость/газ) - 1/4"/3/8";
- дренажный отвод (наружный диаметр) - 25 мм;
- уровень шума - 39/35 дБ(А);
- габаритные размеры 880x665x250 мм;
- вес блока - 30,5 кг.

3. Внутренний блок кассетного типа RVR-C-TA45-E



Рис. 3.21 Внешний вид внутреннего блока кассетного типа RVR- C-TA45-E

Технические характеристики блока RVR-C-D28-E:

- холодопроизводительность - 4,5 кВт;
- теплопроизводительность - 5,0 кВт;
- электропитание - 220 В;
- расход воздуха - 680 м³/ч;
- потребляемая мощность электродвигателя вентилятора - 35 Вт;
- диаметр соединительных труб (жидкость/газ) - 1/4"/1/2";
- дренажный отвод (наружный диаметр) - 25 мм;
- уровень шума - 33/37 дБ(А);
- габаритные размеры 840x840x190 мм;
- вес блока - 25 кг.

4. Внутренний блок настенного типа RVR-C-W28-E



Рис. 3.22 Внешний вид внутреннего настенного блока RVR-C-W28-E

Технические характеристики блока RVR-C-W28-E:

- холодопроизводительность - 2,8 кВт;
- теплопроизводительность - 3,2 кВт;
- электропитание - 220 В;
- расход воздуха - 500 м³/ч;
- потребляемая мощность электродвигателя вентилятора - 20 Вт;
- диаметр соединительных труб (жидкость/газ) - 1/4"/3/8";
- дренажный отвод (наружный диаметр) - 16 мм;
- уровень шума - 28/37 дБ(А);
- габаритные размеры 843x180x275 мм;
- вес блока - 10,5 кг.

Примечание: для всех блоков технические данные приведены в соответствии с ISO 5151-94 при следующих условиях:

- режим охлаждения - температура внутри помещения 27 °С (DB)/19 °С (WB), температура снаружи здания 35 °С (DB)/24 °С (WB);
 - режим нагрева - температура внутри помещения 20°С(DB)/15°С (WB), температура снаружи здания 7 °С (DB)/6 °С (WB);
- где DB - Dry Bubble - сухой термометр (англ.), WB -Wet Bubble - мокрый термометр.

Схема фреонового контура системы кондиционирования воздуха, используемой в лабораторном стенде показана на рис. 3.23.

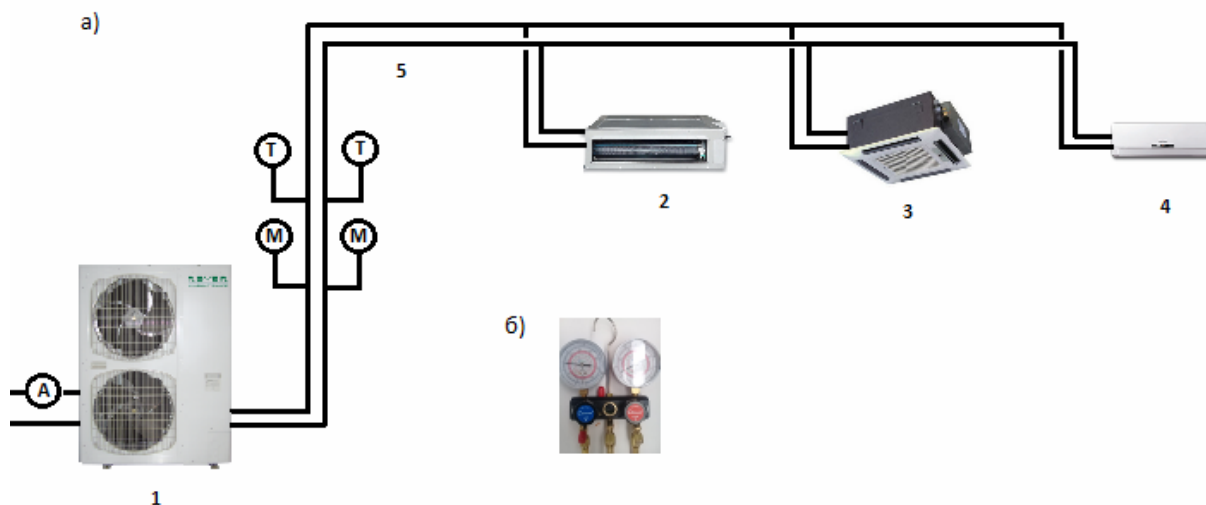


Рис. 3.23 Схема фреонового контура VRF-системы кондиционирования воздуха:
 а) схема фреонового контура; б) вид блока измерения давления конденсации и испарения; 1 - наружный блок RVR-C-120-E; 2 - внутренний блок канального типа RVR-C-D28-E; 3 - внутренний блок кассетного типа RVR-C-TA45-E; 4 - внутренний блок настенного типа RVR-C-W28-E; 5 - трубопроводу жидкого и газообразного фреона; А - амперметр, М - манометры на фреоновых линиях; Т - термометры на фреоновых линиях

Лабораторная работа №3.6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МИКРОКЛИМАТА В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ РАБОТЕ МУЛЬТИЗОНАЛЬНОЙ (VRF) СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Цель работы: определить фактические параметры микроклимата, обеспечиваемые в рабочей зоне помещения VRF-системой кондиционирования воздуха.

Экспериментальная часть

Схема VRF-системы кондиционирования воздуха показана на рис. 3.23.

Порядок проведения работы

1. Включить VRF-систему.
2. Установить на пультах регулирования внутренних блоков заданную преподавателем температуру воздуха в обслуживаемой зоне помещения.
3. По прошествии 15÷20 минут, когда параметры воздушной среды установятся, произвести замеры в рабочей зоне помещения (на высоте 1,1 м) от уровня пола следующих величин: температуры воздуха, t ,

С°, влажности воздуха, φ , %, скорости движения воздуха, v , м/с. Для этой цели могут применяться: прибор testo-425, (используя функции анемометра и термометра) и психрометр Ассмана для определения относительной влажности или другой подходящий комплект приборов.

Замеры выполняются в зоне, указанной преподавателем, в узлах сетки с шагом $1,5 \div 2$ м. Узлы сетки нумеруются двумя индексами, в продольном направлении l и в поперечном m , всего $n=l \cdot m$ узлов. Измеренные величины записываются в таблицу 1. Число узлов сети и зона ее расположения могут быть изменены по указанию преподавателя.

Таблица 3.9

Замеры параметров микроклимата

j	1			2			3			Прим.
i	t, C°	$\varphi, \%$	$v, \text{м/с}$	t, C°	$\varphi, \%$	$v, \text{м/с}$	t, C°	$\varphi, \%$	$v, \text{м/с}$	
1										
2										
3										
4										

4. По результатам измерений вычисляются среднеарифметические значения измеренных параметров (t , φ , v) по формуле:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.1)$$

которые принимаются за окончательные значения этих параметров, определенные в ходе исследования.

5. Вычисляются среднеквадратичные отклонения каждой величины по формуле:

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n \cdot (n - 1)}}. \quad (3.2)$$

6. Выбирается доверительная вероятность в пределах $\alpha = 0,9 \div 0,95$, характерных для большинства лабораторных исследований по техническим дисциплинам.

7. По таблице приложения 1. определяется коэффициент Стьюдента $t_{\alpha n}$.

8. Определяется доверительный интервал – погрешность серии многократных измерений:

$$\Delta \bar{x}_{cl} = t_{\alpha n} \cdot \bar{\sigma}. \quad (3.3)$$

9. Результаты измерений записываются в виде:

$$\Delta \bar{x}_{cl} = \bar{x} \pm \Delta \bar{x}_{cl}, \quad (3.4)$$

с вероятностью α .

Далее делается вывод о равномерности обеспечения заданных параметров микроклимата на уровне комфорта при условиях выполнения работы с помощью имеющейся VRF-системы кондиционирования воздуха.

Лабораторная работа № 3.7.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛА VRF-СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Цель работы: определить фактические параметры холодильного цикла VRF-системы кондиционирования воздуха, работающей в период проведения исследования.

Экспериментальная часть

Схема фреонового контура VRF-системы кондиционирования воздуха показана на рис. 3.23.

Порядок проведения работы

1. Включить VRF-систему.
2. Установить на пультах регулирования внутренних блоков заданную преподавателем температуру воздуха в обслуживаемой зоне помещения.

По прошествии 15÷20 минут, когда параметры работы VRF-системы установятся, снять показания манометров, установленных на газовой и жидкостной линиях подачи фреона, снять показания температур (термопар) установленных также на линиях подачи газообразного и жидкого фреона.

3. По показаниям манометров и термометров на $lgP-i$ -диаграмме фреона R-410A, который используется в холодильном контуре VRF-системы кондиционирования воздуха, построить фактический цикл холодильной машины и рассчитать его основные параметры.

При построении холодильного цикла не учитываются небольшие гидравлические потери в трубопроводах фреонового контура, также не учитываются небольшие потери и поступления тепла в трубопроводы фреонового контура через его теплоизолированные стенки.

Схема изображения холодильного цикла на $lgP-i$ -диаграмме показана на рис. 8. Действительная $lgP-i$ -диаграмма фреона R-410A приведена в Приложении 4.

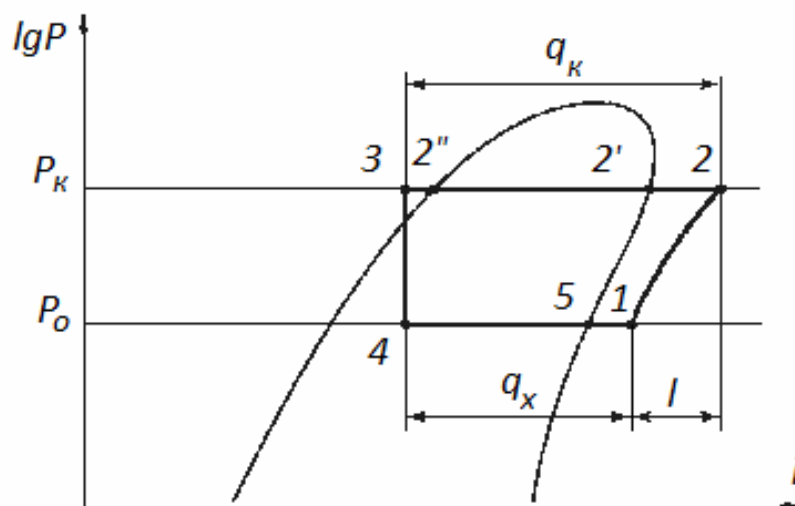


Рис. 3.24 Схема изображения холодильного цикла на $lgP-i$ -диаграмме

Порядок построения холодильного цикла:

- по показаниям манометра на газовом трубопроводе фреона на $lgP-i$ -диаграмме фреона R-410A строится изобара высокого давления – давления конденсации $P_k = const$;
- по показаниям манометра на жидкостном трубопроводе фреона на $lgP-i$ -диаграмме фреона R-410A строится изобара низкого давления – давления испарения $P_0 = const$;
- по показаниям термометра на газовом трубопроводе фреона на $lgP-i$ -диаграмме фреона R-410A на изобаре давления конденсации $P_k = const$ находится точка переохлаждения с температурой t_n – точка 3;
- по показаниям термометра на жидкостном трубопроводе фреона на $lgP-i$ -диаграмме фреона R-410A на изобаре давления испарения $P_0 = const$ находится точка всасывания с температурой t_{ec} – точка 1;
- на пересечении линии постоянно энтропии, проходящей через точку всасывания 1 при $s_1 = const$ с изобарой давления конденсации $P_k = const$ находится точка сжатия газообразного фреона в компрессоре наружного блока – точка 2;
- вертикально под точкой переохлаждения (при $i_n = const$) на изобаре испарения $P_0 = const$ находится положение точки дросселирования - точка 4;
- на пересечениях изобары высокого давления – давления конденсации $P_k = const$ с кривой, ограничивающей область влажного пара находятся точки начала конденсации 2' и точка завершения конденсации 2'', температура последней должна быть близка к показаниям температуры на шкале манометра высокого давления P_k ;
- на пересечении изобары низкого давления – давления испарения $P_0 = const$ с кривой, ограничивающей область влажного пара, находится точка

завершения испарения 5, температура этой точки должна быть близка к значению температуры на шкале манометра низкого давления P_0 ;
 - соединяя последовательно точки 1 - 2 - 2' - 2'' - 3 - 4 - 5 - 1 получим изображение холодильного цикла на $lgP-i$ -диаграмме фреона R-410A.

Построенные линии изображают следующие процессы:

- 1- 2 – сжатие газообразного фреона в компрессоре;
- 2 - 2' - 2'' - 3 – процессы протекающие в конденсаторе наружного блока, а именно:
 - 2 - 2' – охлаждение газообразного фреона до температуры конденсации t_k ;
 - 2' - 2'' – конденсации при постоянном давлении P_k и температуре t_k ;
 - 2'' - 3 – переохлаждение жидкого фреона до температуры t_n ;
- 3- 4 – дросселирование, снижение давления в ЭРВ в целом суммарно для всех трех блоков, происходит при условии $i_n = const$;
- 4 - 5 - 1 – процессы в испарителях внутренних блоков (суммарно):
 - 4 - 5 – испарение, превращение парожидкого фреона в газ при давлении $P_0 = const$ и температуре $t_0 = const$;
 - 5 - 1 – перегрев газообразного фреона в испарителях внутренних блоков (суммарно) перед всасывание в компрессор наружного блока.

Далее рассчитываются показатели холодильного цикла:

- удельная холодопроизводительность в расчете на 1 кг хладагента, q_x , кДж/кг:

$$q_x = i_1 - i_4, \quad (3.5)$$

- удельное количество тепла, сбрасываемое через конденсатор в атмосферу, q_k , кДж/кг:

$$q_k = i_2 - i_3, \quad (3.6)$$

(отметим, что $i_3 = i_4$);

- удельная работа сжатия хладагента в компрессоре, l , кДж/кг:

$$l = i_2 - i_1, \quad (3.7)$$

- оценка эффективности преобразования энергии холодильного цикла, холодильный коэффициент, ε_x :

$$\varepsilon_x = q_x / l, \quad (3.8)$$

- оценка эффективности хладагента, используемого в данном холодильном цикле - удельная объемная холодопроизводительность, q_v ,

$$q_v = q_x / v_{BC}, \quad (3.9)$$

где v_{BC} – удельный объем хладагента в точке всасывания, (точке 1) m^3/kg .

Если бы полезным результатом работы холодильной машины в данном случае был бы сброс тепла, тогда бы она называлась тепловым

насосом (ТН) и ее эффективность определялась бы тепловым коэффициентом, ε_T . С учетом того, что $q_K = q_X + l$, получим:

$$\varepsilon_T = q_K / l = \varepsilon_X + 1. \quad (3.10)$$

По данным, полученным в результате выполнения работы сделать выводы об эффективности выработки холода в VRF-системе, эффективности используемого озонобезопасного хладагента R-410A.

Лабораторная работа № 3.8.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ VRF-СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩЕЙ В РЕЖИМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

Цель работы: определить фактическую полезную выработку холода и энергетические затраты при конкретных условиях работы VRF-системы кондиционирования воздуха.

Экспериментальная часть

Схема VRF-системы кондиционирования воздуха в помещении зала «Возобновляемые источники энергии» Центра инженерных систем «SYSTEMS» показана на рис 3.23.

Порядок проведения работы

1. Включить VRF-систему.
2. Установить на пультах регулирования внутренних блоков заданную преподавателем температуру воздуха в обслуживаемой зоне помещения.
3. По прошествии 15÷20 минут, когда параметры работы VRF-системы кондиционирования воздуха установятся, произвести замеры:
 - скорости выпуска приточного воздуха через выпускные отверстия 1 и 3 внутренних блоков, используя анемометры (например, анемометр прибора testo-425) и измерительные насадки (адаптеры), v_1, v_3 , м/с, для 2 внутреннего (кассетного) блока удобней замерять скорость воздуха на всасывающей решетке v_2 ;
 - температуры выпускаемого охлажденного воздуха, t_{1X}, t_{2X}, t_{3X} , °С, используя, например, термометры прибора testo-425;
 - определяется влажность каждого из потоков выпускаемого воздуха $\varphi_{1X}, \varphi_{2X}, \varphi_{3X}$, %, (может использоваться психрометр или иной имеющийся прибор для измерения относительной влажности воздуха);

- по значениям температуры и относительной влажности с помощью $i-d$ -диаграммы определяются энтальпии всех трех потоков выпускаемого воздуха i_{1x}, i_{2x}, i_{3x} , кДж/кг;
- температуры воздуха, поступающего во внутренние блоки из помещения (измеряются, например, термометром прибора testo-425 или другим удобным способом), t_{1B}, t_{2B}, t_{3B} , °C;
- определяется влажность воздуха в помещении, φ_{II} , %, (может использоваться психрометр или иной имеющийся прибор);
- по значениям температур t_{1B}, t_{2B}, t_{3B} и относительной влажности φ_{II} с помощью $i-d$ -диаграммы определяются энтальпии всех трех потоков воздуха, поступающего во внутренние блоки i_{1B}, i_{2B}, i_{3B} , кДж/кг;
- ток, по показаниям амперметра наружного блока, i_H , а.

4. Далее рассчитываются:

- объемный расход охлажденного воздуха, поступающего от каждого внутреннего блока, L_i , м³/ч,

$$L_i = 3600 \cdot v_i \cdot F_i, \quad (3.11)$$

где v_i, F_i – соответственно, измеренная скорость воздуха и расчетная площадь, насадка (адаптера), с помощью которого выполнялись замеры скорости на каждом из трех блоков, м/с и м²; i – номер внутреннего блока, от 1 до 3.

- вычисляются плотности, каждого из потоков приточного воздуха от 1 и 3 блоков, ρ_i , кг/м³,

$$\rho_i = 353 / (273 + t_{ix}), \quad (3.12)$$

по той же формуле рассчитывается плотность воздуха на всасывании во 2 блок при температуре t_{2B} ;

- вычисляется массовый расход охлажденного воздуха, поступающего от каждого внутреннего блока, G_i , кг/ч,

$$G_i = L_i \cdot \rho_i, \quad (3.13)$$

- рассчитывается фактическая холодопроизводительность каждого внутреннего блока, Q_{xi} , Вт;

$$Q_{xi} = 0,278 \cdot G_i \cdot (i_{iB} - i_{ix}), \quad (3.14)$$

- рассчитывается суммарная холодопроизводительность всех трех блоков, Q_x , Вт,

$$Q_x = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (3.15)$$

- по данным измерения с помощью амперметра тока I , А, питающего наружный блок, оценивается основная доля потребляемой электрической мощности, N , кВт,

$$N = I \cdot U \cdot \cos \varphi, \quad (3.16)$$

где U – напряжение в сети электропитания, $U=220$ В; $\cos\varphi$ – энергетическая характеристика электродвигателя компрессора VRF-системы, ориентировочно $\cos\varphi=0,9$,

- находится коэффициент использования энергии для выработки холода (КИЭ), по современной терминологии ERR (Energy Efficiency Ratio),

$$ERR = Q_x / N. \quad (3.17)$$

На основании полученных данных делается вывод о степени совершенства VRF-системы при выработке холода в конкретном данном температурном режиме.

Лабораторная работа № 3.9.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ VRF-СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, РАБОТАЮЩЕЙ В РЕЖИМЕ НАГРЕВАНИЯ ВОЗДУХА

Цель работы: определить фактическую полезную выработку тепла и энергетические затраты при конкретных условиях работы VRF-системы кондиционирования воздуха.

Экспериментальная часть

Схема VRF-системы кондиционирования воздуха в помещении зала «Возобновляемые источники энергии» Центра инженерных систем «SYSTEMS» показана на рис 3.23.

Порядок проведения работы

1. Включить VRF-систему.
2. Установить на пультах регулирования внутренних блоков заданную преподавателем температуру воздуха в обслуживаемой зоне помещения.
3. По прошествии 15÷20 минут, когда параметры работы VRF-системы кондиционирования воздуха установятся, произвести замеры:
 - скорости выпуска приточного воздуха через выпускные отверстия 1 и 3 внутренних блоков, используя анемометры и измерительные насадки (адаптеры), v_1, v_3 , м/с, для 2 внутреннего (кассетного) блока удобнее измерять скорость воздуха на всасывающей решетке v_2 ;
 - температуры выпускаемого нагретого воздуха, $t_{1ТХ}, t_{2Т}, t_{3Т}$, °С, используя, например, термометры прибора testo-425;
 - температуры воздуха, поступающего во внутренние блоки из помещения (измеряются, например, термометры прибора testo-425 или другим удобным способом), $t_{1В}, t_{2В}, t_{3В}$, °С;
 - ток по показаниям амперметра наружного блока, i_H , А.

4. Далее рассчитываются:

- объемный расход охлажденного воздуха, поступающего от каждого внутреннего блока, L_i , м³/ч,

$$L_i = 3600 \cdot v_i \cdot F_i, \quad (3.18)$$

где v_i, F_i – соответственно, измеренная скорость воздуха и расчетная площадь, насадка (адаптера), с помощью которого выполнялись замеры скорости на каждом из трех блоков, м/с и м²; i – номер внутреннего блока, от 1 до 3.

- вычисляются плотности, каждого из потоков приточного воздуха от 1 и 3 блоков, ρ_i , кг/м³

$$\rho_i = 353 / (273 + t_{iT}), \quad (3.19)$$

по той же формуле рассчитывается плотность воздуха на всасывании во 2 блок при температуре t_{2B} ;

- вычисляется массовый расход охлажденного воздуха, поступающего от каждого внутреннего блока, G_i , кг/ч

$$G_i = L_i \cdot \rho_i, \quad (3.20)$$

- рассчитывается фактическая теплопроизводительность каждого внутреннего блока, Q_{Ti} , Вт

$$Q_{iT} = 0,278 \cdot G_i \cdot c \cdot (t_{iT} - t_{iB}), \quad (3.21)$$

где c - теплоемкость воздуха, $c=1,006$ кДж/(кг·°C);

- рассчитывается суммарная теплопроизводительность всех трех блоков, Q_T , Вт,

$$Q_T = Q_{1T} + Q_{2T} + Q_{3T}, \quad (3.22)$$

- по данным измерения с помощью амперметра тока I , А, потребляемого наружным блоком, оценивается основная доля потребляемой электрической мощности, N , кВт,

$$N = I \cdot U \cdot \cos \varphi, \quad (3.23)$$

где U – напряжение в сети электропитания, $U=220$ В; $\cos \varphi$ – энергетическая характеристика электродвигателя компрессора VRF-системы, ориентировочно $\cos \varphi=0,9$,

- находится коэффициент использования энергии (КИЭ), по современной терминологии COP (Coefficient of Performance),

$$COP = Q_T / N. \quad (3.24)$$

На основании полученных данных делается вывод о степени совершенства VRF-системы при выработке тепла в данном конкретном температурном режиме.

Список использованных источников

1. Брух С.В. VRF-системы кондиционирования воздуха. Особенности проектирования, монтажа, наладки, сервиса. М.: ООО «Компания БИС», 2017. 360 с.
2. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. Ананьев В.А. и др. Изд-е третье, «Евроклимат». М.: ООО «Дикси трейдинг», 2001. 416 с.
3. Система кондиционирования воздуха ROVER VRF, серия Castle. Руководство пользователя. 54 с.
4. Севастьянов Б.А. Курс теории вероятностей и математической статистики, 3-е изд. М.: Изд-во URSS, 2019. 256 с.
5. Бабакин Б.С., Стефанчук В.И., Ковтунов Е.Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. Справочное руководство. М.: Колос, 2000. 160 с.

Раздел IV ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВОМ ПУНКТЕ ЦЕНТРА «SYSTEMS»

Тепловой пункт здания (ТП) – комплекс устройств, обеспечивающих присоединение систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения к централизованной тепловой сети. В состав оборудования современного теплового пункта входят: теплообменные аппараты, насосное оборудование, запорная и регулирующая арматура, приборы и оборудование системы автоматизации технологического процесса, приборы и оборудование системы контроля за параметрами работы оборудования, электрооборудование, узел учёта тепловой энергии, система освещения, система пожарно-охранная сигнализации, система диспетчеризации с возможностью передачи информации о режимах работы оборудования на пульт управления диспетчерской службы или сотовый телефон обслуживающего персонала.

В Центре «SYSTEMS» установлен блочный тепловой пункт (БТП), тепловая схема которого предусматривает учет тепловой энергии в «Блоке узла ввода» и подготовку горячей воды на нужды систем отопления («Блок СО»), горячего водоснабжения («Блок ГВС») и теплоснабжения воздухонагревателей приточной установки К-1, с автоматическим регулированием параметров теплоносителя по температуре наружного воздуха (рис. 4.1-4.2).

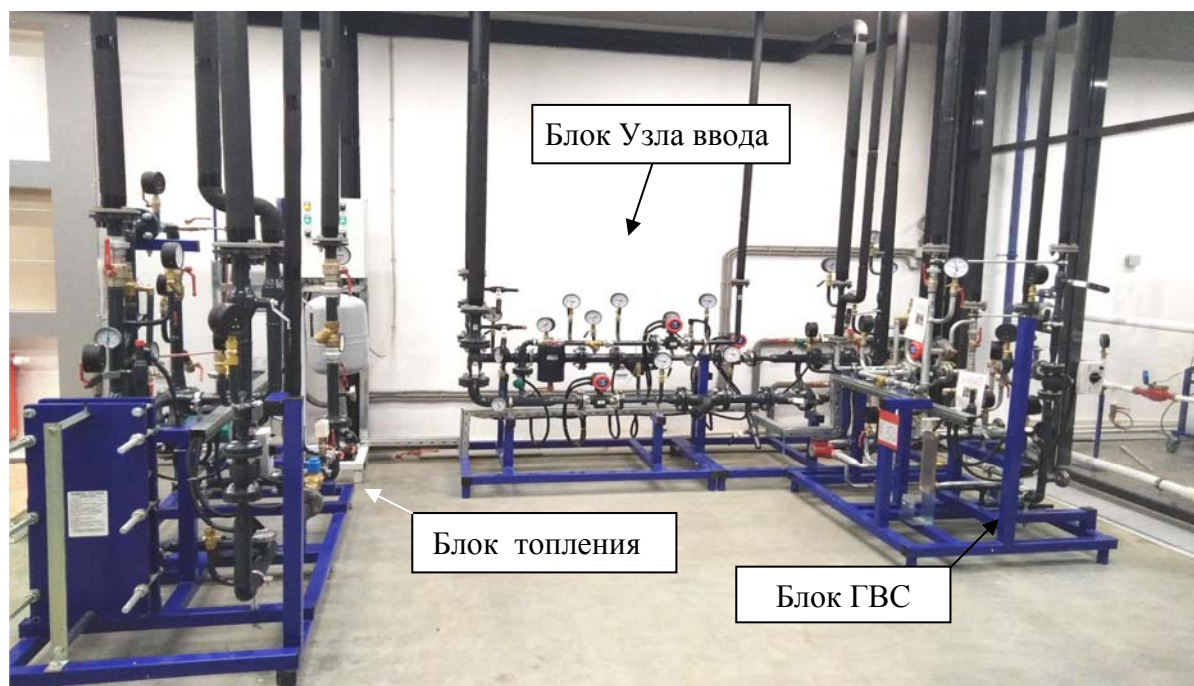
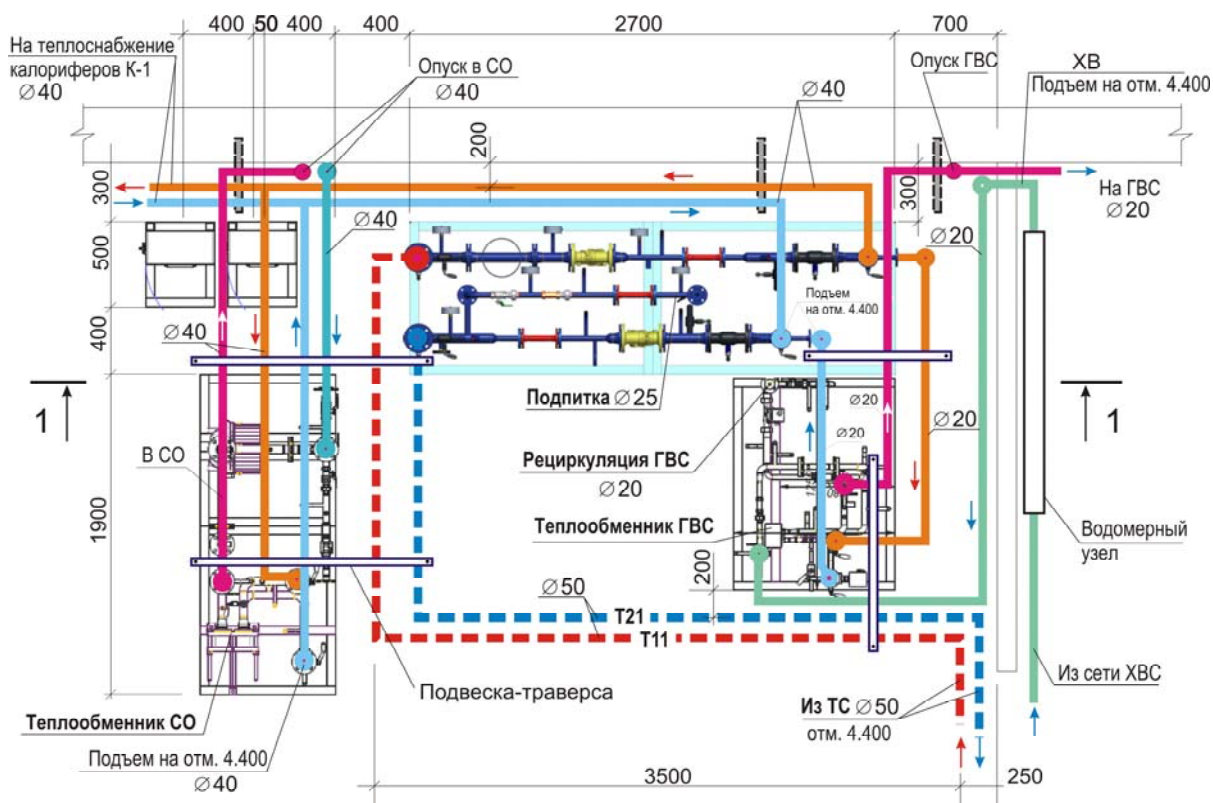


Рис.4.1. БТП в Центре «SYSTEMS»



Разрез 1-1

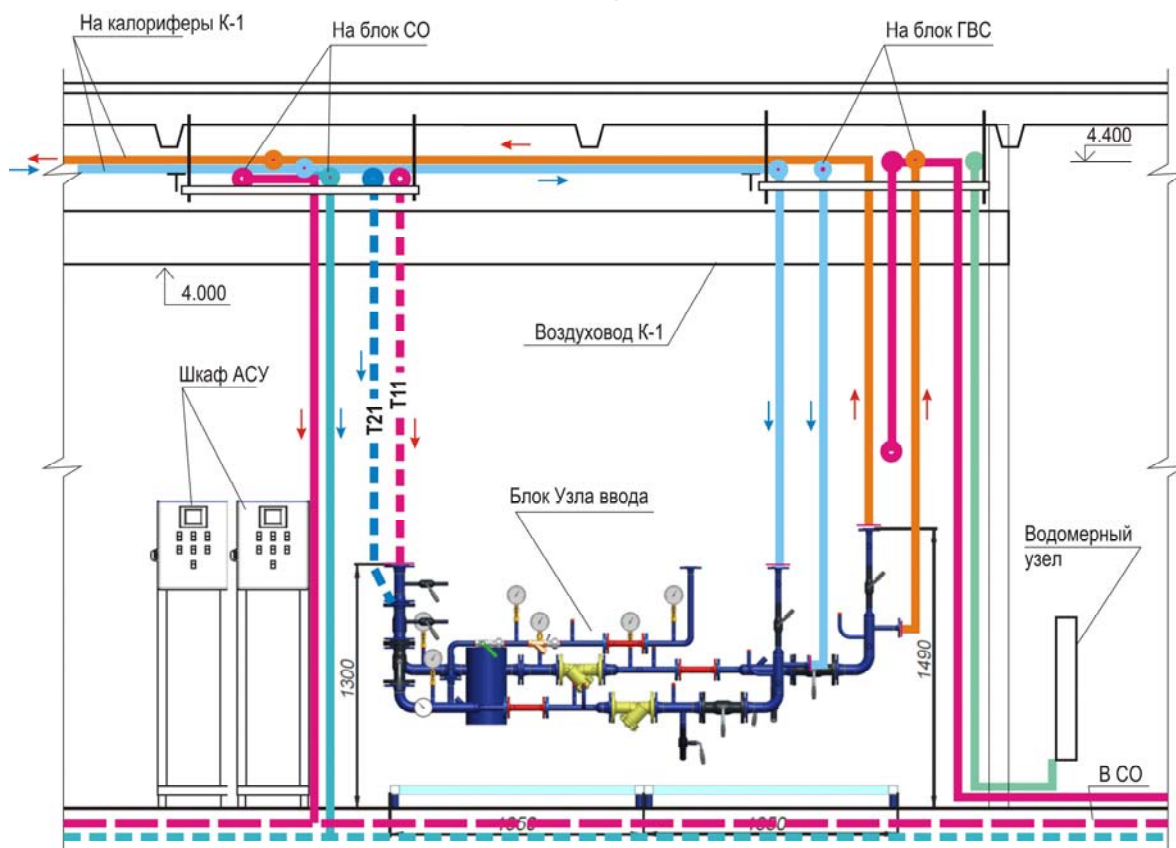


Рис. 4.2. Обвязка трубопроводов БТП в Центре «SYSTEMS»: а – план; б - разрез 1-1

При этом термометром 10 и манометром 4 определяются начальные параметры теплоносителя. Кроме того, с помощью теплосчетчика 12, который получает сигналы от установленных на теплопроводах T_1 и T_2 датчиков температуры 13, определяется количество поступающей теплоты на абонентский ввод.

Вторичный теплоноситель – это охлажденная вода после теплообменников систем отопления и ГВС. Параметры воды, возвращаемой в тепловую сеть по теплопроводу T_2 , определяются по показаниям расходомера 18, термометра 10 и манометра 4.

В узле ввода предусмотрена подпитка и заполнение внутреннего контура отопления, которая производится из обратного трубопровода теплосети, с набором необходимых для контроля измерительных приборов: водомера, термометра и манометра.

Блок отопления (рис. 4.4 и 4.5). Первичный теплоноситель (горячая сетевая вода) поступает из теплосети к пластинчатому теплообменнику 11 системы отопления. На теплопроводе T_2 после теплообменника 11 установлен регулирующий клапан 4 с электроприводом 5, с помощью которого можно изменять количество первичного теплоносителя, поступающего в теплообменник, и соответственно, менять температуру горячего теплоносителя в системе отопления.

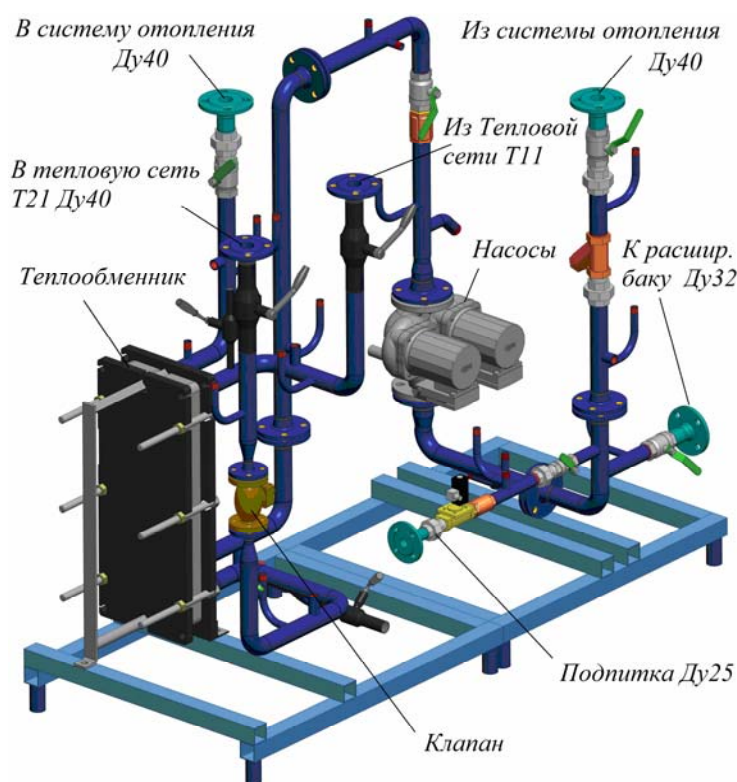


Рис. 4.4. Сборочная 3D модель Блока отопления

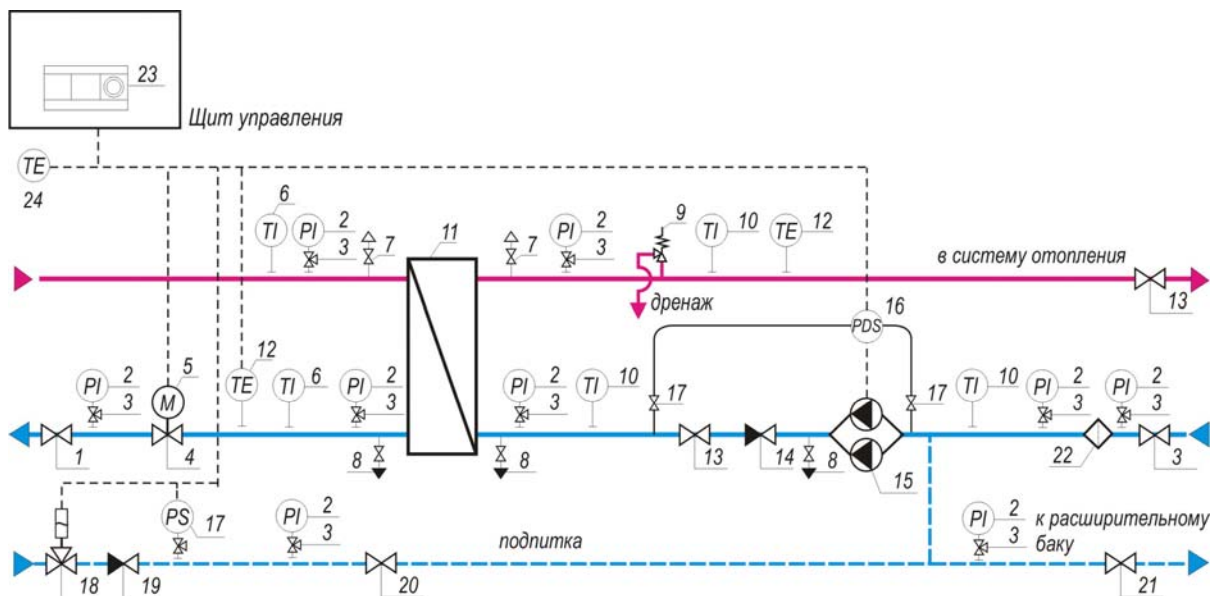


Рис. 4.5. Гидравлическая схема Блока отопления:

1, 3, 13, 20, 21 – кран шаровой; 2,3 – манометр с краном; 4 – 2-х ходовой регулирующий клапан; 5 – привод клапана; 6, 10 – термометр; 7 – воздушник; 8 – спускник; 9 – предохранительный клапан; 11 – теплообменник; 12 – датчик температуры; 14, 19 – клапан обратный; 15 – насос циркуляционный; 16 – регулятор перепада давления; 17 – прессостат с краном; 18 – соленоидный клапан; 22 – фильтр; 23 – контроллер; 24 – датчик температуры наружного воздуха

Теплоноситель из тепловой сети T_1 через Блок узла ввода и шаровой кран 1 поступает в теплообменник 11, где передает часть тепла в контур отопления, и через регулирующий клапан 4 с приводом 5, шаровой кран 1 возвращается в тепловую сеть. Параметры теплоносителя замеряются термометром 10 и манометром 2. Нагретая вода t_1 контура отопления под давлением насоса 15, проходя шаровой кран 13, поступает в систему отопления и через шаровой кран 13 возвращается в теплообменник.

Циркуляция теплоносителя в системе отопления осуществляется с помощью циркуляционных насосов 15 поочередно. Циркуляционный насос управляется релейными контактами 23 контролера. Режим работы насоса – регулирование по постоянному давлению. Сигнал о величине напора насоса фиксируется датчиком перепада давления 16 и передается на контроллер блока управления.

Температура воды, поступающая в систему отопления, измеряется температурным датчиком 12, а температура наружного воздуха – температурным датчиком 24 (см. рис. 4.3), установленным на наружной северной стороне здания. Регулирование температуры теплоносителя t_1 осуществляется автоматически, в зависимости от температуры наружного воздуха t_n . По заданному температурному графику контроллер вычисляет

температуру, с которой необходимо подавать воду на вход в СО, и поддерживает ее, управляя электроприводом 5 регулирующего клапана 4.

Линия подпитки выполняет функцию поддержания давления в системе отопления здания на расчетном значении. Электромеханическое реле давления 17 линии подпитки настраивается на величину расчетного давления контура отопления. Когда давление становится меньше расчетного, контакт реле замыкается, и подается напряжение на катушку соленоидного клапана 18. Клапан открывается, и вода из первичного контура по линии подпитки поступает в контур системы отопления. Давление восстанавливается, электромеханическое реле размыкает контакт, и линия подпитки перекрывается.

Блок ГВС (рис. 4.6, 4.7). Первичный теплоноситель (горячая сетевая вода) поступает из теплосети к пластинчатому теплообменнику 10 системы ГВС. На обратном теплопроводе T_2 у теплообменника установлен регулирующий клапан 4 с приводом 5, с помощью которого можно изменять количество первичного теплоносителя, поступающего в теплообменник горячего водоснабжения. В блок управления БТП (контроллер) направляются сигналы от датчиков 11 температуры горячей воды на выходе из теплообменника и поступающей в систему горячего водоснабжения. Блок управления сравнивает эту температуру t_2 с заданным значением (согласно п.7.6 [3] t_2 должна быть не ниже 60 и не выше 75 °С). В соответствии с полученными данными контроллер подает управляющий сигнал на открытие или закрытие регулирующего клапана 4.

Вторичный теплоноситель теплообменника горячего водоснабжения - это холодная водопроводная вода t_x , поступающая в тепловой пункт по водопроводу В1 из сети ХВС.

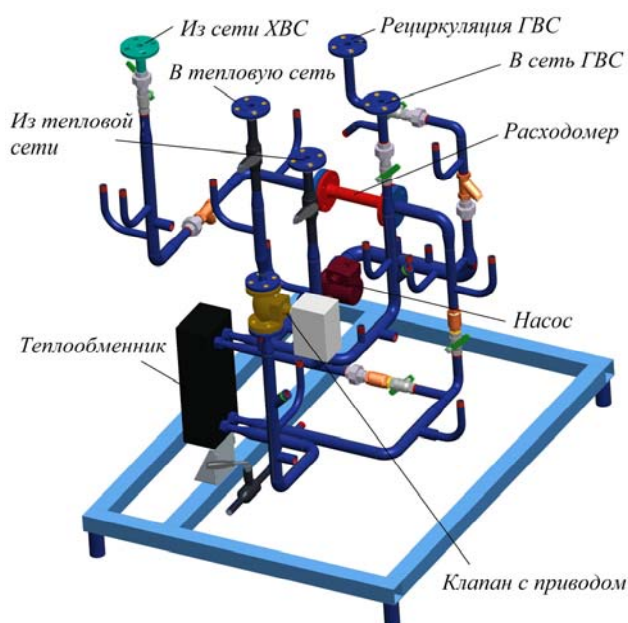


Рис. 4.6. Сборочная 3D модель Блока ГВС

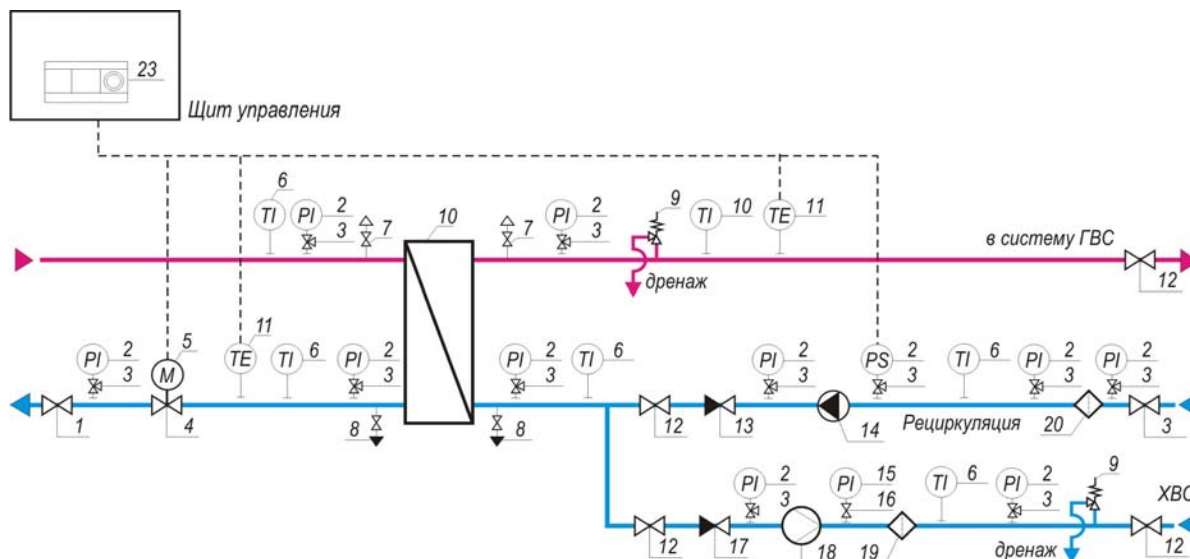


Рис. 4.7. Гидравлическая схема Блока ГВС:

2 – реле давления; 4 – 2-х ходовой регулирующий клапан; 5 – электропривод; 7 – воздуховыпускные краны; 9 – клапан предохранительный; 10 – теплообменник; 14 – насос циркуляционный; 18 – расходомер. Остальные элементы и обозначения см. на рис. 3 и 5.

В системе ГВС предусмотрен циркуляционный трубопровод с принудительной циркуляцией от центробежного насоса 14. Температура циркуляционной воды $t_{ц}$ определяется термометром 6. Для учёта расхода воды на горячее водоснабжение установлен счетчик 18 на трубопроводе ХВС перед теплообменником. Для предотвращения поступления горячей воды в водопровод В1, а также водопроводной воды в циркуляционный трубопровод, установлен обратный клапаны 17. Также с целью недопущения перетоков воды установлен обратный клапан 13 после циркуляционного насоса.

В блоке ГВС давление горячей воды на выходе из теплообменника 10 определяется манометром 2 на трубопроводе t_2 . Здесь также установлен предохранительный клапан 9, который рассчитан и отрегулирован так, чтобы давление в трубопроводе t_2 не превышало расчетное более чем на 10%.

На рис. 4.8 показана общая гидравлическая схема БТП, установленного в Центре инженерных систем в строительстве «SYSTEMS».

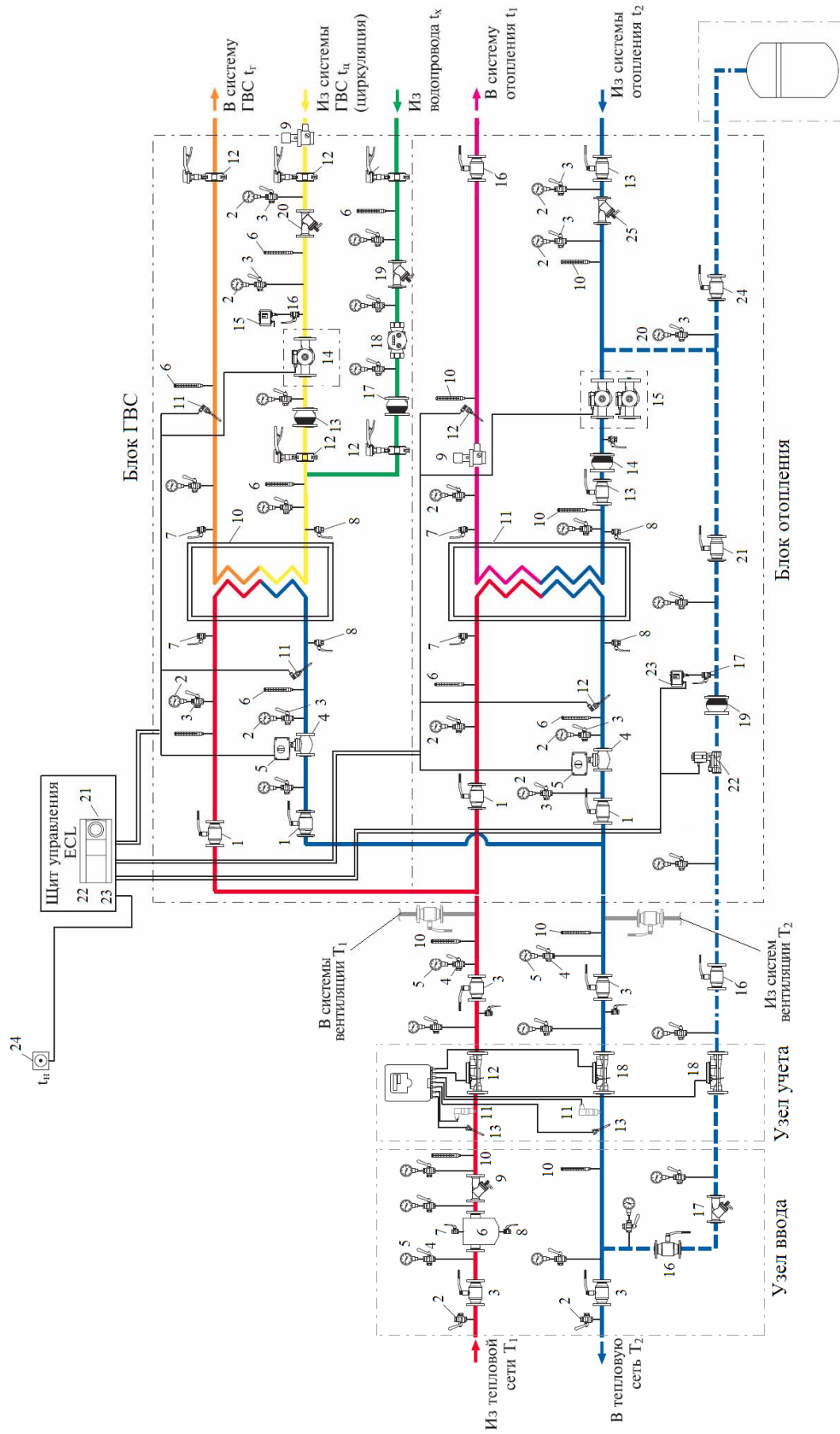


Рис.4.8. Гидравлическая схема БТП в Центре «SYSTEMS» (обозначения в тексте)

4.1. Сведения об оборудовании и системах безопасности БТП

БТП в здании Центра «SYSTEMS» должен работать непрерывно в течение отопительного периода (для ГВС в теплый период года используется электронагреватель) и безаварийно выполнять следующие функции:



- преобразование и контроль параметров теплоносителя;
- регулирование расхода теплоносителя и распределение его по системам потребления теплоты;
- отключение систем потребления теплоты;- защита местных систем от аварийного повышения параметров теплоносителя;
- заполнение и подпитка систем потребления теплоты;
- учет тепловых потоков и расходов теплоносителя.

Для обеспечения указанных функций в БТП используются многочисленная запорная и регулирующая арматура, а также теплообменное оборудование и средства безопасности. В табл. 4.1 приведены некоторые сведения о тепловом оборудовании и средствах безопасности БТП.

Таблица 4.1

Оборудование 1	Описание 2
	<p>Теплообменник предназначен для передачи тепловой энергии от сетевой воды к теплоносителю системы отопления. Расчет поверхности нагрева водоводяного подогревателя осуществляют дважды. Один раз – по температуре теплоносителя в подающем трубопроводе тепловой сети, равной температуре в точке излома графика температур воды или минимальной температуре воды при отсутствии излома графика температур. Второй раз – по температуре воды, соответствующей расчетной температуре наружного воздуха для проектирования системы отопления. В качестве расчетной принимают большую из величин поверхности теплообмена.</p>
	<p>Предохранительный клапан выступает в качестве элемента предотвращения ситуаций с чрезмерным ростом давления в системах трубопроводов, где используется рабочая среда в виде условно чистой воды. Предохранительные клапаны имеют пружинную конструкцию закрытого типа, они устанавливаются в вертикальной позиции. Для изготовления корпуса применена латунь, корпус имеет покрытие в виде хромирования. Это клапан пропорционального типа, который отличается высокой эффективностью регулировки. Монтаж на трубопровод осуществляется благодаря резьбовым соединениям.</p>

1	2
	<p>Закрытый расширительный бак. Сброс теплоносителя при расширении осуществляется в установленный на обратном трубопроводе расширительный бак. Бак присоединяют к одному из главных участков системы отопления – подающему либо обратному, соответственно, после и до запорной арматуры, отсекающей систему отопления. Это вызвано тем, что при перекрытии системы отопления с горячим теплоносителем необходимо восполнение объема теплоносителя от его остывания, который вытесняется из расширительного бака, предотвращая проникновение воздуха в систему. Чаще бак присоединяют к обратной магистрали, что вызвано эксплуатационными требованиями. Рядом с баком следует размещать манометр и предохранительный клапан. Этот клапан устанавливают на максимально допустимое давление в системе отопления, определяемое как минимальное значение из максимально допустимого давления для отдельно взятых элементов системы отопления</p>
	<p>Расходомер. Место установки расходомера зависит от требований производителя и требований теплоснабжающей организации. Так, например, электромагнитный расходомер нечувствителен к загрязнениям теплоносителя и по указаниям производителя может быть установлен как на подающем, так и на обратном трубопроводе. По требованию теплоснабжающих организаций зачастую необходимо устанавливать расходомер на подающем и на обратном трубопроводах одновременно.</p>
	<p>Сдвоенный насос используется для повышения надежности теплоснабжения. При этом один из насосов является рабочим, а второй – резервным. Гораздо реже, вместо двух больших насосов, применяют три меньших насоса, два из которых – рабочие, а третий – резервный. Такой подход имеет эксплуатационные и экономические преимущества, заключающиеся в том, что замена вышедшего из строя насоса обойдется дешевле.</p>
	<p>Реле давления (прессостат) - электромеханическое реле давления с изменяемым дифференциалом предназначено для регулирования низкого давления (диапазон настройки - 0,2÷8 бар) в жидких и газообразных средах, а так же для сигнализации в различных промышленных установках. Может использоваться на узлах подпитки отопительной системы теплоснабжения зданий, присоединенных к наружным тепловым сетям по независимой схеме (через водонагреватели). Реле давления снабжены переключателем, который замыкает или размыкает электрическую цепь при изменении давления в системе по сравнению с заданным.</p>

1	2
	<p>Датчик температуры наружного воздуха. Представляет собой термометр сопротивления, обеспечивающий изменение сопротивления пропорционально температуре наружного воздуха. Достигают этого использованием платиновых проводников, имеющих линейную зависимость, которая пренебрежимо мало изменяется от длины кабеля. Устанавливают на наружной стене здания с северной стороны, не допуская воздействия теплового потока от окон, дверей, газоходов.</p>
	<p>Соленоидный вентиль - позиционно управляемый электромагнитный клапан с электромагнитной катушкой. Предназначен для предотвращения гидравлических ударов при высоком давлении и высокой скорости потока через трубопроводы с малым диаметром. Так как в системах с закрытым контуром параметры давления не определены, поэтому требуется электромагнитный клапан, который может открываться без перепада давления за счет подачи управляющего тока на катушку.</p>

Запорная арматура предусмотрена на подающем и обратном трубопроводах тепловых сетей на вводе и выводе их из теплового пункта, на подводящих и отводящих трубопроводах каждого теплообменника. В высших точках всех трубопроводов установлены штуцеры с запорной арматурой для выпуска воздуха (воздушники) условным диаметром 15 мм. На всех трубопроводах первичного и вторичного теплоносителей (сетевой и нагреваемой воды), а также на входе и выходе из теплообменников установлены термометры и манометры.

Спускные краны предназначены для опорожнения системы отопления. Их применяют для подключения компрессоров при промывке системы отопления, а также – для гидравлического испытания. Эти спускники имеют диаметр не менее 25 мм.

4.2. Автоматика БТП

Автоматическое регулирование подачи теплоты в систему отопления по заданному отопительному графику в зависимости от температуры наружного воздуха, автоматическое поддержание температуры воды в системах горячего водоснабжения и температуры воздуха в системах вентиляции выполняет контроллер «ECL Comfort 310» по протоколу A368.1. Принципиальная схема приложения A368.1 (ключа) для БТП Центра "Системы"/"SYSTEMS" показана на рис. 4.9.

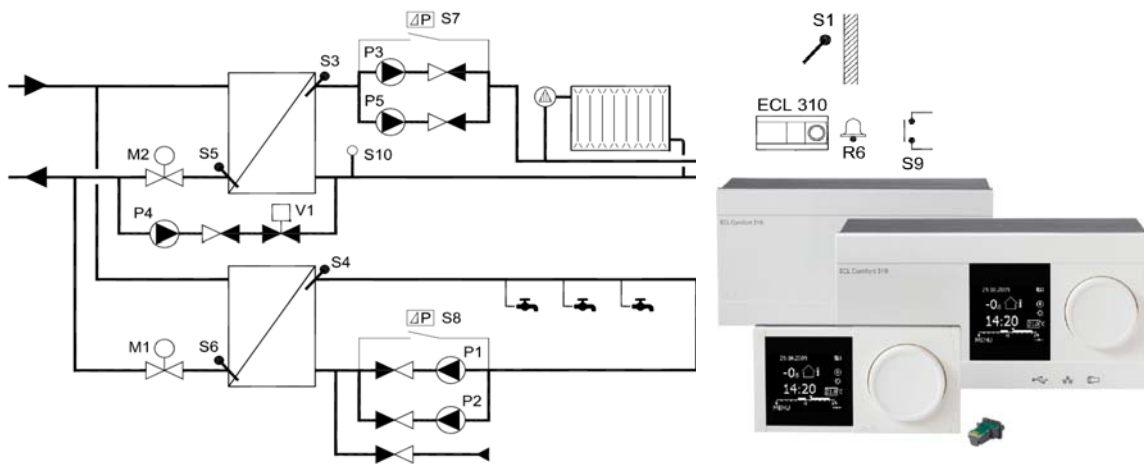


Рис. 4.9. Стандартная функциональная схема А368.1. Внешний вид контроллера ECL 310:

S1 – Датчик температуры наружного воздуха; S3 – Датчик температуры теплоносителя в подающем трубопроводе, контур 1; S4 – Датчик температуры подачи ГВС, контур 2; S5 – Датчик температуры в обратном трубопроводе, контур 1; S6 – Датчик температуры в обратном трубопроводе, контур 2; S7 – Дифференциальное реле давления, контур 1; S8 – Дифференциальное реле давления, контур 2; S9 – Аварийный вход; S10 – Датчик давления или реле давления, контур 1; P1 – Циркуляционный насос, ГВС, контур 2; P2 – Циркуляционный насос ГВС, контур 2 (в БТП Центра не используется); P3 – Циркуляционный насос Отопление, контур 1; P4 – Насос подпитки, контур 1 (в БТП Центра не используется); P5 – Циркуляционный насос, Отопление, контур 1; M1 – Регулирующий клапан с электроприводом, контур 2; M2 – Регулирующий клапан с электроприводом, контур 1; V1 – Электромагнитный клапан, контур 1, клапан подпитки; R6 – Выход реле, сигнализация

Функциональная схема «Отопление» (контур 1). Температура в подающем трубопроводе задается в соответствии с требованиями. Датчик температуры теплоносителя в подающем трубопроводе (S3) является наиболее важным датчиком. Заданная температура подачи S3 рассчитывается ECL-регулятором на основе температуры наружного воздуха (S1) в соответствии с графиком. Чем ниже температура наружного воздуха, тем выше заданная температура подачи.

В соответствии с недельным графиком контур отопления может быть переключен на режим комфорта или экономии (два разных температурных значения для требуемой комнатной температуры). Регулирующий клапан с электроприводом (M2) постепенно открывается, если температура подаваемого теплоносителя оказывается ниже заданной температуры подачи и наоборот.

Температура обратного теплоносителя для центрального отопления (S5) не должна быть слишком высокой. Если это так, то заданная температура подачи может быть изменена (обычно в сторону более низкого значения), что приведет к постепенному закрыванию клапана с

электроприводом. Кроме того, ограничение температуры в обратном трубопроводе зависит от температуры наружного воздуха. Чем ниже температура наружного воздуха, тем выше порог допустимой температуры обратки. Соответствующий циркуляционный насос включается при включении отопления или для защиты от заморозки. Отопление может отключаться, когда температура наружного воздуха поднимается выше заданного значения.

Статическое давление во вторичном контуре (на стороне потребителя) может: 1) непрерывно измеряться датчиком давления 0-10В; или 2) быть дискретным сигналом от реле давления. В случае слишком низкого давления функция подпитки заполнит систему из первичного контура.

Циркуляционные насосы P3 и P5 (контур отопления) работают поочередно в соответствии с графиком. Один насос остается в резерве, а другой работает. В случае сбоя (отсутствует перепад давления на насосе) в работе одного насоса, запускается другой. При этом подается аварийный сигнал для последующего осмотра и ремонта неисправного насоса. Сигнал (реле R6) подается в случаях, если текущая температура подачи отличается от заданной температуры подачи; работающий циркуляционный насос не создает перепад давления; функция подпитки не создает давления за установленный отрезок времени.

Функциональная схема ГВС (контур 2). Если температура ГВС (S4) оказывается ниже требуемого значения, то клапан с электроприводом (M1) постепенно открывается и наоборот. Если заданная температура ГВС не может быть достигнута, контур отопления будет постепенно закрываться, передавая больше энергии на контур ГВС.

Температура «обратки» (S6) может ограничиваться определенным значением. В соответствии с недельным графиком контур ГВС может быть переключен на режим комфорта или экономии (два разных температурных значения для требуемой температуры горячей воды). В определенные дни недели возможен запуск антибактериальной функции.

4.3. Основные принципы регулирования и работы контроллера «ECL Comfort 310» по приложению А 368.1

Внешний вид и статусный экран на дисплее контроллера «ECL Comfort 310» для систем отопления (контур 1) и ГВС (контур 2) приведен на рис. 4.10. На другие экраны дисплея можно перейти, вращая диск вправо или влево, для подтверждения выбора - нажать на диск. На статусном экране №1 «Контур отопления» в виде цифр и символов отображаются следующие сведения (рис. 4.10,б): текущая температура наружного воздуха (на рис. -0.5°C), режим работы регулятора (☼ -

«комфортный»), текущая температура в помещении (на рис. 24.5°C), требуемая температура в помещении (20.7°C). На статусном экране №2 устанавливается заданная температура ГВС (рис. 4.10,в). Здесь 60.3 – текущая температура; 60 – требуемая температура.

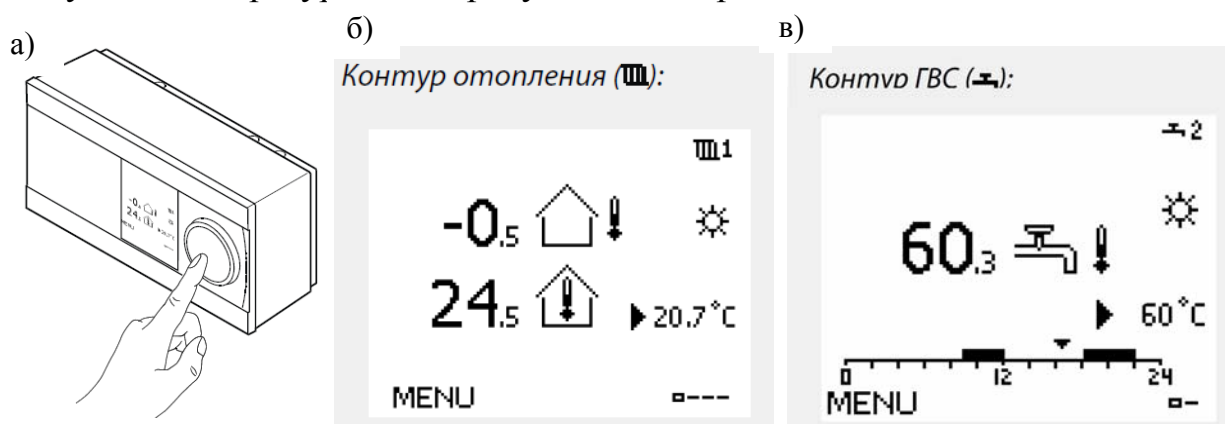


Рис. 4.10. Работа с диском (а) и статусные экраны контроллера «Отопление» (б) и «ГВС»(в)

Полный перечень символов, используемых в представлении данных на статусных экранах дисплея, приведён в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Символ	Описание	Символ	Описание
	Температура наружного воздуха		Отопление
	Температура в помещении		ГВС
	Температура ГВС		Общие настройки регулятора
	Индикатор положения		Насос ВКЛ
	Режим работы по графику		Насос ВЫКЛ
	Комфортный режим		Привод открывается
	Режим пониженного энергопотребления		Привод закрывается
	Режим защиты от заморозки		Переключатель дисплеев
	Ручной режим		Макс. и мин. значения

Регулятор «ECL Comfort» имеет несколько основных функций. Функция *регулирования температуры подаваемого теплоносителя* t_1 в зависимости от текущей температуры наружного воздуха t_n производится по зависимости, называемой «отопительным графиком» (рис. 4.11). У

каждой линии графика отмечен «угол наклона» или номер ОГ от 0.1 до 4.0. Стандартная (заводская) настройка – 1.0. Выбор номера ОГ выполняется на экране контроллера в закладке «Отопительный график» (рис. 4.12).

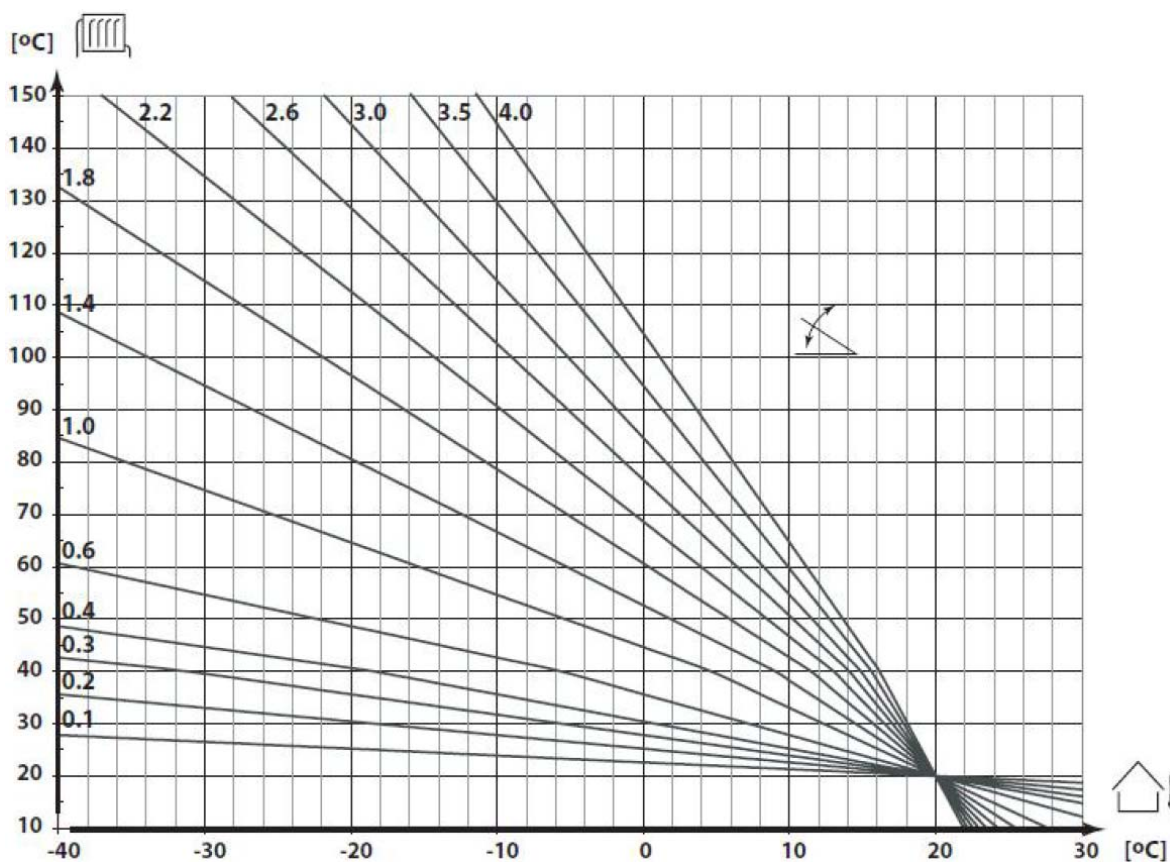


Рис. 4.11. Отопительные графики в преднастройках контроллера

Для системы отопления отопительный график задается с помощью шести точек. При этом температура теплоносителя t_1 назначается по шести фиксированным значениям температуры наружного воздуха (-30, -15, -5, 0, +5, +15 °C) для поддержания температуры в помещении $t_g = 20$ °C.

Настройка	III1
T подачи:	
График	0.1
Макс.Темп.	50 °C
Мин.Темп.	10 °C
T макс. сети X2	150 °C
T под. макс. Y2	95 °C

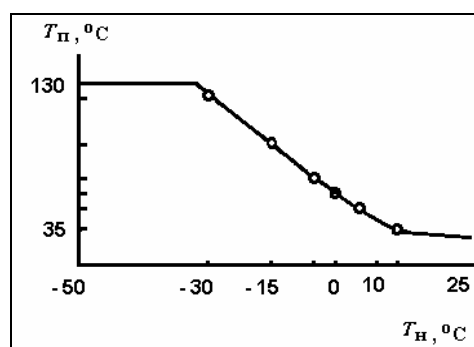


Рис. 4.12. Выбор закладки «Отопительный график» на дисплее контроллера

При изменении требований к t_g , значение заданной температуры теплоносителя (подачи) t_1 изменится на величину Δt_1 , которая будет рассчитана контроллером согласно уравнению

$$\Delta t_1 = (t_g - 20) \times O\Gamma \times 2.5,$$

где t_g – заданная температура в помещении, °С; $O\Gamma$ – номер отопительного графика; 2.5 – константа.

Регулятор «ECL Comfort» имеет функцию *регулирования температуры* подачи для системы отопления в зависимости от температуры теплоносителя в тепловой сети (датчик *TE* поз. 12 на рис. 4.5). Эта зависимость устанавливается в регуляторе в виде графика (рис. 4.13,а).

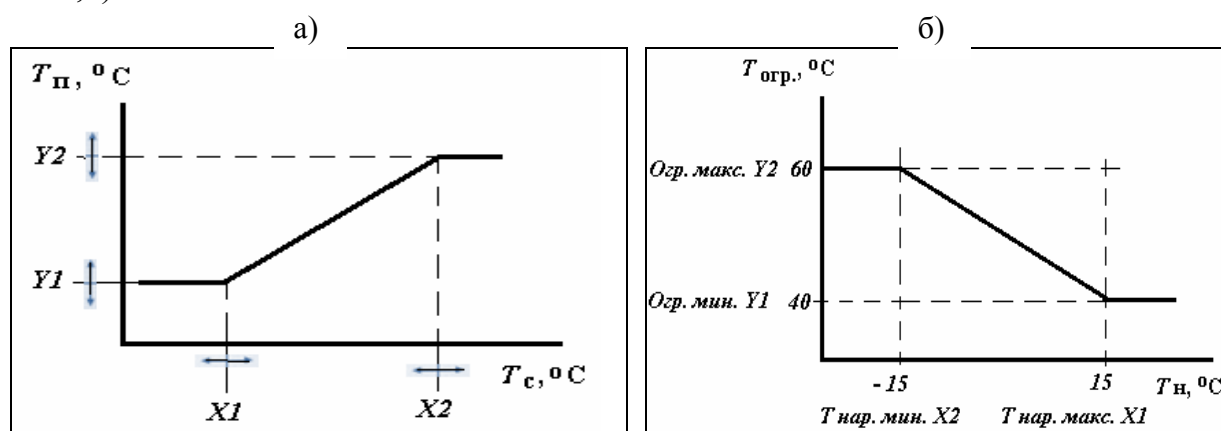


Рис. 4.13. Установка требуемой зависимости температуры теплоносителей для системы отопления: а – температуры подачи от температуры теплоносителя в тепловой сети; б – температуры теплоносителя в обратном трубопроводе тепловой сети от температуры наружного воздуха

При изменении температуры наружного воздуха t_n обычно изменяется и температура возвращаемого теплоносителя. Регулятор «ECL Comfort 310» может автоматически менять заданную температуру подаваемого теплоносителя для получения приемлемой температуры возвращаемого теплоносителя, когда температура возвращаемого теплоносителя падает ниже или поднимается выше установленного предельного значения. Соотношение между этими температурами создается с помощью координат двух точек в системе (рис. 13, б). Если температура в обратном трубопроводе оказывается выше установленного предела, регулятор автоматически изменяет заданную температуру теплоносителя или горячей воды, подаваемых в систему.

Регулятор «ECL Comfort» имеет функцию *ограничения потребляемого расхода теплоносителя/энергии*. Для экономии расхода теплоносителя или тепловой энергии к регулятору ECL подключен расходомер и тепловычислитель теплосчетчика.

Зависимость между ограничением расхода теплоносителя и температурой наружного воздуха задается с помощью координат двух точек на отопительном графике (рис. 4.14,а). Координаты температуры наружного воздуха задаются параметрами $T_{нар. макс. X1}$ и $T_{нар. мин. X2}$. Координаты расхода теплоносителя и энергии устанавливаются в $Oгр. мин. Y1$ и $Oгр. макс. Y2$. На основе этих параметров регулятор рассчитывает значение ограничения.

Если расход теплоносителя или энергии оказывается выше установленного значения, регулятор постепенно уменьшает заданную температуру теплоносителя или горячей воды, медленно закрывая регулирующий клапан для получения приемлемого уровня расхода теплоносителя и энергии (рис. 4.14,б).

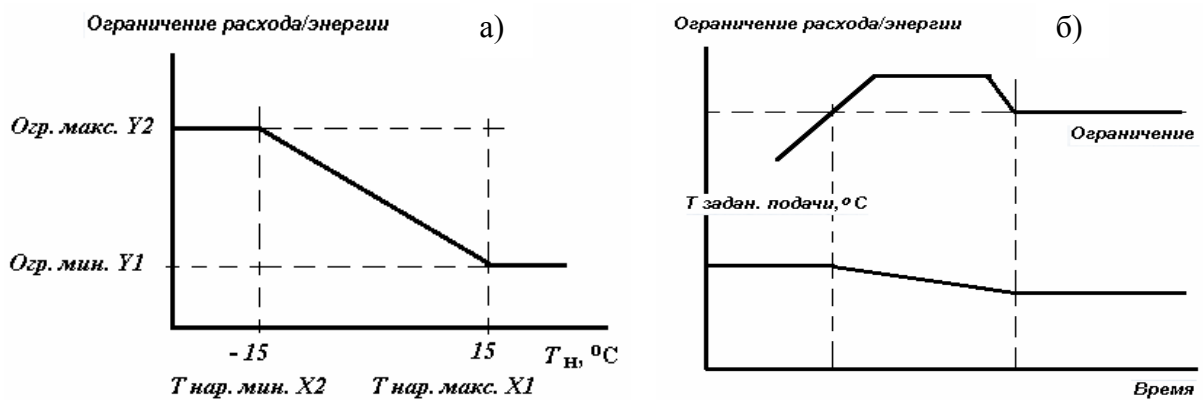


Рис. 4.14. Зависимость ограничения потребляемого расхода теплоносителя/энергии: а - от температуры наружного воздуха; б - от заданной температуры подачи теплоносителя

Регулятор «ECL Comfort» имеет функцию *поддержания приоритета ГВС*. Если фактическая температура горячей воды в системе ГВС отклоняется на значение больше заданного, электрический исполнительный механизм в контуре отопления постепенно прикроет клапан до такого положения, пока температура воды для ГВС не возвратится к наименьшему допустимому значению (рис. 4.15).

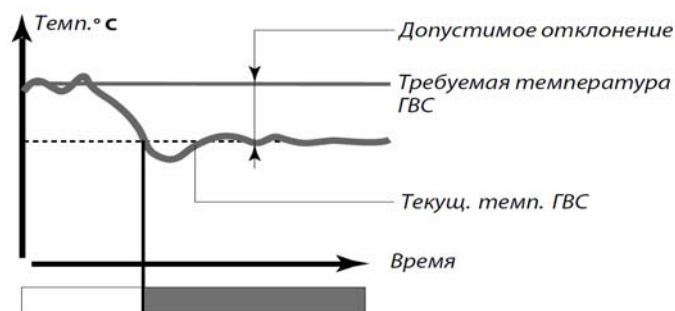


Рис. 4.15. Результат работы регулирующего клапана на контуре ГВС

Регулятор «ECL Comfort» имеет функцию *управления спаренными циркуляционными насосами* (например, в контуре отопления). При работе с двумя насосами приложение A368.1 управляет ими поочередно, в зависимости от временных установок. После включения насоса регулятор ожидает увеличение перепада давлений (S7 — для контура отопления и S8 — для контура ГВС). Если перепад давлений отсутствует, регулятор «ECL Comfort» включает аварийный сигнал и запускает другой насос. Если ни один из насосов не работает (обнаруживается посредством отсутствия перепада давлений), активируется авария и закрывается клапан с электроприводом – функция безопасности.

Регулятор «ECL Comfort» обладает функцией *управления подпиткой системы отопления*. Падение статического давления и соответственно нарушение работы системы отопления происходит из-за утечек на стороне потребителей. Приложение A368.1 обеспечивает контроль статического давления и запускает функцию подпитки, когда давление опускается ниже заданного уровня. Измерение давления производится датчиком давления (с аналоговым сигналом 0–10 В в зависимости от измеряемого давления) или с помощью реле давления. При использовании сигнала датчика давления необходимо в контроллере настроить два параметра: величину давления в системе и разность давлений между включением и выключением системы подпитки (дифференциал). Настраиваются они в контроллере. В случае применения реле давления уставка данных параметров производится непосредственно на нем.

При значительном падении давления через определенное время активируется двухпозиционный клапан. Если через определенный промежуток времени нужное давление не достигнуто, то включается аварийный сигнал. В этой ситуации через 60 с регулятор ECL Comfort останавливает циркуляционные насосы и закрывает регулирующий клапан – функция безопасности.

Регулятор «ECL Comfort 310» имеет возможность *воспроизводить архив измеренных значений*. Функция журнала (история температур) позволяет отслеживать изменения температур за сегодня, вчера, последние 2 дня, или же последние 4 дня в подсоединенных датчиках. Для определенного датчика есть свой журнал, в котором отображаются значения температуры (рис. 4.16).

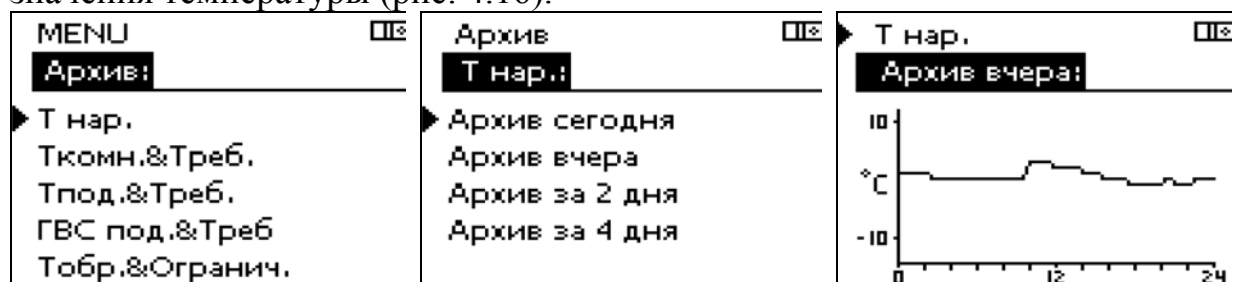


Рис. 4.16. Выбор журнала изменений температуры наружного воздуха

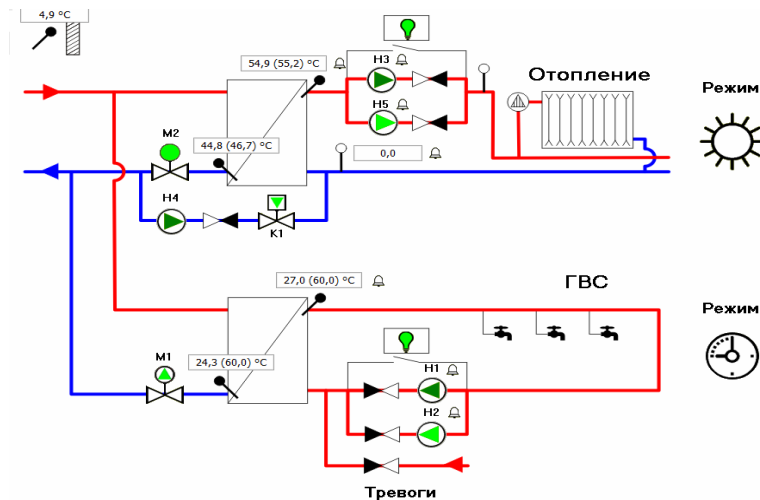


Рис. 4.17. Функциональная схема ECL Comfort 310, приложение A368.1 с показаниями контроллера при $t_n=+4,9^\circ\text{C}$.

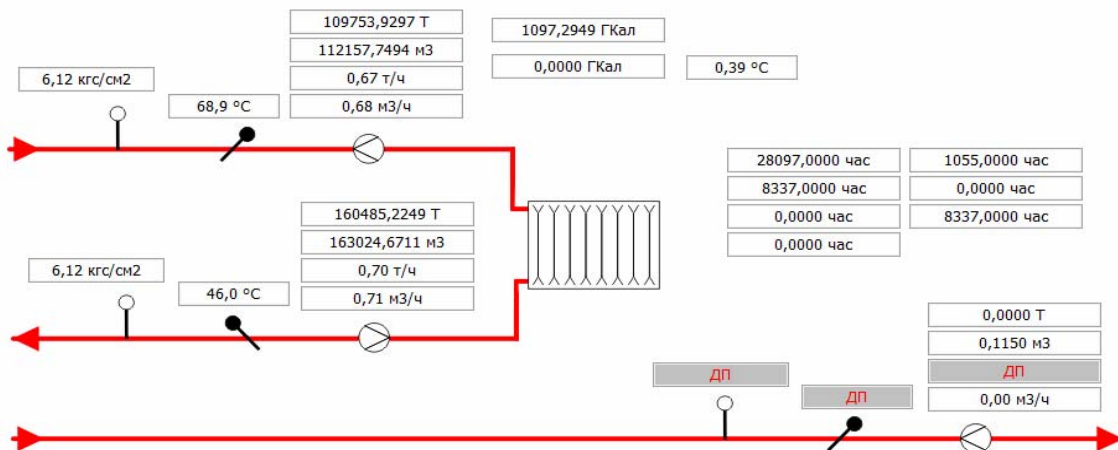


Рис. 4.18. Данные тепловычислителя ТВ7 по тепловому вводу при $t_n=+4,9^\circ\text{C}$

С другими важными функциями контроллера «ECL Comfort 310» можно ознакомиться в [4] или на сайте: <http://ru.heating.danfoss.com>.

Контрольные вопросы

1. Какое назначение теплового пункта?
2. Объясните, как определяются расходы теплоносителя для закрытых систем.
3. Расскажите, как осуществляется автоматизация тепловых пунктов.
4. Перечислите, какое оборудование входит в комплект поставки блочных тепловых пунктов.
5. Перечислите достоинства и недостатки блочных тепловых пунктов.
6. Используя чертежи установки описать схему подключения системы отопления в блочном тепловом пункте Центра "Системы"/"SYSTEMS"?

7. Зависимая или независимая схема присоединения системы отопления к тепловым сетям используется в лабораторном корпусе?
8. Построить графики изменения температур теплоносителей для теплообменника СО.
9. На гидравлической схеме БТП указать температуры теплоносителей, сравнить данные с показаниями контроллера и тепловычислителя.
10. На схеме и на установке БТП показать 6 функциональных узлов теплового пункта (узел ввода тепловой сети; учёта теплотребления; узел или отдельные устройства согласования давлений и ограничения расхода теплоносителя; присоединения системы вентиляции; приготовления горячей воды для системы ГВС; приготовления теплоносителя для систем отопления и вентиляции; подпитки).
11. На схеме и на установке БТП показать грязевик и сдвоенный насос. Описать назначение и принцип действия.
12. На схеме и на установке БТП показать датчик температуры наружного воздуха. Описать его назначение и принцип действия.
13. На схеме и на установке БТП показать предохранительный клапан. Описать его назначение и принцип действия.
14. На схеме и на установке БТП показать соленоидный клапан. Описать его назначение и принцип действия.
15. На схеме и на установке БТП показать реле давления (прессостат). Описать его назначение и принцип действия.

Лабораторная работа № 4.1

КОНТРОЛЬ РАСХОДА ВОДЫ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В БТП

Цель работы: ознакомление с методами и способами контроля расхода теплоносителя и количества потребляемого тепла в БТП.

Теоретическая часть.

Здания, присоединяемые к сетям централизованного теплоснабжения, должны быть оборудованы устройствами коммерческого учёта потребляемой тепловой энергии [1]. Учёт теплотребления необходим для определения стоимости тепловой энергии, израсходованной абонентом. Эту стоимость рассчитывают по показаниям прибора учёта, называемого тепловычислителем (ТВ). ТВ определяет количество потребленной энергии за установленный период времени на основании данных о массовом расходе и параметрах теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах.

В БТП здания Центра «SYSTEMS» имеются все необходимые приборы и устройства для учета потребляемой тепловой энергии. Рассмотрим их конструкцию и принципы работы.

Тепловычислитель. Узел учёта тепловой энергии должен оборудоваться теплосчетчиками, внесенными в Государственный реестр средств измерений Российской Федерации. Метрологические характеристики этих приборов (погрешность, диапазон измерения, межповерочный интервал и др.) должны быть удостоверены сертификатом Госстандарта РФ.

Основной функцией счётчика является измерение расхода (объёма) энергоносителя (вода), прошедшего по трубопроводу за время учета, и фиксирование этого количества в цифровой форме. Для формирования, хранения и регистрации информации используется устройства памяти, регистраторы, таймеры. Современные счётчики имеют в своём составе устройства, обеспечивающие возможность выполнения этих и некоторых других функций (защита от несанкционированного доступа, самодиагностика, представление результата измерения в различной форме, сигнализация о превышении предельных значений параметра), которые можно назвать дополнительными.

Для расчёта количества теплоты необходимо измерять расходы теплоносителя, температуры, давления и суммировать результаты расчёта во времени. Для обработки результатов измерения расхода теплоносителя и его параметров в составе теплосчётчика имеется вычислительное устройство, использование которого возможно также и для выполнения целого ряда дополнительных функций.

Учёт количества потребленной или произведённой тепловой энергии основан на измерениях изменения (разности) энтальпии некоего количества теплоносителя в процессе теплообмена при протекании через теплообменный контур. Основным выражением, лежащим в основе всех вычислений независимо от типа системы теплоснабжения или теплопотребления, является следующее выражение:

$$Q = M \cdot (h_1 - h_2), \quad (4.1)$$

где Q – количество тепловой энергии, Вт;

M – количество теплоносителя, кг;

h_1 – удельная энтальпия (функция температуры и давления) теплоносителя в начальной точке теплообменного контура, Дж/кг

$$h_1 = c_p \cdot t_1;$$

h_2 – удельная энтальпия теплоносителя в конечной точке теплообменного контура, Дж/кг, определяется по формуле

$$h_2 = c_p \cdot t_2;$$

c_p – удельная теплоёмкость, Дж/кг·°С, см. Приложение.

Выражение (4.1) представляет собой уравнение для расчёта количества тепловой энергии каналом теплоты (термин по ГОСТ 51649).

Канал теплоты, включающий в себя один расходомер и две пары термометров и датчиков давления, составляет основу теплосчётчика.

Расходомеры. Известно много разных типов расходомеров и счётчиков количества протекающей воды. При выборе конкретного типа прибора следует руководствоваться несколькими рекомендациями:

1. Для теплопроводов большого диаметра (более 300 мм) наиболее применимы теплосчётчики с ультразвуковыми расходомерами.

2. Для потребителей наибольшее распространение получили электромагнитные расходомеры.

3. Для учёта подпитки, холодной и горячей воды обычно используются тахометрические водосчётчики.

4. Для учёта температуры в теплосчётчиках применяются специально подобранные пары термометров сопротивления.

5. Диаметры расходомеров подбираются таким образом, чтобы скорость теплоносителя в расходомере не превышала 2 – 3 м/сек.

6. При выборе конкретных типов приборов следует принимать во внимание наличие ремонтно-поверочной базы, собственный опыт эксплуатации имеющихся теплосчётчиков.

Поплавковые расходомеры. К поплавковым расходомерам постоянного перепада давления в первую очередь относятся ротаметры. В простейшем виде ротаметр (рис. 4.19, а) представляет собой вертикальную конусную стеклянную трубку 1, расширяющуюся кверху, внутри которой находится свободно перемещающийся вверх и вниз поплавок 2. На верхнем ободке поплавок имеют бороздки, которые обеспечивают вращение поплавка в потоке жидкости и его самоцентрирование.

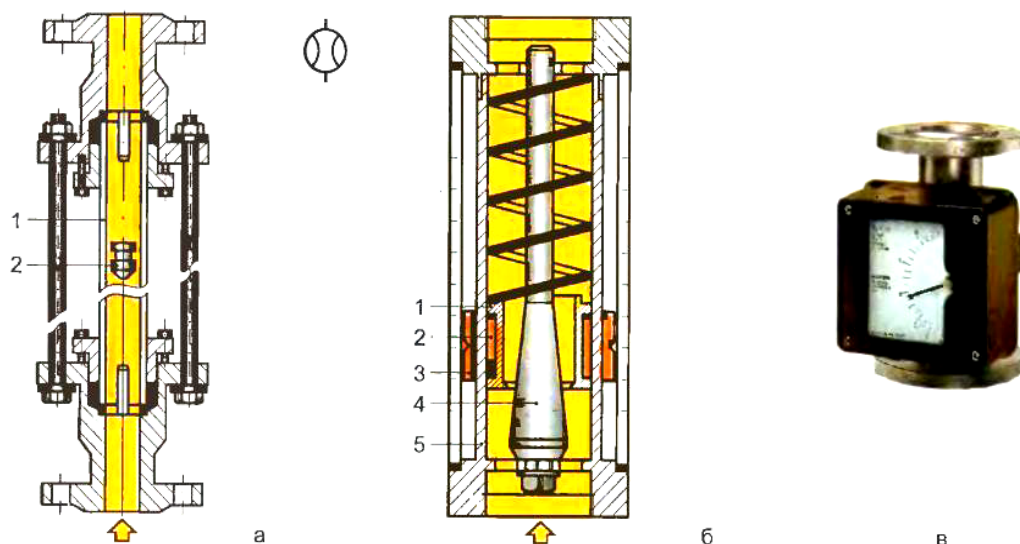


Рис. 4.19. Поплавковые расходомеры: а – ротаметр; б – с подпружиненным поплавком; в – с индикацией и выходом электросигнала (обозначения в тексте)

Жидкость движется вверх по трубке, вынуждая поплавков подняться на определенную высоту и образовать такой кольцевой зазор между ним и стенками трубки, при котором силы, действующие на поплавок, уравниваются. Каждому значению расхода соответствует определенное положение поплавка.

К основным преимуществам ротаметров можно отнести простоту конструкции, возможность измерения малых расходов, значительный диапазон измерения. Недостатком ротаметров является большая зависимость показаний от температурного изменения вязкости, особенно при малых расходах. На заводе-изготовителе ротаметры тарируют по воде или воздуху. Для применения ротаметров на других средах требуется индивидуальная градуировка.

Для замеров расходов жидкости, находящейся под более высоким давлением, применяют расходомеры в металлическом корпусе (рис. 4.19, б). Корпус 5 представляет собой прямоточную трубу с фланцами на концах, в которых крепится мерительный конус 4. Перемещающийся под воздействием измеряемого потока подпружиненный поплавок 1, снабжен кольцевым постоянным магнитом 2, взаимодействующим с наружным кольцевым магнитом 3. Положение поплавка 1, соответствующее определенному расходу жидкости, отслеживается по положению магнита 3, перемещающегося вдоль измерительной шкалы. Недостатком описанных выше расходомеров является отсутствие возможности записи показаний.

На рис. 4.19, в показан поплавковый расходомер, индикация результатов измерения в котором осуществляется непосредственно на шкале устройства. С помощью контактных переключателей или токового выхода результат измерения может быть предоставлен для дальнейшего использования.

Турбинные расходомеры. Принцип действия турбинных расходомеров основан на измерении числа оборотов крыльчатки (турбинки), которая вращается со скоростью, пропорциональной расходу жидкости через прибор. По конструктивному исполнению их подразделяют на две основные группы: крыльчатые (с тангенциальным подводом потока), в которых ось вращения крыльчатки перпендикулярна направлению движения жидкости, и турбинные (с аксиальным подводом потока), у которых ось вращения параллельна направлению движения потока (рис. 4.20).

Полученные сигналы передаются во вторичный прибор, где обрабатываются, приводятся к стандартизованному виду и при необходимости визуализируются в оцифрованном виде. В настоящее время именно турбинные расходомеры обеспечивают высокую точность измерений, недоступную другим приборам.

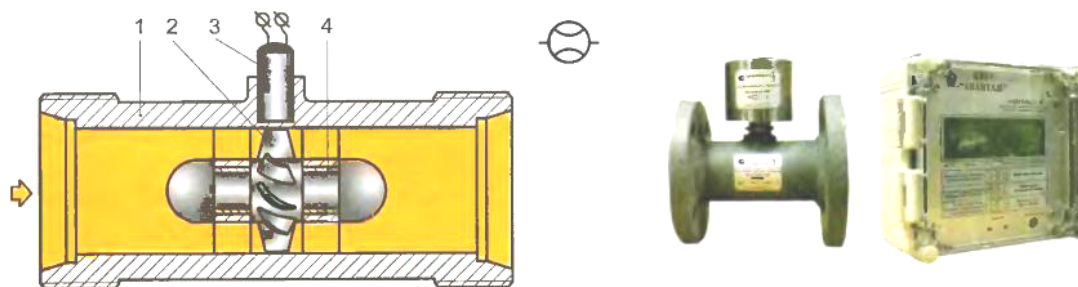


Рис. 4.20. Турбинный расходомер: 1 – корпус; 2 – турбинка; 3 – первичный преобразователь, генерирующий электросигнал; 4 – вал турбинки в обтекателе

Особенности метода измерения:

- первичный преобразователь - не нуждается в питании;
- один из самых недорогих приборов;
- не требует протяженных прямолинейных участков трубопровода (как правило, это $L1 = 5D_u$ до прибора и $L3 = 1D_u$ после);
- не обеспечивает измерения мгновенного расхода;
- ограничения по верхнему пределу температуры воды;
- критичен к твердым и вязким примесям в воде, для надежной работы необходим фильтр на входе прибора (см. схему рис. 4.21).

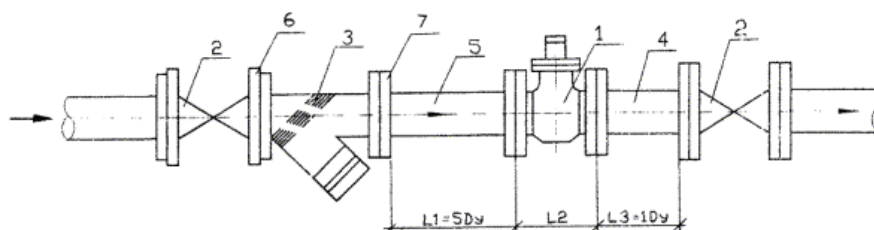


Рис. 4.21. Пример монтажа: 1 – счетчик воды; 2 – задвижка; 3 – фильтр магнитный; 4, 5 – патрубков; 6 – прокладка; 7 – фланец

Вихревые расходомеры. В основе принципа действия вихревых расходомеров лежит широко известное природное явление – образование вихрей за препятствием, стоящим на пути потока. При скоростях среды выше определенного предела вихри образуют регулярную дорожку, называемую «дорожкой Кармана». Частота образования вихрей при этом прямо пропорциональна скорости потока (рис. 4.22).

Основные достоинства вихревых расходомеров: отсутствие подвижных деталей, что обуславливает высокую надежность и стабильность метрологических характеристик; линейный выходной сигнал; широкий динамический диапазон измерений; малую потерю давления. Вихревые расходомеры с хорошей точностью измеряют скорость потока независимо от типа среды.

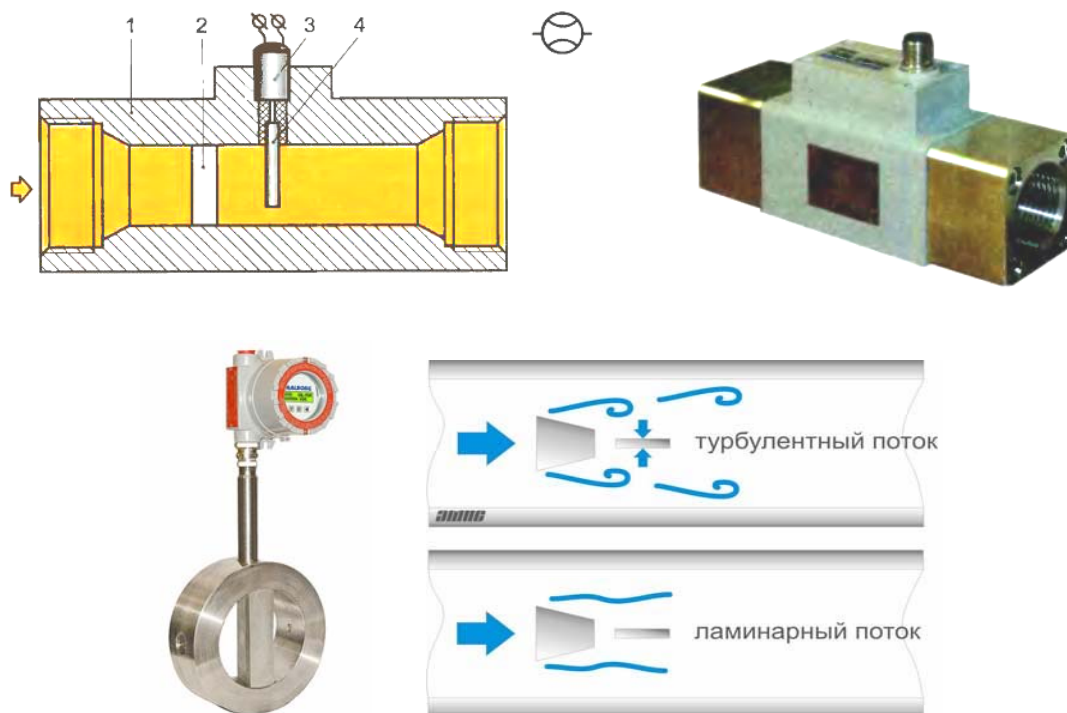


Рис. 4.22. Вихревой расходомер: 1 – корпус; 2 – вихробразователь; 3 – электрический датчик частотного сигнала; 4 – чувствительный элемент

К недостаткам следует отнести необходимость установки прибора на длинных (не менее восьми диаметров) прямолинейных участках трубопроводов. Наличие таких участков трубопровода до и после расходомера гарантирует исключение посторонних возмущений потока.

Ультразвуковые расходомеры. Существует ряд разновидностей ультразвукового метода измерения расхода: время-импульсный, доплеровский, корреляционный. Расход жидкости, протекающей через расходомер, вычисляется путем измерения либо времени распространения ультразвука в потоке, либо изменения частоты ультразвуковых колебаний (эффект Доплера).

Прибор состоит из двух датчиков и блока электроники (рис. 4.23). Датчики 1 врезают в трубопровод, либо крепят на внешней поверхности трубы 2, и подключают к блоку электроники с дисплеем. Датчики (ультразвуковые преобразователи), одновременно являясь и излучателями и приемниками, последовательно отправляют и принимают ультразвуковые сигналы. Сравнивая время прохождения сигналов «по» и «против» направления течения потока, прибор автоматически вычисляет скорость течения жидкости.

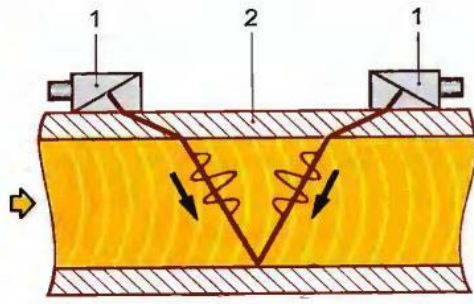


Рис. 4.23. Ультразвуковой расходомер: 1 – датчики; 2 – трубопровод

На основании произведенного замера и ранее занесенных данных о диаметре трубопровода, вторичный электронный преобразователь производит вычисление объемного расхода, которые в виде стандартизованного электрического сигнала подаются в систему управления, либо оцифровываются и выводятся на индикатор. Измерение расхода может производиться как при прямом, так и при обратном направлении потока.

Для измерения расхода жидкостей в напорных трубопроводах наиболее часто применяют врезные ультразвуковые расходомеры, поскольку их принято считать более точными по сравнению с расходомерами, которые устанавливаются на внешней поверхности трубопровода (с накладными датчиками). Однако в настоящее время расходомеры с накладными ультразвуковыми преобразователями находят все более широкое применение. Это обусловлено тем, что расходомеры с накладными датчиками не требуют остановки технологических процессов для врезки в трубопровод и перекрытия вентилей, что особо ценно при экспресс-измерениях.

Преимуществами расходомеров с накладными датчиками является и то, что при их установке не возникает падение давления в трубопроводе, нет влияния прибора на поток. Эти приборы отличает простота установки, переноса и замены датчиков. Недостатки – критичен к образованию слоев накипи на внутренней поверхности трубы и требует протяженных прямолинейных участков трубопровода ($L1 = 10Dy$ и более до прибора и $L3 = 5Dy$ после).

Электромагнитные расходомеры. При протекании воды в электромагнитном поле возникает электрическое поле, потенциал которого пропорционален скорости потока, а при определенных условиях может быть пропорционален и расходу даже при изменениях распределения скорости по сечению трубы. Этим определяется широкий диапазон и высокая точность электромагнитных преобразователей расхода (рис. 4.24).

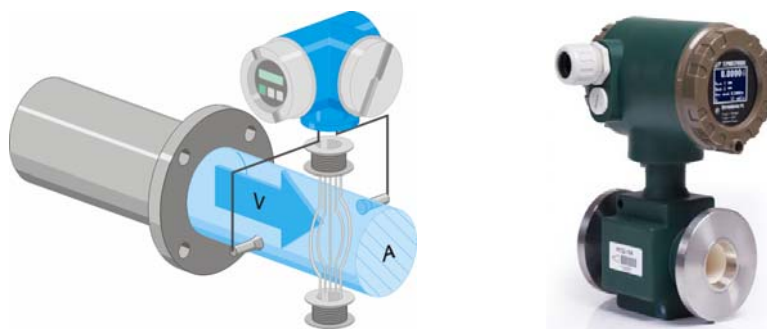


Рис. 4.24. Электромагнитный расходомер

Достоинства – не содержит элементов конструкции в потоке, не искажает профиля потока, не создает застойных зон и местных сопротивлений, обеспечивает измерение в широком диапазоне (до 1:100) измерения скорости потока. Недостатки – критичен к "замазыванию" внутренней поверхности трубы. Содержимое 4-х последовательно сменяемых информационных экранов расходомера-счётчика электромагнитного Питерфлоу РС, см. приложение 7.

Порядок выполнения работы:

1. Определить тип расходомера, используемого в БТП.
2. Оценить правильность установки расходомера.
3. Снять данные о расходе теплоносителя G_1 и G_2 .
4. Занести полученные данные в табл. 4.1.
5. Сравнить показания по тепловычислителю (см. шкаф управления) и результаты расчета по формуле (4.1).

Таблица 4.1

Параметр	Ед. изм	Значение
Начальное показание с расходомера	м ³	
Время снятия начального показания с расходомера		
Конечное показание с расходомера	м ³	
Время снятия конечного показания с расходомера		
Расход теплоносителя G_1	м ³ /ч	
Расход теплоносителя G_2	м ³ /ч	
Температура горячего теплоносителя t_1	°С	
Температура обратного теплоносителя t_2	°С	
Расход тепловой энергии Q	Вт	

Контрольные вопросы:

1. Какова последовательность действий работы контроллера при определении потребляемой энергии?
2. Опишите механизм измерения расхода воды поплавковым расходомером.
3. Опишите работу турбинных и вихревых расходомеров.

4. Каков принцип работы ультразвукового расходомера.
5. Почему электромагнитные расходомеры показывают разные значения на подающей и обратной линиях при независимой схеме подключения БТП.

Лабораторная работа № 4.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Цели работы: 1. Экспериментально найти коэффициент теплопередачи в пластинчатом теплообменнике. 2. Рассчитать теоретический коэффициент теплопередачи, используя критериальные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи от теплоносителей к стенкам теплообменного аппарата. 3. Сравнить экспериментальное и расчетное значения коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике.

Теоретическая часть.

В блочных тепловых пунктах используют пластинчатые теплообменники (ПТО) в разборном или сварном исполнении. Конструктивные особенности разборного теплообменника ХGM050-ГО 10/30-Н, установленного в блоке Отопления, показаны на рис. 4.25.

Теплообмен в ПТО осуществляется между горячей и нагреваемой водой, движущимися противоточно в каналах между гофрированными пластинами. Пластины имеют определенные характерные размеры профиля гофрированной поверхности (рис. 4.23, б): l_{mi} – расстояние между изгибами пластины; l_{mn} – размер ячейки, образованной двумя прилегающими пластинами; h_k – высота канавки. На гофрированных участках пластин поток жидкости искусственно турбулизируется из-за соударения пограничных слоев жидкости, образованных на соседних пластинах в местах изгиба.

По сравнению с другими теплообменниками ПТО обладают важными достоинствами, к которым следует отнести: малые габариты, малый вес, простой монтаж и обслуживание, большой коэффициент теплопередачи (6000 – 7000 Вт/(м²К)). Наряду с достоинствами ПТО имеют и недостатки: требуется замена прокладок между пластинами после чистки, наблюдается деформация пластин из-за разности давлений на поверхности пластин, более чувствительны к загрязнению теплоносителя, что резко снижает значение коэффициента теплопередачи теплообменника.

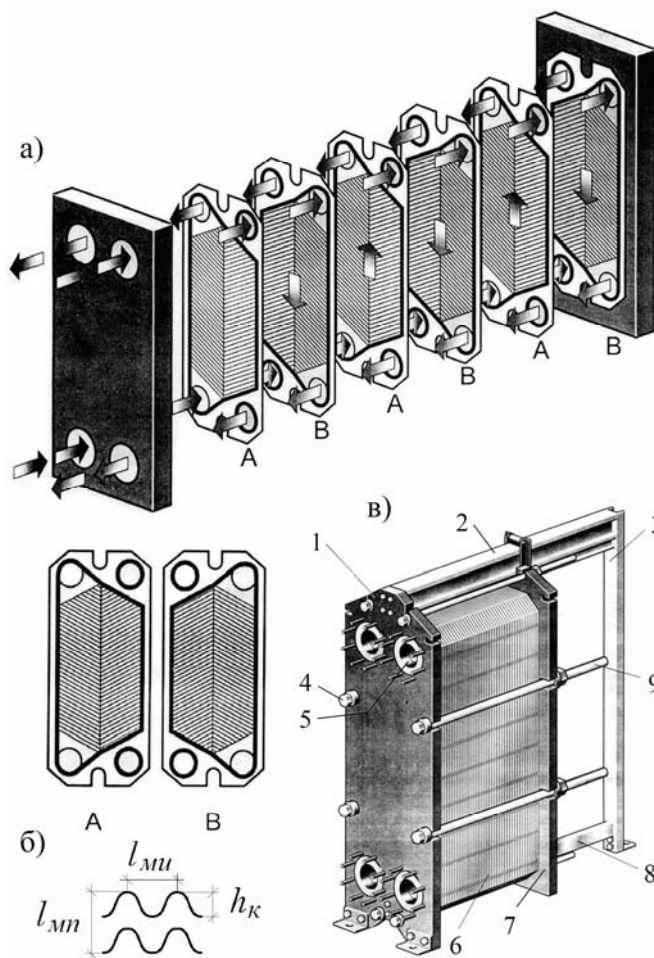


Рис. 4.25. Конструкция разборного пластинчатого теплообменника: а – схема движения теплоносителей; б – геометрия каналов между пластинами; в – теплообменник в сборе.

1 - опорная неподвижная пластина; 2 - несущий стержень для канальных пластин и прижимной пластины; 3 – опорная стойка; 4 – стягивающие болты, сжимающие канальные пластины вместе; 5 – отверстия с резьбовыми штуцерами в опорной пластине, через которые теплоноситель поступает в теплообменник; 6 - канальные пластины; 7 - подвижная прижимная пластина; 8 - направляющий стержень, удерживающий канальные пластины в ровном положении снизу; 9 – свободные концы болтов

ПТО состоит из набора гофрированных металлических пластин с отверстиями для прохода двух жидкостей (рис. 4.25,а). Пластина *A* – это пластина, которая устанавливается с "ёлочным" рисунком, направленным вниз. Пластина *B* – это пластина, которая устанавливается с "ёлочным" рисунком, направленным вверх. Пластины (рис. 4.25, б) снабжены прокладками, которые уплотняют канал и направляют жидкости в другие каналы. Набор пластин собирается между опорной 1 и прижимной 7 пластинами и сжимается стягивающими болтами (рис. 4.25, в).

ПТО в блоке Отопления БТП Центра «SYSTEMS» собран из 30 пластин толщиной $\delta_{ст} = 0,4$ мм, шириной $b = 254$ мм и площадью теплообменной поверхности $f_{nl} = 0,111$ м² каждая. Количество каналов в пластине: для горячего теплоносителя $N_1 = 19$ шт., для нагреваемого теплоносителя $N_2 = 19$. Ширина каждого канала $l_{mi} = 95$ мм, зазор между пластинами $\delta_{кан} = l_{mi} - h_k = 2,9$ мм. Сталь марки AISI316, из которой выполнены пластины, имеет в рабочем интервале температур 20–95 °С теплопроводность $\lambda_{ст} = 15,2$ Вт/(м×К).

Теоретический коэффициент теплопередачи k Вт/(м²К) теплообменника по физическому смыслу k является *термической проводимостью* того пути, по которому тепло передаётся от горячего теплоносителя к нагреваемому. Вдоль этого пути обычно выделяются следующие термические сопротивления:

1) сопротивление при переходе тепла от массы (потока) первичного теплоносителя к поверхности пластины ($1/\alpha_1$, где α_1 - коэффициент теплоотдачи или термическая проводимость ламинарного пристенного слоя у поверхности пластины, контактирующей с горячим теплоносителем);

2) термическое сопротивление слоя загрязнений на стенке пластины (накипь, ржавчина) со стороны первичного теплоносителя r_1 ;

3) термическое сопротивление стенки пластины ($\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}$, δ_{cm} - толщина стенки, λ_{cm} - коэффициент теплопроводности материала пластины);

4) термическое сопротивление загрязнений на стенке со стороны второго (нагреваемого) теплоносителя r_2 ;

5) термическое сопротивление ламинарного слоя при переходе тепла от поверхности пластины к массе второго теплоносителя ($1/\alpha_2$, где α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки пластины к нагреваемому теплоносителю).

Общее сопротивление теплопередаче $R_{общ}$ равно сумме отдельных термических сопротивлений, так как тепловой поток проходит все сопротивления последовательно. Коэффициент теплопередачи k – величина, обратная общему сопротивлению теплопередаче:

$$k = \frac{1}{R_{общ}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \Sigma r_{загр} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.2)$$

$\Sigma r_{загр} = r_1 + r_2$, где r_i – термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны i -того теплоносителя, определяемое по табл. 4.2.

Таблица 4.2

Термическая проводимость загрязнений стенок $1/r$

Теплоноситель		$1/r$, Вт/(м ² ×К)
Вода:	загрязненная	1400-1860
	среднего качества	1860-2900
	хорошего качества	2900-5800

Одной из основных проблем при решении уравнения (4.2) является определение коэффициентов теплоотдачи α , которые рассчитываются, в основном, из *критериальных соотношений*. Вид зависимости между

критериями находится экспериментально для каждого вида теплообмена и приведен в справочной и специальной литературе.

В общем виде коэффициент теплоотдачи α является функцией большого числа переменных, которые могут быть связаны между собой критериями подобия:

$$\bar{\alpha} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad Nu = f(Re, Pr, \dots). \quad (4.3)$$

Здесь $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$, $Re = \frac{u \cdot d_{\text{э}}}{\nu}$, $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$ - критерии Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля; λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(мК); ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с; μ - коэффициент динамической вязкости, Па·с; u - скорость движения теплоносителя, м/с²; l - определяющий (характерный) размер канала с горячим и холодным теплоносителем, м

$$l = 2 \frac{\delta_{\text{кан}} \cdot b}{\delta_{\text{кан}} + b}.$$

Значения теплофизических констант теплоносителей, входящих в критерии, выбираются при средней температуре того теплоносителя, для которого рассчитывается коэффициент теплоотдачи.

Конкретный вид уравнения зависит от режима движения, физических свойств теплоносителя, условий обтекания теплопередающей поверхности. В нашем случае коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 рассчитываются по критериальным формулам для вынужденного движения жидкости в щелевых каналах, образованных гофрированными пластинами для увеличения турбулизации течения. Экспериментально установлено, что критическое число Рейнольдса перехода от ламинарного режима течения к турбулентному здесь равно $Re_{\text{кр}}=50$. Поэтому средний коэффициент теплоотдачи рассчитывают по критериальным уравнениям в зависимости от режима течения теплоносителя:

– ламинарный режим ($Re \leq 50$)

$$Nu = 0,60 \cdot \varepsilon_t \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33}; \quad (4.4)$$

– при турбулентном движении ($Re > 50$)

$$Nu = 0,135 \varepsilon_t \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,43}; \quad (4.5)$$

Поправку ε_t в формулах (4.4), (4.5), учитывающую зависимость физических свойств среды от температуры, рассчитывают по формуле:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25},$$

где критерий Прандтля Pr принимают по справочным данным для текущей среды при средней температуре жидкости, а критерий Прандтля Pr_{cm}

принимают по справочным данным для текучей среды при температуре стенки (см. табл. 4.3).

Таблица 4.3

t	$\nu \times 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м К})$	$\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	Pr
0	1,7855	0,56226	999,86	13,3960
10	1,3062E-06	0,58218	999,71	9,4135
20	1,0034E-06	0,59971	998,21	6,9910
30	8.0082E-07	0,61516	995,66	5,4192
40	6,5809E-07	0,62875	992,23	4,3404
50	5,5347E-07	0,64063	988,06	3,5683
60	4,7437E-07	0,65091	983,22	2,9975
70	4Л308E-07	0,65970	977,79	2,5645
80	3.6464E-07	0,66707	971,81	2,2289
90	3,2571E-07	0,67309	965,33	1,9644
100	2,9399E-07	0,67781	958,36	1,7528

Фактическая скорость греющей и нагреваемой воды, м/с, определяется по формулам:

$$u_{gp} = \frac{G_{gp}}{3600 f_{gp} \rho_{gp}}; \quad u_n = \frac{G_n}{3600 f_n \rho_n}, \quad (4.6)$$

где ρ - плотность воды, кг/м³; f_{gp} , f_n - общее живое сечение каналов в пакете пластин по ходу греющей и нагреваемой воды м²

$$f_{gp} = f_n = b \cdot (n - 1) \cdot \delta_{кан} / 2$$

G_{gp} , G_n – расход, кг/ч, соответственно греющей и нагреваемой воды:

$$G_{gp} = \frac{3,6 Q_o}{(t_1 - t_2) c_p}; \quad G_n = \frac{3,6 Q_o}{(t_{01} - t_{02}) c_p}. \quad (4.7)$$

Здесь Q_o - расчетная тепловая мощность ПТО, Вт; t_1 - температура греющей воды на входе в ПТО, °С; t_2 - температура греющей воды на выходе из ПТО, °С; t_{01} - температура нагреваемой воды на выходе из ПТО, °С; t_{02} - температура нагреваемой воды на входе в ПТО, °С.

Расчётные потери давления в теплообменнике Δp , кПа, определяют по формулам:

– для нагреваемой воды:

$$\Delta p_n = \varphi B (33 - 0,08 t_{cp}^n) v_n^{1,75} x; \quad (4.8)$$

– для греющей воды:

$$\Delta p_{gp} = \varphi B (33 - 0,08 t_{cp}^{gp}) v_{gp}^{1,75} x. \quad (4.9)$$

где φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей воды равен 1.0, а для нагреваемой воды 1.5; B - коэффициент, зависящий от типа пластины ($B=4,5$); x - количество ходов в теплообменнике:

$$x = \frac{F + f_{nl}}{2 N f_{nl}}, \quad (4.10)$$

N – число каналов в пластине; f_{nl} – поверхность нагрева одной пластины, м².

Экспериментальный коэффициент теплопередачи теплообменника определяют решением системы двух основных уравнений:

– уравнение теплопередачи Q_0

$$Q_0 = kF\Delta t, \quad (4.11)$$

– уравнение теплового баланса

$$Q_0 = M_1 c_{p1}(t'_1 - t''_1) = M_2 c_{p2}(t''_2 - t'_2), \quad (4.12)$$

где k – коэффициент теплопередачи, F – поверхность теплообмена в аппарате; Δt – средний температурный напор (средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями); M_1 и M_2 – массовые расходы теплоносителей, кг/с; c_{p1} и c_{p2} – массовые изобарные теплоемкости теплоносителей, Дж/кг×К.

В уравнении (4.12) индекс «1» обозначает, что данная величина относится к нагревающей (горячей) жидкости, а индекс «2» – к холодной (нагреваемой). Индекс «'» соответствует теплоносителю на входе в теплообменник, а «''» – на выходе из теплообменника.

Произведение $M \cdot c_p$ называют *водяным эквивалентом* и обозначают буквой W . Тогда из уравнения (4.12) следует, что

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t''_1}, \quad (4.13)$$

т.е. отношение изменений температур теплоносителей обратно пропорционально изменению их водяных эквивалентов.

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообменного аппарата зависит от *схемы взаимного движения теплоносителей*. В пластинчатых теплообменных аппаратах движение жидкости осуществляется по двум основным схемам (рис. 4.26).

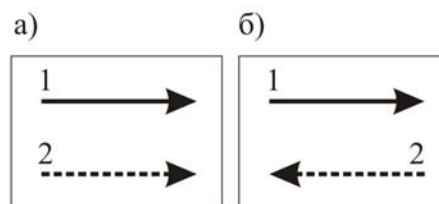


Рис. 4.26. Движение теплоносителей в теплообменнике: а – прямоток; б – противоток

Если направление движения горячего и холодного теплоносителей совпадают, то такое движение называется *прямотоком* (рис. 4.26,а). Если направление движения горячего и холодного теплоносителя противоположны, то такое движение называется *противотоком* (рис. 4.26,б).

При различных соотношениях между водяными эквивалентами и в

зависимости от схемы течения теплоносителей получают различные законы изменения температур теплоносителей, как это показано на рис. 4.27 и 4.28.

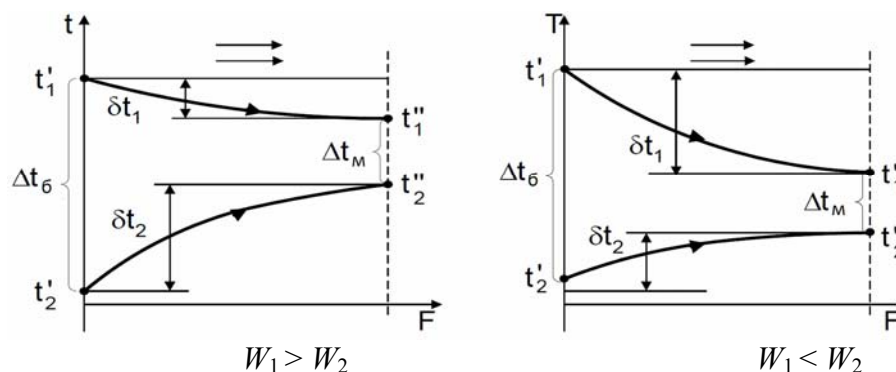


Рис. 4.27. Изменение температур горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при прямоточной схеме движения в зависимости от соотношения их водяных эквивалентов

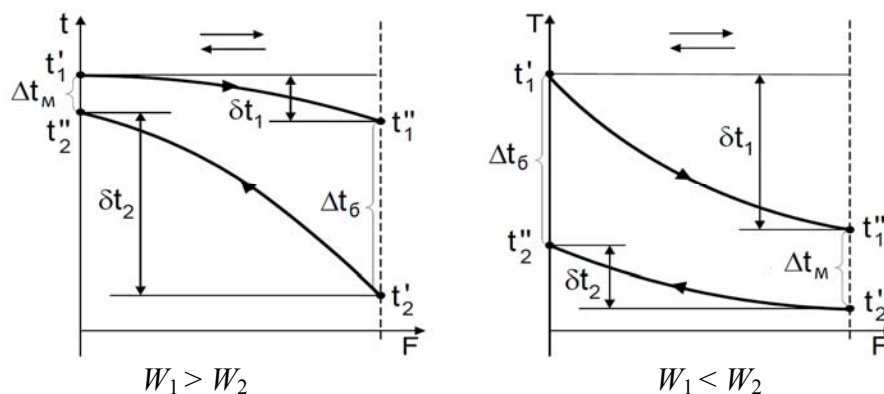


Рис. 4.28. Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при противоточной схеме движения в зависимости от соотношения их водяных эквивалентов

При прямотоке конечная температура нагреваемого теплоносителя всегда меньше конечной температуры греющего теплоносителя. При противотоке конечная температура нагреваемого теплоносителя может быть и выше конечной температуры греющего теплоносителя.

Если обозначить разность температур теплоносителей на входе в теплообменник Δt_{δ} и на выходе из теплообменника Δt_m , то средний температурный напор Δt можно определить по формуле:

- для прямоточной схемы движения теплоносителей

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}; \quad (4.14)$$

- при противотоке

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \quad (4.15)$$

Вычисленный по формулам (4.14) и (4.15) температурный напор называют *среднелогарифмическим температурным напором*.

Если температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяются незначительно ($\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} < 2$), то среднюю разность температур можно найти как среднеарифметическую величину:


$$\bar{\Delta t} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}). \quad (4.16)$$

Среднеарифметический температурный напор всегда больше среднелогарифмического.

Рассчитав Q_0 по уравнению (4.11) можно определить *экспериментальный коэффициент теплопередачи* ПТО по формуле:

$$k = \frac{Q_0}{F \Delta t_{\text{cp}}}. \quad (4.17)$$

Проведение опытов и анализ опытных данных. Схема стенда для испытания пластинчатого теплообменника приведена на рис. 4.4 и 4.5.

Переключить БТП в «ручной режим» (выставить символ  на дисплее контроллера). Установить начальное положение рукоятки на клапане 4 (ПОЛНОСТЬЮ ОТКРЫТО).

Расход греющего теплоносителя $G_{\text{гр}}$ перед ПТО определяется по показаниям расходомера 12, установленного на линии теплоносителя из сети (рис. 4.4) при отключенном блоке ГВС. Постоянство расхода воды в системе отопления обеспечивается неизменным уровнем воды в закрытом расширительном баке. Испытания теплообменника проводятся только при установившемся режиме.

Определив экспериментальные значения для греющего и нагреваемого теплоносителей $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$, рассчитывают коэффициент теплопередачи k теплообменника, а также потери давления в ПТО по нагреваемой и греющей воде.

Измерения проводятся при пяти значениях расхода теплоносителя через теплообменник, который устанавливается клапаном 4.

Полученные значения k сравниваются с расчетными значениями и паспортными данными теплообменника, см. приложение 3. Расчетные значения перепада давления Δp сравниваются с результатами измерений по манометрам на ПТО.

Результаты измерений и вычислений заносятся в таблицу 4.4 и представляются в виде графика $k = f(v_{\text{гр}})$.

Таблица 4.4

№ опыта	G_{cp} , кг/ч	G_n , кг/ч	$t_{вх}^н$, °С	$t_{вых}^н$, °С	$t_{вх}^{cp}$, °С	$t_{вых}^{cp}$, °С	k , Вт/(м ² ·К)	v_{cp} , м/с	Δp_n , кПа	Δp_{cp} , кПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12

Контрольные вопросы

1. Приведите классификацию теплообменных аппаратов по принципу их действия.
2. Дайте определение понятий «теплопередача» и «теплоотдача», «коэффициент теплоотдачи» и «коэффициента теплопередачи». Укажите их размерности.
3. Дайте характеристику понятий «определяющий размер», «определяющая температура», «определяющая скорость», «водяной эквивалент».
4. Изобразите схематично графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена исследованного теплообменника.
5. Опишите методику расчета средней разности температур в теплообменнике.
6. Поясните принцип работы и назначение элементов экспериментальной установки, измерительных приборов и дайте характеристику измеряемых величин, указав единицы их измерения.
7. Поясните методику экспериментального определения коэффициента теплопередачи.
8. Какова конструкция и принцип действия ПТО. Перечислите и объясните достоинства и недостатки ПТО.
9. Какие факторы влияют на теплоотдачу теплообменника?
10. С какой целью пластины теплообменника делают гофрированными?
11. Термическое сопротивление какой стадии теплопередачи оказалось лимитирующим в выполненной Вами работе?
12. Каково максимальное значение (в теоретическом пределе) коэффициента теплопередачи для данного теплообменника?
13. Изменится ли коэффициент теплопередачи в исследуемом аппарате, если он будет иметь не 30, а 20 пластин (при прочих равных условиях)?

Лабораторная работа № 4.3

ИСПЫТАНИЯ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ГВС

Цель работы: экспериментально определить КПД паяного пластинчатого теплообменника, установленного в блоке ГВС БТП, и его зависимость от температурного напора.

Теоретическая часть

В здании Центра «Системы»/»SYSTEMS» горячая вода для системы ГВС может быть получена в электрическом водонагревателе «Thermex», либо приготавливаться централизованно в блочном тепловом пункте.

Выбор схемы присоединения системы централизованного горячего водоснабжения определяется, прежде всего, принятой при проектировании источника теплоснабжения *системой теплоснабжения* – открытой или закрытой. В закрытой системе нагрев воды предусматривается через поверхностные подогреватели по одной из следующих принципиальных схем:

- с последовательным присоединением водоподогревателя;
- с параллельным присоединением водоподогревателя;
- с двухступенчатым смешанным присоединением водоподогревателей I и II ступени;
- с двухступенчатым последовательным присоединением водоподогревателей I и II ступени.

Выбор схемы присоединения подогревателей горячего водоснабжения также определяется принятым температурным графиком и удельным расходом горячей воды. Основное требование при выборе схемы подогревателей горячего водоснабжения – соответствие между подачей тепла на отопление и теплопотерями зданий. Второе требование – обеспечение минимального расхода сетевой воды, позволяющее иметь минимальные диаметры трубопроводов и минимальный расход электроэнергии на перекачку теплоносителя.

Первое требование лучше всего удовлетворяется при присоединении абонентских установок по параллельной схеме (рис. 4.29), когда поддерживается постоянный расход сетевой воды на отопительные установки. Кроме того, по этой схеме система отопления получает постоянный расход сетевой воды, независимый от переменного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение.

Выбор одно- или двухступенчатой схемы производится в зависимости от соотношения максимальной тепловой нагрузки на систему ГВС Q_{hmax} к расчетной тепловой мощности системы отопления $Q_{o,max}$. Согласно п.3.14

[3] «...Проектирование тепловых пунктов при соотношении $0,2 \geq \frac{Q_{hmax}}{Q_{o max}} \geq 1,0$ должна применяться одноступенчатая схема».

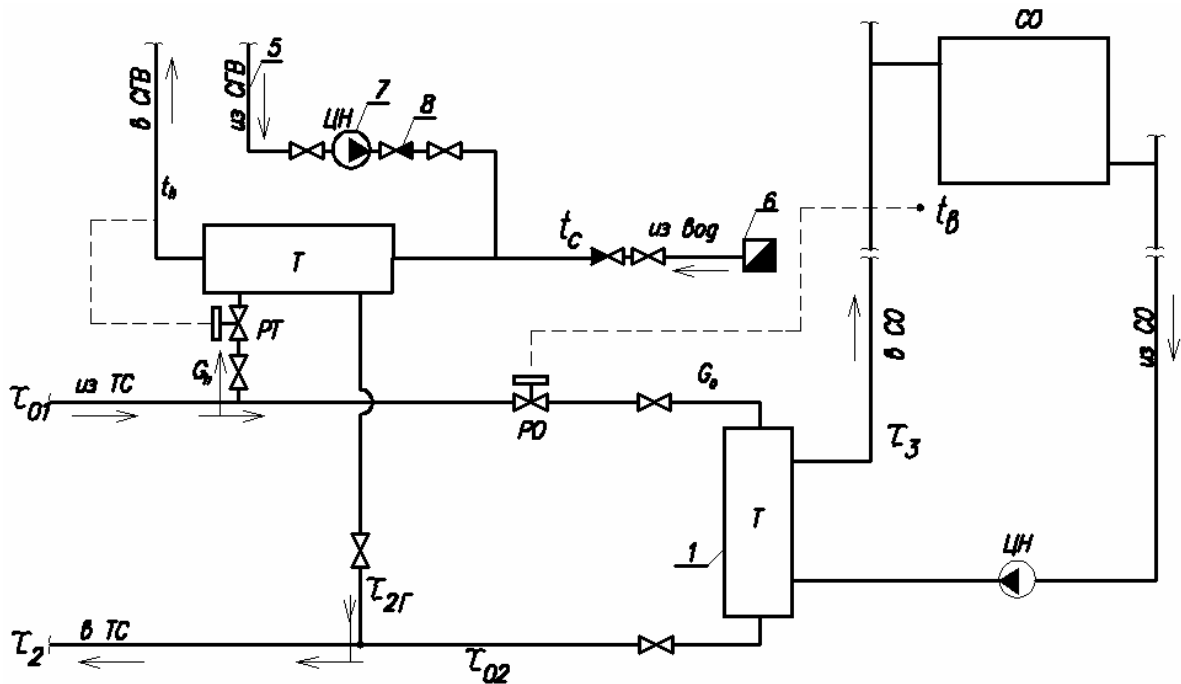


Рис. 4.29. Принципиальная параллельная схема ГВС

В параллельной одноступенчатой схеме при соблюдении теплогидравлического режима теплосети работа системы горячего водоснабжения не влияет на систему отопления. Сетевая вода поступает в теплообменник системы горячего водоснабжения и возвращается в обратный трубопровод теплосети. Одноступенчатые схемы подключения систем горячего водоснабжения имеют преимущество в системе теплоснабжения небольшого радиуса действия. С современных позиций энергосбережения параллельная одноступенчатая схема, по сравнению с двухступенчатой, обеспечивает меньшие гидравлические потери, меньшие теплотери. И, что немаловажно, она гораздо проще двухступенчатых.

При расчёте графиков расходов тепла, сетевой воды и температур принимают рабочую разность температур на холодном конце противоточного теплообменного аппарата равной $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. при расчётной температуре водопроводной воды $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура греющей воды после теплообменника составляет $\tau_{2Г} \approx 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение при расчётной температуре наружного воздуха для проектирования отопления определяют по формуле

$$G_{h \min} = \frac{Q_T^h \cdot 3600}{c(\tau'_{01} - \tau_{2Г})}, \text{ кг/ч.} \quad (4.18)$$

где: $\tau_{01.u.}$ – температура сетевой воды в подающем трубопроводе в точке излома температурного графика, °С;

$\tau_{2.m.u.}$ – температура сетевой воды после подогревателя в точке излома температурного графика (принимается = 30 °С);

Q_T^h – расчетное значение расхода теплоты на систему отопления, Вт.

Температуру наружного воздуха, соответствующую точке излома температурного графика, определяют аналитическим методом

$$\tau_{01} = t_i + \Delta t \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + (\delta\tau - \frac{\theta}{2})\bar{Q}_o. \quad (4.19)$$

Уравнение (4.19) решают методом подбора, задавая значение $\bar{Q}_o = 0,3 \div 0,4$. При найденном значении определяют:

$$t_{m.u.} = t_i - Q_o \cdot (t_i - t_o), \text{ °С.} \quad (4.20)$$

Физика процессов передачи тепла в паяном пластинчатом теплообменнике аналогична физике этих процессов в других рекуперативных аппаратах. Величина тепловой нагрузки теплообменника по горячему и по холодному теплоносителю одинаковы с поправкой на величину КПД теплообменника, учитывающую потери тепла в окружающую среду:

$$\begin{aligned} Q_z &= c_p G_z (T_1 - T_2) \\ Q_x &= c_p G_x (t_{ГВС} - t_x) \\ \eta_{ГО} &= \frac{Q_z}{Q_x}. \end{aligned} \quad (4.21)$$

где $t_{ГВС}$ – температура горячей воды после теплообменника, идущей в систему ГВС, °С; t_x – температура воды из сети ХВС, °С.

Из практики расчетов следует, что КПД зависит не только от типа теплообменника, но и от температур теплоносителей, при этом, чем выше температуры, тем ниже значение КПД. Величина КПД таких теплообменников, работающих при температурах до 100°С очень высока и должна составлять порядка (0.99 – 1).

Расчетное значение тепловой нагрузки теплообменника можно принять как среднее между нагрузками по горячей и холодной сторонам:


$$Q = 0.5 \cdot (Q_z + Q_x). \quad (4.22)$$

Экспериментальная часть

На лабораторном стенде (см. рис. 4.6,4.7) установлен рекуперативный водо-водяной пластинчатый теплообменный аппарат типа ХВ06Н. Горячая и холодная вода движутся по каналам между пластинами по противоточной схеме. Толщина канала $\delta_{кан} = 1,25$ мм, толщина стенки 0,5 мм. Высота канала $H = 172$ мм. Ширина канала $b = 94$ мм. Количество пластин $n = 8$. Площадь поверхности теплообмена $F = 0,162$ м². Материал пластин – сталь AISI316.

В теплообменном аппарате 10 холодная вода получает теплоту от греющей воды и нагревается. Нагретая вода с температурой $t_{ГВС}$ поступает в систему ГВС на смесительные водоразборные краны умывальников, которые выступают в роли потребителя теплоты.

Для регулирования расхода греющей воды на входе в водонагреватель 2 установлен клапан 4 с приводом 5. Расход греющего теплоносителя $G_{гр}$ перед ТПО определяется по показаниям расходомера 12, установленного на линии теплоносителя из сети (рис. 4.4) при отключенном блоке Отопления. Расход холодной воды определяют по показаниям импульсного счетчика, установленного на водомерном узле Центра, и проверяют по расходомеру 18 (рис. 4.7). Изменить расход холодной воды можно при помощи вентиля 12.

При проведении лабораторной работы на теплообменном аппарате измеряют температуры на входе и выходе горячего и холодного теплоносителей при различном положении клапана 4 на греющем трубопроводе. Для этого необходимо переключить БТП в «ручной режим» (выставить символ  на дисплее контроллера) и отключить рециркуляционный насос 14.

Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться со схемой лабораторной установки и расположением приборов.
2. Открыть водоразборные краны в режиме потребления горячей воды.
3. Переключить БТП в «ручной режим». Установить начальное положение рукоятки на клапане 4 (ПОЛНОСТЬЮ ОТКРЫТО).
3. Измерить расходы горячего теплоносителя (по расходомеру 12) и холодной воды (по счетчику на водомерном узле) и время проведения опыта.
4. Измерить температуры теплоносителей по датчикам. Результаты измерений занести в табл. 3.1.
5. Определить величину тепловой нагрузки теплообменника по горячему и по холодному теплоносителю.
6. Определить величину КПД теплообменника, учитывая потери

тепла в окружающую среду.

7. Выполнить измерения при нескольких положениях регулирующего клапана 4.

Результаты измерений и вычислений заносятся в таблицу 4.5 и представляются в виде графика $\eta = f(\Delta t)$.

Таблица 4.5

№, п/п	Расход теплоносителя, м ³ /с /температура, °С		Количество теплоты, кДж		КПД, η	Разность температур в теплообменнике, °С		Средний логарифмический напор, Δt °С
	горячего	холодного	получен.	отданной		на входе	на выходе	
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Контрольные вопросы.

1. Поясните физическую сущность переноса тепла от горячего теплоносителя к холодному в ПТО.
2. Может ли температура горячего теплоносителя на выходе из теплообменника быть меньше температуры холодного теплоносителя на выходе из теплообменника?
3. Дайте характеристику паянному пластинчатому теплообменнику.
4. Проведите анализ факторов, влияющих на оптимизацию процесса теплопередачи в теплообменнике.
5. Каковы режимы течения горячего и холодного теплоносителей в Вашем эксперименте.
6. Опишите алгоритм расчета коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю.
7. Опишите метод расчета расходов и скорости движения теплоносителей в теплообменном аппарате.
8. Открытая или закрытая система централизованного теплоснабжения используется в лабораторном корпусе?
9. Аргументируйте выбор одно- или двухступенчатой схемы подключения ГВС.
10. Постройте графики расходов тепла, температур и сетевой воды
11. Покажите циркуляционный насос на схеме и на установке БТП. Опишите его назначение работу.
12. Каким образом осуществляется автоматическое регулирование отпуска тепловой энергии на ГВС?
13. Как изменить температуру вторичного теплоносителя в системе ГВС?

Лабораторная работа №4.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДА

Цель работы: определение эффективности изоляции трубопровода системы теплоснабжения.

Теоретическая часть

При перемещении теплоносителя по трубам, проложенным в неотапливаемых помещениях, может значительно понизиться температура горячей воды (водяное отопление) и бесполезно сконденсироваться часть пара (паровое отопление). Для уменьшения бесполезных теплотерь отопительные трубы в неотапливаемых помещениях покрывают тепловой изоляцией. В тепловых пунктах теплоизоляцию применяют не только для уменьшения потерь тепла трубопроводами, но для недопущения высокой температуры на поверхности теплопроводов и оборудования.

При выборе теплоизоляционного материала применяют материалы с **низкой теплопроводностью**, что обеспечивает минимальную толщину изоляции. СНиП в диапазоне от 20°C до 300°C рекомендует применять теплоизоляционные материалы и изделия со средней плотностью не более 200 кг/м³ и теплопроводностью при температуре 25°C не более 0,05 Вт/м·К.

Важную роль в обеспечении эффективности и надежности теплоизоляционных конструкций играет защитное **покрытие**. Например, применяя покрытия со степенью черноты 0,9 и более (коэффициент излучения 5,0 Вт/м²·К) в конструкциях, которые служат для обеспечения безопасных условий работы обслуживающего персонала, можно значительно уменьшить толщину изоляции. Такими качествами обладают штукатурные покрытия, покрытия из стеклопластика рулонного, металлические листы, окрашенные различными красками, кроме алюминиевой. Применение теплоизоляционных изделий из вспененного каучука или пенополиэтилена достаточно эффективно без защитного покрытия.

При выборе теплоизоляционных материалов и защитных покрытий следует учитывать **совместимость элементов** теплоизоляционной конструкции между собой и материалом изолируемого трубопровода, а также с агрессивными факторами окружающей среды. Например, не допускается применение металлопласта с полимерным покрытием в условиях прямого воздействия солнечной радиации или применение покрытий из алюминиевых сплавов без защиты от коррозии при соприкосновении с изделиями и деталями теплоизоляционных конструкций, изготовленных из углеродистой стали (сетка, проволочные

кольца, штыри, опорные кольца и т.п.) и цементосодержащей штукатуркой. Нежелателен контакт известково-кремнеземистых изделий с поверхностью алюминиевого покрытия из-за возможности возникновения щелочной коррозии.

Для тепловой изоляции трубопроводов блочного теплового пункта в Центре «SYSTEMS» используются изделия теплоизоляционные K-FLEX ST из вспененного каучука $\delta_{из} = 0.13$ мм, $\lambda_{из} = 0.038$ Вт/м^{°C} (рис. 4.30). Для изготовления такой теплоизоляции применяют композиции на основе синтетического каучука с добавками вспенивающего агента, пластификаторов, ускорителей, наполнителей и антипиренов путем экструзии с последующей вулканизацией и вспениванием в реакторе (печи).



Рис. 4.30. Внешний вид трубной изоляции K-FLEX ST

Изделия K-FLEX характеризуются низким значением коэффициента теплопроводности, закрытой пористостью, водонепроницаемостью и предназначены для тепловой изоляции поверхностей с температурой от – 200 °С до +150 °С (до +180 °С при кратковременном воздействии – 24 часа) в зависимости от марки. Теплоизоляционные изделия K-FLEX обладают высокой стойкостью к атмосферным воздействиям, влиянию ультрафиолетового излучения, хорошей стойкостью к жирам и маслам, нетоксичны и безопасны для окружающей среды (в процессе эксплуатации не выделяют вредных и неприятно пахнущих веществ), группа горючести Г1 (слабо горючие).

Условное обозначение изделий (рис. 4.31) состоит из указания на вид изделия, слов «K-FLEX», обозначения марки, обозначения исполнения, размера по толщине в миллиметрах, символа «x», размера по внутреннему диаметру в миллиметрах (для трубок) или размера по ширине в миллиметрах (для рулонов, пластин и лент), символа «→», размера по длине в метрах, обозначения вида покрытия и обозначения цвета покрытия.

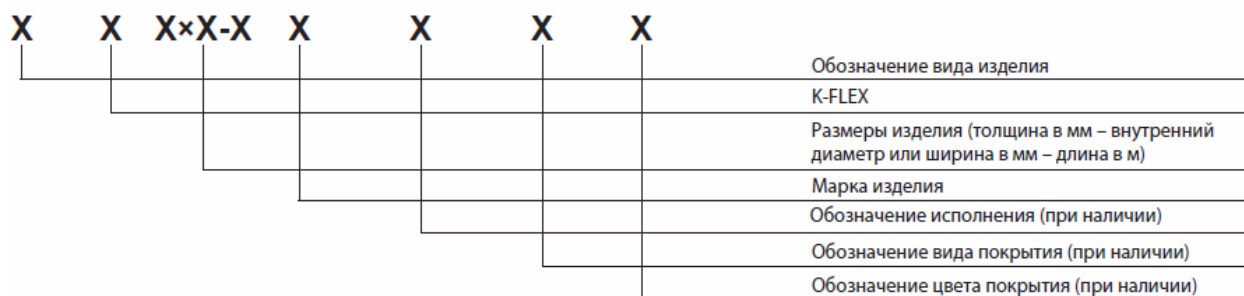


Рис. 4.31. Обозначения тепловой изоляции K-FLEX при заказе

Пример записи условного обозначения теплоизоляционного изделия K-FLEX из вспененного каучука марки ST в виде трубки с толщиной стенки 9 мм, внутренним диаметром 28 мм, длиной 2 м при заказе и в другой документации: **Tube K-FLEX 9x28-2 ST**. То же, для изделия в виде рулона в исполнении AD с покрытием IN CLAD черного цвета толщиной 32 мм, шириной 1000 мм, длиной 6 м: **Roll K-FLEX 32x1000-6 ST AD IN CLAD Black**.

Расчёт тепловой изоляции для трубопроводов теплоснабжения, проложенных в помещениях, согласно СП 61.13330.2012 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» проводят с несколькими целями:

1. Для минимизации тепловых потерь в окружающую среду (по нормированной плотности теплового потока).
2. Для предохранения от ожогов (по заданной температуре на поверхности).

Толщину слоя тепловой изоляции $\delta_{из} = 0.5(d_{нар} - d_{вн})$ определяют исходя из его термического сопротивления

$$R_{из} = \frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}, \quad (4.23)$$

где $d_{нар}$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр изоляции, м; $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/м·°C.

Термическое сопротивление теплоизоляции $R_{из}$ должно соответствовать допустимому значению $R_{из}^{доп}$ или рекомендуемой теплоотдаче с поверхности труб q_{req} . Так, величина $R_{из}^{доп}$ для систем отопления должна быть не менее $0.86 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ для труб $d_y \leq 25 \text{ мм}$ и $1.22 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ для труб $d_y > 25 \text{ мм}$.

Качество тепловой изоляции трубопровода оценивается коэффициентом полезного действия (коэффициентом эффективности):

$$\eta_{из} = \frac{q_{неиз} - q_{из}}{q_{из}}, \quad (4.24)$$

где $q_{неиз}$ и $q_{из}$ – теплотери 1 погонным метром труб с неизолированной и изолированной поверхностью, соответственно, Вт/м. Коэффициент эффективности изоляционных конструкций трубопроводов отопления находится обычно в пределах $0,85 \div 0,95$.

Теплотери трубопровода с изолированной поверхностью определяются по формуле:

$$q_{из} = cG(t_1 - t_2)/L, \quad \text{Вт/м} . \quad (4.25)$$

где c – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·°С; G – расход теплоносителя, кг/с; L – длина изолированного участка трубы, м; t_1 и t_2 – температуры в начале и конце рассматриваемого участка трубы, °С.

Значения тепловых потерь неизолированным теплопроводом принимаются из табл. 4.1, учитывая, что средний температурный напор определяется по формуле:

$$\Delta t = \frac{t_1 - t_2}{2} - t_e .$$

где t_e – температура окружающего воздуха в помещении, °С.

Таблица 4.1

Удельная теплоотдача 1 м неизолированных труб, Вт/м

Средний температурный напор, Δt °С	Теплоотдача q , Вт/м, при d_y , мм, труб								
	стальных водогазопроводных					электросварных			
	15	20	95	32	40	50	70	80	109
	Горизонтальные трубы								
30	29	35	41	52	58	66	87	102	116
40	40	52	58	71	81	93	120	133	157
50	46	64	79	93	105	122	155	176	207
60	65	81	ПО	129	146	170	218	222	250
70	79	99	122	142	163	189	267	272	319
80	94	117	146	172	194	228	292	331	386
90	112	137	171	201	227	266	343	386	455
100	128	157	197	233	252	308	420	449	525
	Вертикальные трубы								
30	17	21	33	40	49	57	77	88	108
40	23	33	44	56	64	78	107	122	148
50	35	47	61	78	88	104	142	162	195
60	49	62	79	99	ПО	134	180	209	250
70	58	77	100	121	139	169	221	255	306
80	76	93	106	145	168	203	261	308	373
90	87	110	141	274	197	252	311	364	441
100	100	126	155	203	229	281	360	424	513

Проведение опытов и обработка опытных данных. В опытах определяются потери тепла трубопровода с изолированной поверхностью по формуле (4.3).

Расход теплоносителя, протекающего по подающему трубопроводу, определяется по данным расходомера 12 (см. рис. 8). Длина трубопровода L принимается из плана и разреза БТП по рис. 2. Температуры в начале t_1 и конце t_2 рассматриваемого участка фиксируются термометрами 10 и 6. Показания расходомеров и измерителей температуры (три замера через 5 мин.) записываются в табл. 4.2.

Таблица 4.2

№ опыта	Время измерения, мин	G , кг/с	t_1 , °C	t_2 , °C	$q_{из}$, Вт/м	$t_в$, °C	Δt , °C	$q_{неиз}$, Вт/м	$\eta_{из}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

По средним значениям расхода G и температур t_1 и t_2 рассчитывается q для изолированных трубопроводов и по формуле (4.2) определяется $\eta_{из}$.

Контрольные вопросы:

4. В каких случаях на трубопроводы системы отопления наносится тепловая изоляция?
5. Какие материалы называются теплоизоляционными?
6. Как определяется коэффициент эффективности изоляционных конструкций трубопроводов?
7. Какое значение η получено в результате расчёта? В каком диапазоне его значения можно считать приемлемыми?
8. Для чего все поперечные и продольные стыковые соединения изоляции K-FLEX проклеиваются специальной клейкой лентой, соответствующей марке теплоизоляционного материала?
9. Какими способами можно выполнить изоляцию отводов трубопроводов? Как это сделано на трубопроводах блочного теплового пункта Центра "Системы"/"SYSTEMS"?
10. Как осуществляется монтаж теплоизоляционной трубки и рулонного материала на линейных участках трубопровода?

11. Запишите и объясните условное обозначение теплоизоляционного материала, используемого в БТП.

Лабораторная работа №5
**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЧЕРЕЗ ИЗОЛИРОВАННУЮ
ПОВЕРХНОСТЬ ТРУБОПРОВОДОВ**

Цель работы – расчет теплотерь изолированного трубопровода системы теплоснабжения на основе экспериментального определения температуры на поверхности изоляции.

Основы теории. Зная температуру на поверхности изоляции t_n , температуру теплоносителя и окружающего воздуха, можно определить теплотери изолированного трубопровода системы теплоснабжения.

Изоляция в блочном тепловом пункте нужна как средство, предохраняющее обслуживающий персонал от ожогов. При этом температура на поверхности трубопроводов и оборудования, расположенных в рабочей или обслуживаемой зоне помещений БТП, должна иметь значения, не превышающие установленных в п.2.2.3[2], °С:

- при температуре теплоносителя выше 100 °С 45;
- при температуре теплоносителя 100°С и ниже 35;
- при наличии в помещении веществ с температурой вспышки паров не выше 45°С 35;
- при наличии металлического покровного слоя..... 55;
- для других видов покровного слоя 60.

Температура на поверхности тепловой изоляции трубопроводов, расположенных за пределами рабочей или обслуживаемой зоны, не должна превышать температурных пределов применения материалов покровного слоя, но не выше 75 °С.

Для определения требуемой теплозащитной конструкции трубопроводов необходимо использовать законы теплопередачи через цилиндрические слои и поверхности. Ниже приводятся данные, которые необходимы для проведения расчетов.

Линейное термическое сопротивление теплоотдаче на поверхности изоляции (покровного слоя) определяется по формуле:

$$R_n^L = \frac{1}{\pi \cdot (d_n + 2\delta_{из}) \cdot \alpha_n} \text{ м} \cdot \text{°С/Вт.} \quad (5.1)$$

где α_n - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности изоляции, Вт/(м²·°С); $\delta_{из}$ – толщина теплоизоляции, м.

Коэффициент теплоотдачи α_n на наружной поверхности изоляции объекта, расположенного в помещении и на открытом воздухе, составляет:

- при покровном слое с малым коэффициентом излучения (к ним относятся кожухи из оцинкованной стали, листов алюминиевых сплавов и алюминия с оксидной пленкой) – 6 Вт/(м²·°С),
- при покровном слое с высоким коэффициентом излучения (к ним относятся штукатурки, асбестоцементные покрытия, стеклопластики, различные окраски (кроме краски с алюминиевой пудрой)) – 11 Вт/(м²·°С).

Коэффициент теплоотдачи также можно принять по таблице 5.1.

Термическое сопротивление слоя изоляции теплопровода, м·°С/Вт определяется из совместного решения следующих формул:

$$R_{uz}^L = \frac{t_g - t_n}{t_n - t_n} R_n^L \quad (5.2)$$

где t_g – температура внутренней среды, температура теплоносителя; t_n – температура на поверхности изоляции; t_n – температура окружающего воздуха.

$$R_{uz}^L = \frac{1}{2\pi\lambda_{uz}} \ln \frac{d_n + 2\delta_{uz}}{d_n},$$

(5.3)

где λ_{uz} – коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м·°С) для вспененного каучука $\lambda_{uz}=0,038$ Вт/(м·°С); d_n – наружный диаметр изолируемого трубопровода, м;

δ_{uz} – толщина изоляции трубопровода, м используются изделия K-FLEX ST $\delta=0.13$ мм.

Таблица 5.1

Значения коэффициента теплоотдачи α_n , Вт/(м²·°С)

Изолированный объект	В закрытом помещении		На открытом воздухе при скорости ветра ³ , м/с		
	Покрытия с малым коэффициентом излучения ¹	Покрытия с высоким коэффициентом излучения ²	5	10	15
Горизонтальные трубопроводы	7	10	20	26	35
¹ К ним относятся кожухи из оцинкованной стали, листов алюминиевых сплавов и алюминия с оксидной пленкой. ² К ним относятся штукатурки, асбестоцементные покрытия, стеклопластики, различные окраски (кроме краски с алюминиевой пудрой). ³ При отсутствии сведений о скорости ветра принимают значения, соответствующие скорости 10 м/с.					

Удельные тепловые потери через изолированную поверхность трубопровода определяют по формуле:

$$q_L = \frac{(t_g - t_n)K}{R_{из}^L + R_n^L} \quad \text{Вт/м,}$$

(5.4)

где K – коэффициент, учитывающий дополнительные теплотери через теплопроводные включения в теплоизоляционных конструкциях, обусловленные наличием в них крепежных деталей и опор; принимается по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Способ прокладки трубопроводов	K
На открытом воздухе, в непроходных каналах, тоннелях и помещениях: для стальных трубопроводов на подвижных опорах, условным проходом, мм:	
• до 150	1,2
• 150 и более	1,15
на подвесных опорах	1,05
для неметаллических трубопроводов на подвижных и подвесных опорах	1,7
бесканальная прокладка	1,15

При отсутствии тепловой изоляции термическое сопротивление теплопровода состоит из термического сопротивления на поверхности трубы:

$$\Sigma R_n^L = \frac{1}{\pi d_n \alpha_n} \quad , \quad \text{м} \cdot \text{°C/Вт.}$$

(5.5)

Удельные тепловые потери неизолрированными теплопроводами:

$$q_{неиз} = \frac{(t_g - t_n)}{\Sigma R_n^L} \quad , \quad \text{Вт/м.}$$

(5.6)

Температуру на поверхности изоляции определяют с помощью **пирометра** (от др.-греч. πῦρ «огонь, жар» + μετρέω «измеряю») – инфракрасного термометра, предназначен для дистанционного измерения температуры поверхности твёрдых тел. Принцип действия пирометра основан на измерении амплитуды электромагнитного излучения от объекта в инфракрасной части спектра и последующем пересчётом измеренного значения в мощность теплового излучения (рис. 5.1).

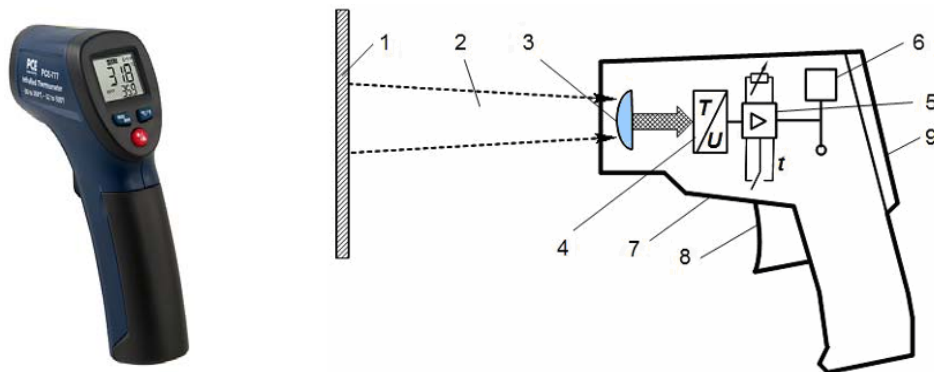


Рис. 5.1. Внешний вид и схема работы пирометра: 1 – поверхность измеряемого объекта; 2 – тепловое излучение от объекта; 3 – оптическая система инфракрасного термометра; 4 – датчик-преобразователь; 5 – электронный преобразователь; 6 – счётное устройство; 7 – корпус пирометра; 8 – курок-кнопка; 9 – дисплей.

Тепловое излучение, сфокусированное оптической системой, передаётся на датчик-преобразователь, на выходе которого появляется электрический сигнал, пропорциональный значению температуры поверхности измерения. Этот сигнал проходит через электронный преобразователь, попадает в счётное устройство, результаты из которого отображаются на дисплее.

Чтобы замерить температуру объекта нужно навести инфракрасный термометр на объект и нажать кнопку. Полученная температура тут же отображается на дисплее. Чтобы центр пятна измерения пришёлся на нужную точку проверяемой поверхности, пирометры имеют лазерный целеуказатель, световая точка которого смещена от центра пятна измерения приблизительно на 2 см. Расстояние до объекта может быть любым, дальность действия ИК-термометра ограничена диаметром пятна и прозрачностью среды.

Проведение опытов и обработка опытных данных. Проводится сравнительное исследование тепловых потерь через изолированную поверхность трубопровода блочного теплового пункта Центра "Системы"/"SYSTEMS".

Используя формулы (5.1)÷(5.6) определяются потери теплоты изолированного и неизолированного трубопровода $d_v=40\text{мм}$.

Термическое сопротивление слоя изоляции теплопровода должно быть определено по формулам (5.2) и (5.3). Температура на поверхности изоляции определяется с помощью пирометра. Температура теплоносителя рассматриваемого участка фиксируется термометром (рис. 8).

Контрольные вопросы:

1. Для чего необходима тепловая изоляция в блочном тепловом пункте?

2. Не более какой величины должна быть температура на поверхности изолируемых объектов, расположенных в рабочей или обслуживаемой зоне помещений и содержащих вещества температурой выше 100 °С, согласно требованиям СП 41-103-2000 «Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов»?
3. Какой теплоизоляционный материал используется в БТП? Какой покровный слой применен для защиты теплоизоляции?
4. Как можно определить термическое сопротивление слоя изоляции теплопровода, используя значение температуры на поверхности изоляции?
5. Что такое пирометр и для чего он используется?

Список использованных источников.

1. ПБ 10-573-03 Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды. – М.: ГУП Госгортехнадзор России, 2003.
2. Внутренние санитарно-технические устройства. Отопление. Справочник проектировщика. – М.: Стройиздат, 1990.
3. СТО НОСТРОЙ/НОП 2.15.146_2014. Автоматизированные индивидуальные тепловые пункты. Правила проектирования и монтажа, контроль выполнения, требования к результатам работ. – Москва, 2018.
4. Инструкция Данфосс. ECL Comfort 310, приложение A368.
5. СанПиН 2.1.4.1074-01. Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества. Гигиенические требования к обеспечению безопасности систем горячего водоснабжения (утв. Главным государственным санитарным врачом РФ 26.09.2001).
6. СП 124.13330.2012. Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003 (утв. приказом Министерства регионального развития РФ (Минрегион России) от 30 июня 2012 г. N 280).
7. СП 61.13330.2012. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003 (утв. приказом Министерства регионального развития РФ (Минрегион России) от 27 декабря 2011 г. N 608).
- 8.

Раздел V Возобновляемые источники энергии

Теоретическая часть

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СОЛНЕЧНОЙ БАТАРЕИ.

Принцип преобразования солнечной энергии в электрическую [1]

Электроны определенных веществ (к примеру, кремния) способны поглощать энергию солнечного потока (фотоны). За счет этого они получают дополнительный импульс и покидают свои орбиты. Таким образом, образуется направленный поток электронов, то есть – постоянный фототок. Энергия кванта света при этом должна быть больше некоторой характеристической энергии $\varepsilon = h\nu$, где $h = 6,63 \cdot 10^{-34}$ Дж·с – постоянная Планка, ν – частота волны солнечного излучения, 1/с.

Получить эффект фототока можно на *фотоэлементе*, представляющем собой объединение кремниевых пластин двух типов: с *p*- и *n*-проводимостью. Первый тип (с присутствием атомов бора) отличается недостатком электронов, второй (легированный фосфором) – их избытком. В результате получаются двухслойные плоские элементы, состоящие из помещенных один на другой разнопроводимых полупроводников (рис.5.1).

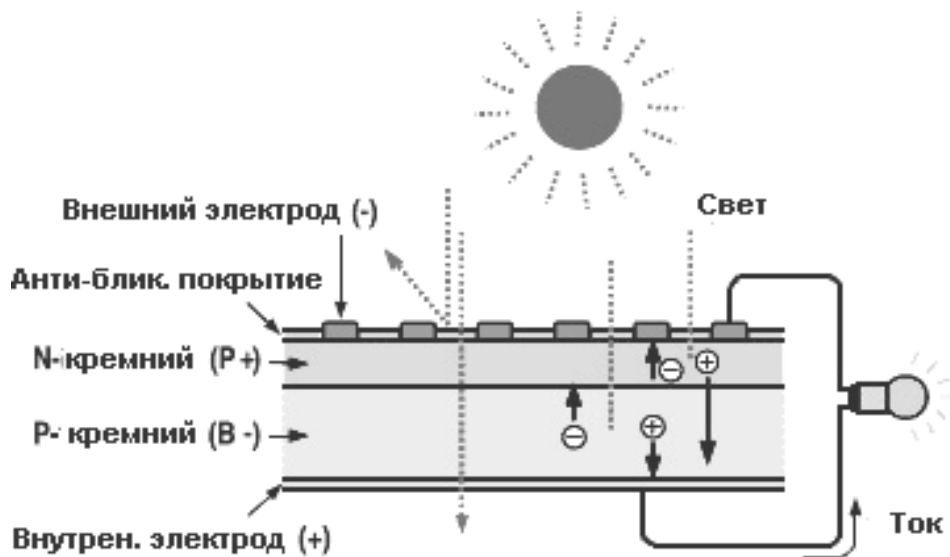


Рис. 5.1. Структура солнечного элемента с $p-n$ -переходом

Если контакт между n -полупроводником и p -полупроводником полный, то электроны из n -полупроводника, где их концентрация выше, будут диффундировать в p -полупроводник, где их концентрация ниже. Диффузия же дырок происходит в обратном направлении (рис.5.2).

В n -полупроводнике из-за ухода электронов вблизи границы остается нескомпенсированный положительный объемный заряд неподвижных ионов. В p -полупроводнике из-за ухода дырок вблизи границы образуется отрицательный объемный заряд неподвижных ионов. Эти объемные заряды образуют у границы двойной электрический слой (запирающий слой), поле которого E , направленное от p -области к n -области, препятствует дальнейшему переходу электронов в направлении $n \rightarrow p$ и дырок в направлении $p \rightarrow n$.

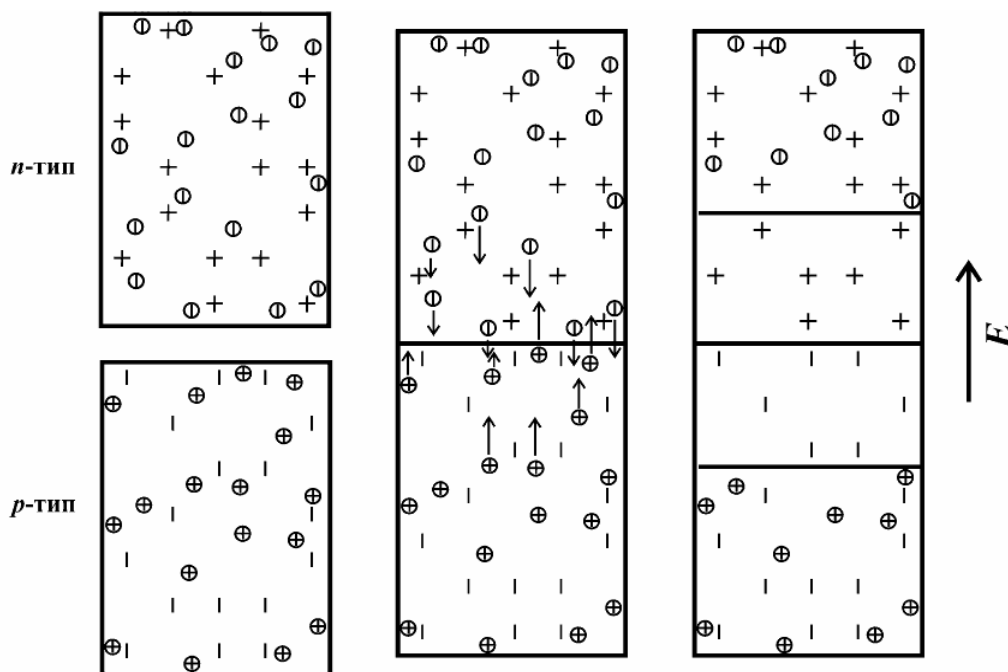


Рис. 5.2. Образование $p-n$ -перехода: \oplus - «дырки»

Собранный фотоэлемент работает следующим образом. Под действием света, проникающего сквозь тонкий слой n -полупроводника, в нем происходит внутренний фотоэффект - образуются новые пары зарядов электрон-дырка. Если имеется внешняя цепь, то вновь образованные электроны, не имея возможности пройти сквозь запирающий слой, устремляются в нее. В цепи начинает протекать ток. Дырки же проходят сквозь запирающий слой к p -полупроводнику, где происходит «рекомбинация» - электрон при встрече с вакантным местом (дыркой) занимает его, в результате чего пара неравновесных носителей исчезает.

По сути, фотоэлемент солнечных батарей представляет собой нечто вроде комбинации диода и электродной батареи, причем в роли катода выступает n -вещество, а в роли анода - p -вещество. Для снятия фототока к полупроводниковым пластинам припаивают тонкие проводники и нагрузку R_n (рис. 5.3).

При освещении солнечного элемента в нем возникает фототок I_ϕ , А, через нагрузочное сопротивление R_n , на котором падает напряжение нагрузки $U = I \cdot R_n$. Вырабатываемый фототок при этом прямо пропорционален интенсивности освещения E , Вт/м²

$$I_\phi = m \cdot E, \quad (5.1)$$

где m - коэффициент преобразования энергии (эффективность), А·м²/Вт.

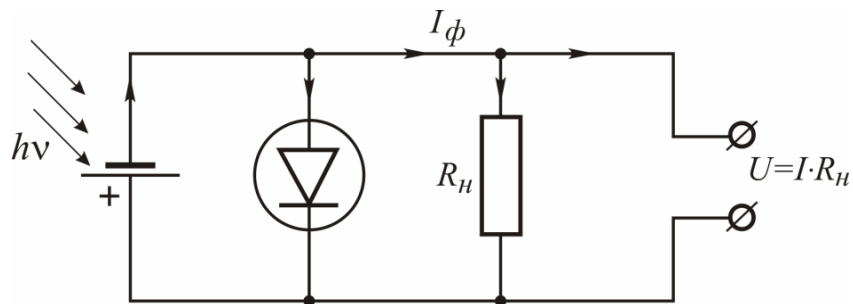


Рис. 5.3. Схема работы солнечного элемента в цепи

В качестве *p-n*-полупроводников применяют главным образом кремний с разными добавками. Объясняется это тем, что кремний очень легко добывать и обрабатывать в промышленных масштабах, это не требует особых затрат. Поэтому, несмотря на невысокую эффективность таких солнечных батарей (порядка 20%) для массового производства применяют именно это вещество. Фотоэлементы на основе других соединений отличаются большим КПД (свыше 40%), но их массовое изготовление пока нерентабельно.

Вольтамперная характеристика (ВАХ) солнечного элемента.

При использовании солнечного элемента в качестве источника электроэнергии к его выводам должно быть подсоединено сопротивление нагрузки R_n . Возможны два крайних случая (рис. 1.4): режим «короткого замыкания» $R_n = 0$ и режим «холостого хода» $R_n = \infty$ (цепь разомкнута).

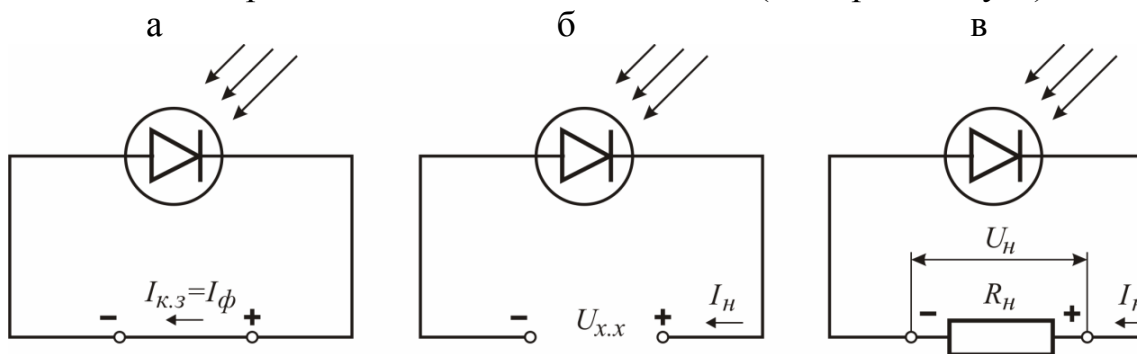


Рис. 5.4. Режимы «короткого замыкания», «холостого хода» и «нагрузки»

При нулевых омических потерях в цепи солнечного элемента режим короткого замыкания эквивалентен нулевому напряжению *p-n*-перехода, и ток короткого замыкания $I_{кз}$ равен внешнему фототоку (рис. 5.4, а):

$$I_{к.з} = I_{\phi}. \quad (5.2)$$

При разомкнутой внешней цепи (рис. 1. 4, б) фотоэлектроны, попадая в *n*-область, накапливаются в ней и заряжают её отрицательно.

Оставшиеся в p -области избыточные дырки заряжают p -область положительно. Накопление зарядов вызывает понижение и, даже, исчезновение потенциального барьера. Как следствие, разделение пар электрон-дырка прекращается. Наступает состояние равновесия – «насыщение». Возникающая таким образом разность потенциалов является напряжением «холостого хода» (U_{xx}).

В режиме «холостого хода», когда нагрузка отсутствует и цепь разорвана $I = 0$, тогда

$$U \equiv U_{xx} = \frac{kT}{e} \ln \left(\frac{I_{\Phi}}{I_0} + 1 \right) \quad (5.3)$$

Внутренний ток через p - n -переход в режиме разомкнутой внешней цепи составляет величину

$$I_T = I_0 \cdot \left(\exp \left(\frac{eU}{kT} \right) - 1 \right) \quad (5.4)$$

где I_0 – ток насыщения, А; k – постоянная Больцмана ($k = 1.38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К = $0.86 \cdot 10^{-4}$ эВ/К); e – элементарный заряд ($e = 1.6 \cdot 10^{-19}$ Кл); T – температура поверхности солнечного элемента ($^{\circ}$ К).

Если к p - n -переходу подключить варьируемое сопротивление нагрузки R_n (рис. 4, в), то ток нагрузки (I_n) будет равен результирующему току через p - n -переход. Суммарный ток на освещенном элементе при включенной нагрузке

$$I_n = I_{\Phi} - I_T = I_{\Phi} - I_0 \cdot \left(\exp \left(\frac{eU}{kT} \right) - 1 \right), \quad (5.5)$$

так как внутренний ток p - n -перехода и фототок противоположны по знаку.

Нагрузочную вольт-амперную характеристику (ВАХ) освещенного p - n -перехода можно определить по формуле:

$$U = \frac{kT}{e} \ln \left(\frac{I_{\Phi} - I_n}{I_0} + 1 \right) \quad (5.6)$$

Мощность P , выделяющаяся на нагрузке R_n :

$$P = I \cdot U = \left(I_{\Phi} - I_0 \cdot \left(\exp \left(\frac{eU}{kT} \right) - 1 \right) \right) \cdot U \quad (5.7)$$

На рисунке рис. 1.5 показана кривая ВАХ для солнечного элемента с указанием характерных точек напряжения холостого хода U_{xx} , тока короткого замыкания $I_{кз}$ (максимальный ток при нулевом напряжении) и значения фототока I_{Φ} .

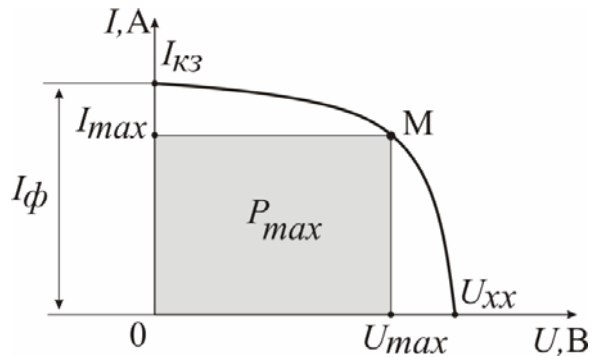


Рис. 5.5. ВАХ солнечного элемента при освещении

Отдаваемая фотоэлементом мощность P соответствует площади прямоугольника с некоторыми значениями I и U . В крайних точках $I_{кз}$, U_{xx} $P=0$, а, следовательно, кривая мощности $P(I,U)$, описываемая уравнением (1.7) будет иметь максимум в зависимости от тока или напряжения. Максимальная мощность отбирается в том случае, когда солнечный элемент находится в режиме, отмеченном точкой M на рис. 1.5.

Графики ВАХ позволяют установить ограничения параметров солнечной батареи: $U_{max} < U_{xx}$.

Солнечные элементы характеризуются коэффициентом преобразования солнечной энергии в электрическую, который представляет собой отношение максимальной электрической мощности вырабатываемой элементом к падающему на рабочую поверхность солнечного модуля, F , m^2 , потоку света:

Кремниевые солнечные элементы имеют коэффициент преобразования 10–15 % (т.е. при освещенности $E=1$ кВт/м² вырабатывают электрическую мощность 1–1,5 Вт) при создаваемой разности потенциалов около одного В.

Солнечная батарея представляет собой комбинацию электрически соединенных между собой фотоэлектрических элементов. Комбинация выбирается в зависимости от необходимых электрических параметров - тока и напряжения. Для достижения желаемых электрических выходных параметров солнечной батареи, фотоэлементы соединяются электрически между собой последовательно и параллельно. Для получения больших напряжений фотоэлементы подключают последовательно друг другу, для получения больших токов – параллельно, формируя, таким образом, солнечную батарею (рис. 1.6).

Выработка электричества фотоэлектрическим модулем зависит и от климатических данных. На фотоэлектрический модуль особенно влияет приходящая солнечная радиация, а также температура самого модуля.

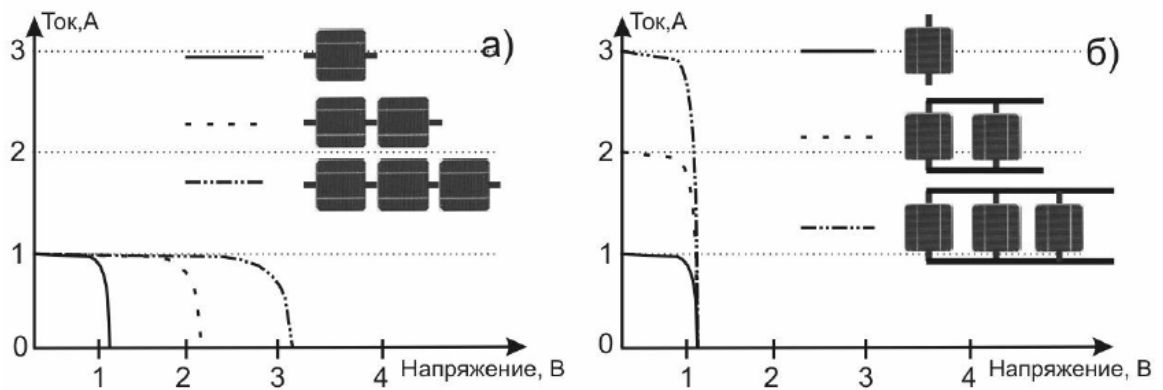


Рис. 5.6. ВАХ для: а) одного и последовательно соединенных 2, 3 идентичных фотоэлементов; б) одного и параллельно соединенных 2, 3 идентичных фотоэлементов

На рис. 5.7, а показана ВАХ для модуля с постоянной температурой и разной приходящей солнечной радиацией, на рис. 7, б - ВАХ для модуля при разной температуре солнечного модуля и постоянной приходящей солнечной радиацией.

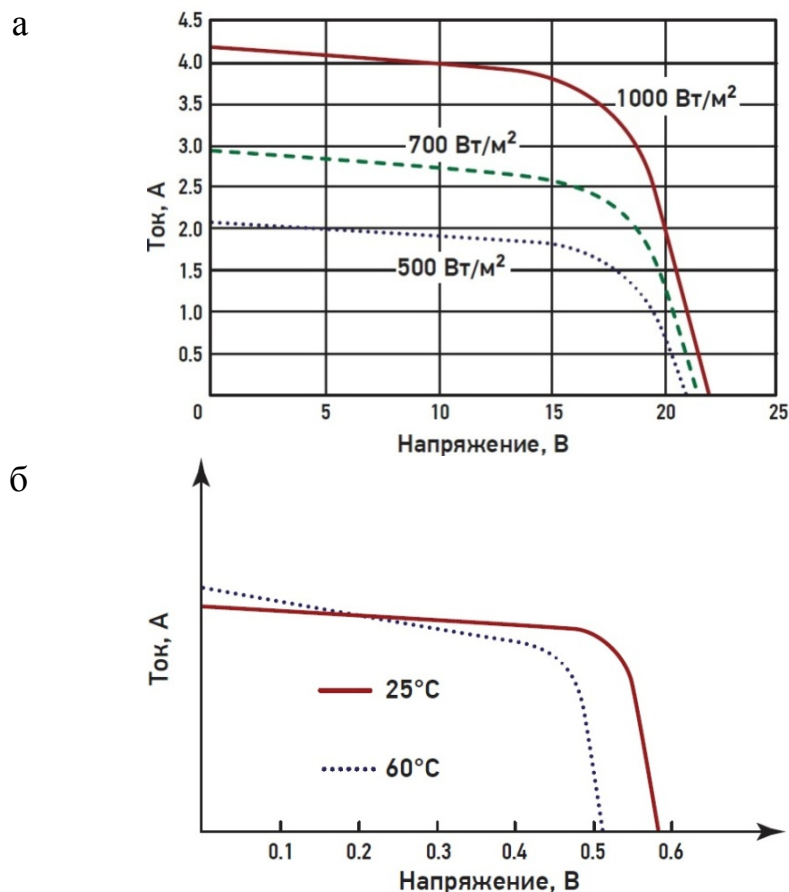


Рис.5.7. ВАХ для солнечной панели: а) при одинаковой температуре и разной приходящей солнечной радиации; б) при разной температуре и одинаковой приходящей солнечной радиации

Фототок солнечного модуля пропорционален косинусу угла падения излучения ($I_{\phi} \sim \cos\beta$). Эта функциональная зависимость отвечает

физическим законам излучения, которые тесно связаны с теорией распространения света.

Лабораторная работа №5.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛЬТ-АМПЕРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

Цель работы: изучить зависимость характеристик солнечного модуля от освещенности и угла падения излучения; снять семейство вольтамперных характеристик.

Экспериментальная часть

Схема установки приведена на рис. 5.8. Установка состоит из фотоэлектрического (солнечного) модуля 1, светильника–прожектора 2 с двумя галогенными лампами и блока управления и контроля 3. Модуль установлен в рамке, которая может быть развернута на угол до 90° .



Рис.5.8. Общий вид лабораторного стенда: 1- солнечная батарея; 2 - источник излучения; 3 - блок управления и контроля (остальные обозначения в тексте).

На панели блока управления и контроля 3 нанесена электрическая схема установки со свободными клеммами (рис. 5.9). С помощью клемм-соединителей непосредственно на панели можно обеспечить режим холостого хода, режим короткого замыкания или подключить к фотоэлектрическому модулю нагрузочное переменное сопротивление R_n . Величина сопротивления нагрузки может изменяться с помощью регулятора резистора 5. Напряжение и ток в исследуемой электрической

цепи измеряются с помощью цифрового вольтметра и цифрового амперметра.

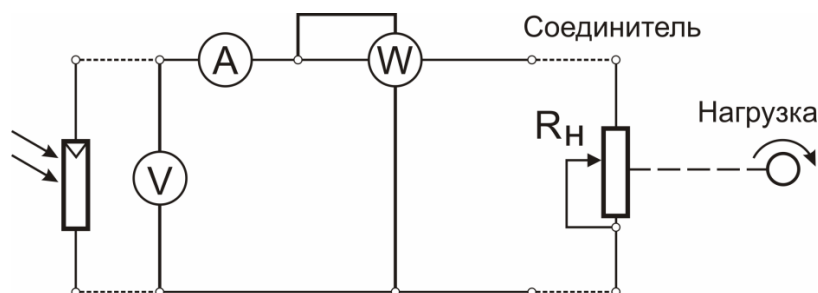


Рис.5.9. Электрическая схема лабораторного стенда

Подключение стенда к сети 220В осуществляется с помощью выключателя 6. Для изменения облученности солнечной батареи используется регулятор напряжения светильника 7.

Снятие вольт-амперной характеристики фотоэлектрического модуля

1. Регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ» блока питания G1 повернуть против часовой стрелки до упора (со щелчком).
2. Регулировочную рукоятку «НАГРУЗКА» блока нагрузки и измерения АЗ повернуть против часовой стрелки до упора.
3. Установить фотоэлектрический модуль под углом 90° к падающим световым лучам.
4. Соединить аппаратуру в соответствии со схемой электрических соединений (рис. 1.10).
5. Включить источник света, устройства защитного отключения и автоматические выключатели блока питания G1.
6. Включить выключатель «СЕТЬ» блока мультиметров P1 и блока нагрузки и измерения АЗ.
7. Вращая регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ», по вольтметру установить требуемую освещенность E , например, 400 Вт/м^2 , и следить за ее постоянством в ходе эксперимента.

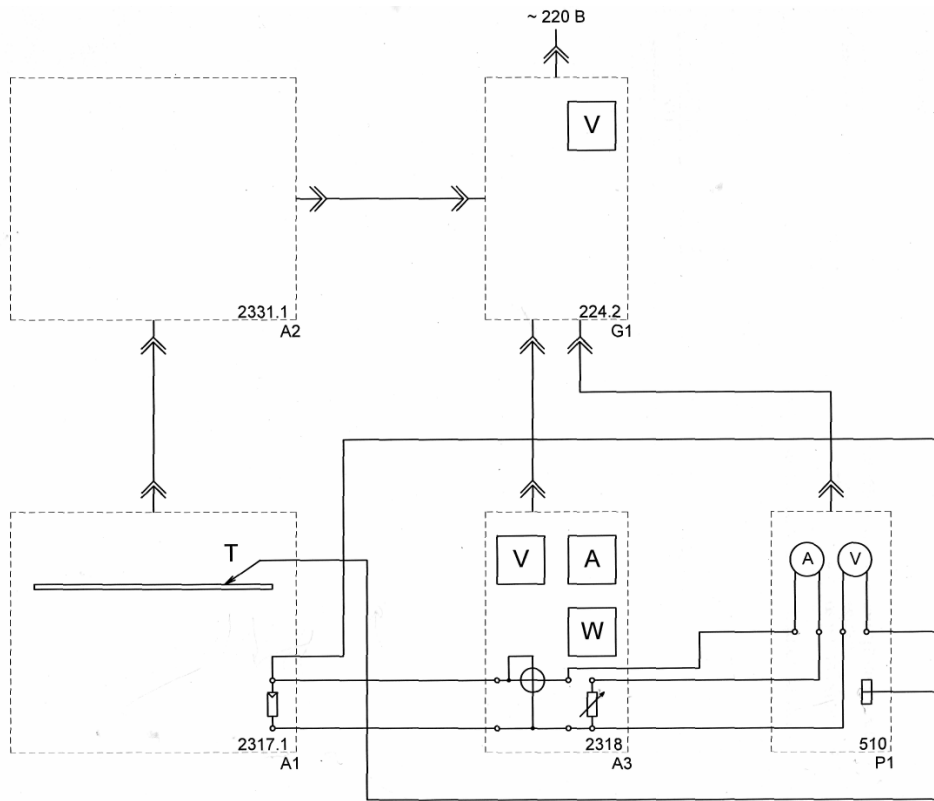


Рис.5.10. Схема для снятия вольтамперных характеристик солнечного модуля.

Обозначение	Наименование	Тип	Параметры
G1	Блок питания	224.2	220 В /6 А
A1	Блок фотомодуля	2317.1	12 В /4,8 Вт
A2	Источник света	2331.1	2 прожектора 220 В /300 Вт
A3	Блок нагрузки и измерения	2318	15 В /0,5 А/ 5 Вт
P1	Блок мультиметров	510	2 мультиметра 0...1000В; 0...10А

8. Переключить мультиметр блока P1 с подключенной термопарой в режим измерения температуры. Подождать 7÷10 минут, пока температура поверхности фотоэлектрического модуля T не установится.

9. Вращая регулировочную рукоятку «НАГРУЗКА» в блоке A3, изменяйте ток нагрузки фотоэлектрического модуля и заносите показания амперметра (ток I) и вольтметра (напряжение U) в табл. 5.1.

Провести измерения 10 раз в пределах от минимального до максимального значения сопротивления нагрузки. При этом обязательно измерьте и занесите в таблицу величину напряжения U_p (рабочее напряжение) и величину тока I_p (рабочий ток) при максимальной мощности, отдаваемой фотоэлектрическим модулем, которую контролируйте по ваттметру блока нагрузки и измерения A3.

Таблица 5.1

$E = 400 \text{ Вт/м}^2$										
$U, \text{ В}$										
$I, \text{ А}$										
$E = 600 \text{ Вт/м}^2$										
$U, \text{ В}$										
$I, \text{ А}$										
$E = 800 \text{ Вт/м}^2$										
$U, \text{ В}$										
$I, \text{ А}$										

По завершении эксперимента регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ» блока питания G1 повернуть против часовой стрелки до упора (со щелчком). Отключить автоматические выключатели блока питания G1. Отключить выключатели "СЕТЬ" блока мультиметров P1 и блока нагрузки и измерения A3.

Используя результаты табл. 1.1, построить искомую вольтамперную характеристику фотоэлектрического модуля $U = f(I)$ при $E = \text{const}$ и $T = \text{const}$.

Повторить эксперименты и расчеты для $E = 400 \text{ Вт/м}^2$ при различных значениях угла наклона солнечной панели β и заполнить табл. 1.2.

Таблица 5.2

Параметры	Угол наклона панели, β , град							
$U, \text{В}$								
$I, \text{А}$								

Снятие энергетической характеристики фотоэлектрического модуля

1. Соединить аппаратуру в соответствии со схемой электрических соединений, приведенной на рис. 1.11.

2. Вращая регулировочную рукоятку «НАГРУЗКА», выставить требуемую мощность, отдаваемую фотоэлектрическим модулем, и занести показания ваттметра (мощность P) и вольтметра (напряжение U) фотоэлектрического модуля в табл. 1.3.

Таблица 5.3

$P, \text{Вт}$									
$U, \text{В}$									

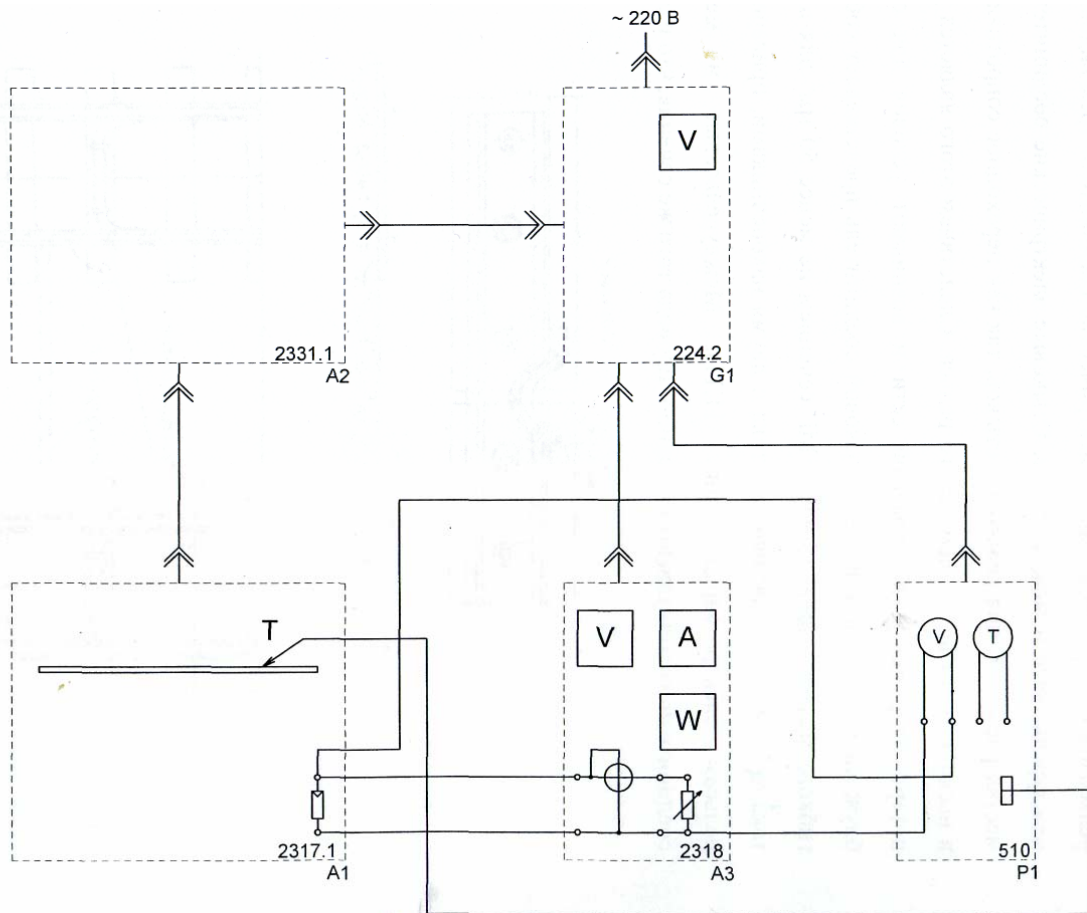


Рис.5.11. Схема для снятия энергетической характеристики солнечного модуля

По полученным экспериментальным данным рассчитать и построить зависимость мощности солнечной батареи от величины напряжения $P = f(U)$. По построенным графикам определить максимальную мощность P_{max} , эффективное напряжение U_p и эффективный ток I_p и внести их в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Параметры	Мощность источника света, E , Вт							
P_{max} , Вт								
U_p , В								
I_p , А								
η , %								

Повторить эксперименты и расчеты при различных значениях «РЕГУЛЯТОРА ОСВЕЩЕННОСТИ» и заполнить табл. 1.4. Рассчитать коэффициент преобразования η .

Снятие зависимости максимальной мощности фотоэлектрического модуля от его температуры

1. Соедините аппаратуру в соответствии со схемой электрических соединений, приведенной на рис. 5.12.

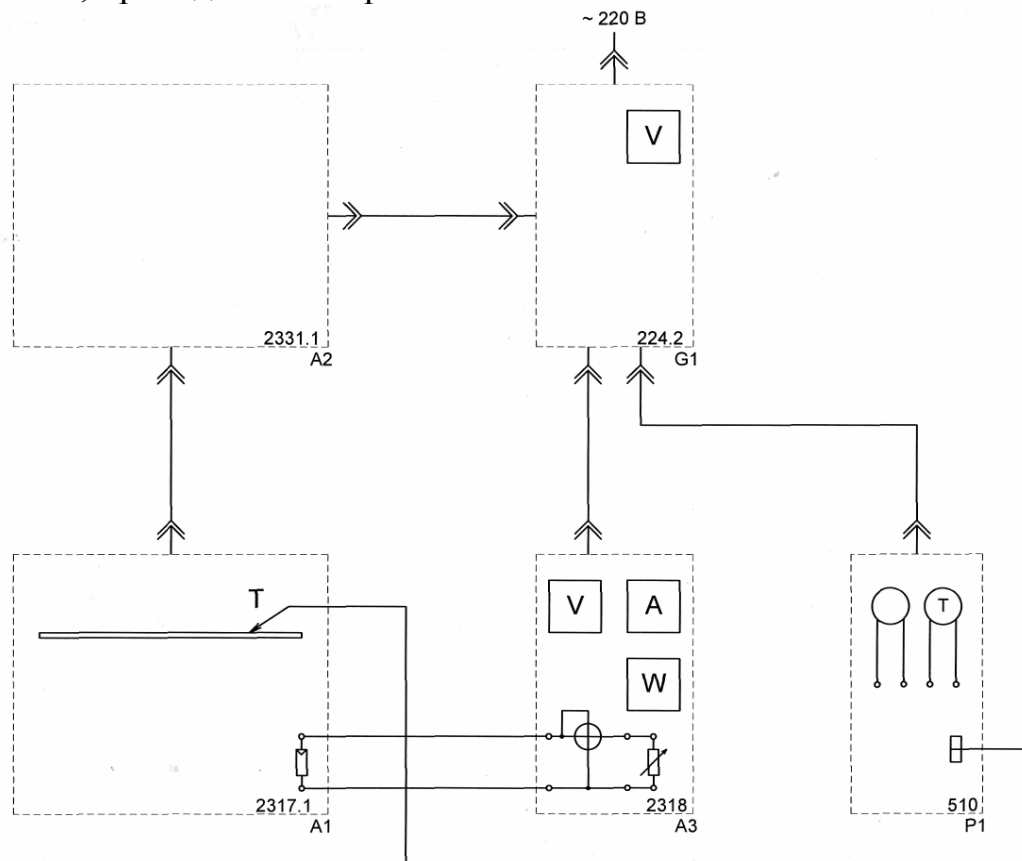


Рис.5.12. Схема для снятия мощности солнечного модуля от температуры

2. Вращая регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ», по вольтметру установите напряжение сети, соответствующее энергетической освещенности $E = 500 \text{ Вт/м}^2$.

3. Вращая регулировочную рукоятку «НАГРУЗКА» и контролируя по ваттметру мощность, отдаваемую фотоэлектрическим модулем, добейтесь ее максимального значения и обеспечивайте его в ходе эксперимента.

4. Заносите значения по термометру блока мультиметров P1 (температура T поверхности фотоэлектрического модуля) и ваттметра блока нагрузки и измерения A3 (максимальная мощность P_{max} фотоэлектрического модуля) в табл. 5.5. При этом не допускайте температуры поверхности фотоэлектрического модуля свыше $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 5.5

$T, ^\circ\text{C}$										
$P_{max}, \text{Вт}$										

Используя результаты табл. 5.5, постройте искомую зависимость $P_{max} = f(T)$ при $E = \text{const}$.

Контрольные вопросы

1. Какой ток называют фототоком?
2. Какую зависимость называют вольт-амперной характеристикой солнечного модуля?
3. Как изменяется мощность солнечного модуля в зависимости от освещенности?
4. Каким условиям соответствует максимальная мощность солнечного модуля?

Лабораторная работа №5.2

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ КОРОТКОГО ЗАМЫКАНИЯ И ХОЛОСТОГО ХОДА СОЛНЕЧНОЙ БАТАРЕИ

Цель работы: изучить режимы холостого хода и короткого замыкания фотоэлектрических преобразователей, снять основные характеристики солнечного модуля в этих режимах.

Снятие зависимости тока короткого замыкания фотоэлектрического модуля от энергетической освещенности

1. Соедините аппаратуру в соответствии со схемой электрических соединений, приведенной на рис. 5.13.
2. Вращая регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ», по вольтметру установите напряжение сети, соответствующее желаемой энергетической освещенности E , быстро занесите показания амперметра блока мультиметров P1 (ток короткого замыкания $I_{кз}$ фотоэлектрического модуля) в табл. 5.6 и быстро поверните регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ» против часовой стрелки до упора (со щелчком).

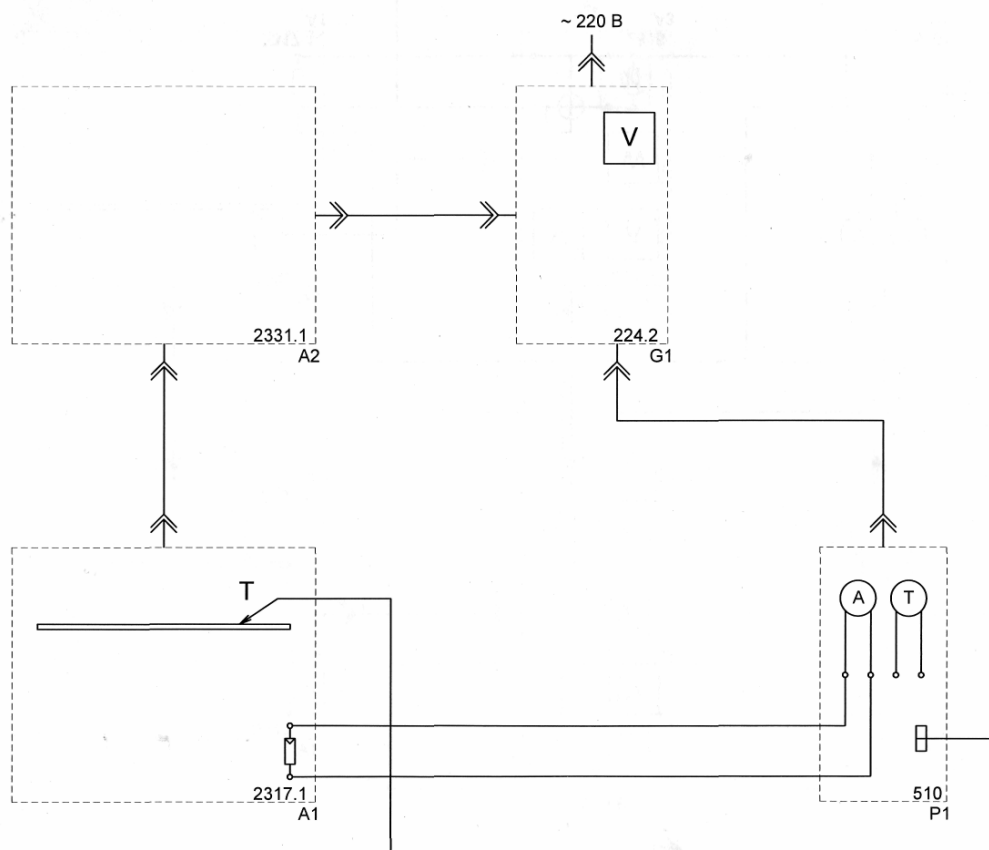


Рис.5.13. Схема для снятия зависимости тока короткого замыкания солнечного модуля

3. Дождитесь восстановления температуры (если она изменилась) до ранее зафиксированного значения и повторите предыдущую операцию при другом значении энергетической освещенности E .

4. Выполните две предыдущие операции число раз, необходимое для заполнения табл. 5.6.

Таблица 5.6

$E, \text{Вт/м}^2$										
$I_{кз}, \text{А}$										

Используя результаты табл. 5.6, постройте искомую зависимость $I_{кз} = f(E)$ при $T = \text{const}$.

Снятие зависимости тока короткого замыкания фотоэлектрического модуля от угла падения на его поверхность лучей света

1. Вращая регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ» блока питания G1, по вольтметру установите

напряжение сети, соответствующее энергетической освещенности E равной, например, 300 Вт/м^2 и следите за ее постоянством в ходе эксперимента.

2. Контролируя температуру поверхности T фотоэлектрического модуля по показаниям мультиметра, выждете (7...10 минут), пока она не установится, и зафиксируйте ее.

3. Вращая фотоэлектрический модуль вокруг оси, изменяйте угол падения β на его поверхность световых лучей, и заносите значения этого угла и амперметра блока мультиметров P1 (ток короткого замыкания $I_{кз}$ фотоэлектрического) в табл 5.7.

Таблица 5.7

β , град										
$I_{кз}$, А										

Используя результаты табл. 5.7, постройте искомую зависимость $I_{кз} = f(\beta)$ при $E = \text{const}$ и $T = \text{const}$.

Снятие зависимости тока короткого замыкания фотоэлектрического модуля от его температуры

1. Вращая регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ» блока питания G1, по вольтметру установите напряжение сети, соответствующее энергетической освещенности $E = 500 \text{ Вт/м}^2$.

2. Заносите значения термометра блока мультиметров P1 (температура T поверхности фотоэлектрического модуля) и амперметра блока мультиметров P1 (ток короткого замыкания $I_{кз}$ фотоэлектрического модуля) в табл. 5.8. При этом не допускайте превышение температуры свыше $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 5.8

$T, \text{ }^\circ\text{C}$										
$I_{кз}$, А										

Используя результаты табл. 5.8, постройте искомую зависимость $I_{кз} = f(T)$ при $E = \text{const}$.

Снятие зависимости напряжения холостого хода фотоэлектрического модуля от его температуры

1. Соедините аппаратуру в соответствии со схемой электрических соединений, приведенной на рис. 5.14.

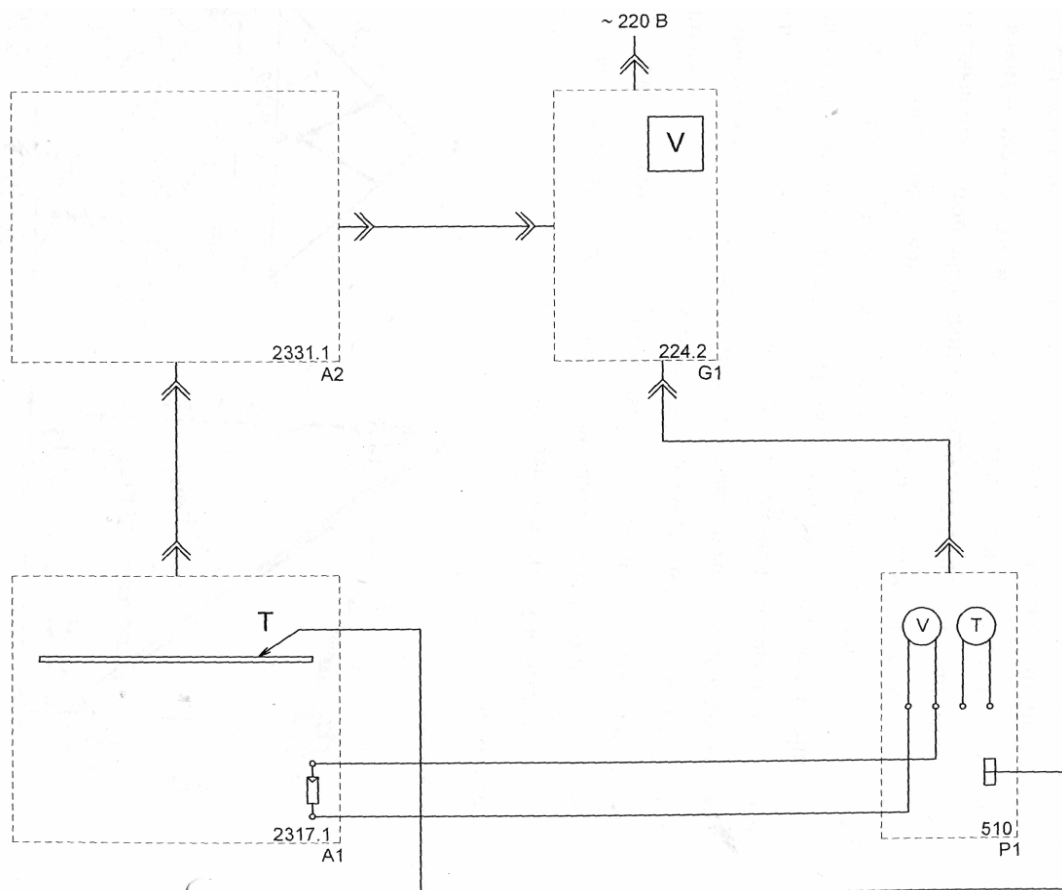


Рис.5.14. Схема для снятия зависимости напряжения холостого хода солнечного модуля

2. Вращая регулировочную рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ» блока питания G1, по вольтметру установите напряжение сети, соответствующее энергетической освещенности $E = 500 \text{ Вт/м}^2$.

3. Заносите значения термометра блока мультиметров P1 (температура T поверхности фотоэлектрического модуля) и вольтметра блока мультиметров P1 (напряжение холостого хода U_{xx} фотоэлектрического модуля) в табл 5.9. При этом не допускайте превышение температуры свыше $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 5.9

$T, \text{ }^\circ\text{C}$										
$U_{xx}, \text{ В}$										

По завершении эксперимента рукоятку «РЕГУЛЯТОР ОСВЕЩЕННОСТИ» блока питания G1 поверните против часовой стрелки до упора (со щелчком). Отключите автоматические выключатели блока

питания G1. Отключите выключатель "СЕТЬ" блока мультиметров P1.

Используя результаты табл. 5.9, постройте искомую зависимость $U_{xx}=f(T)$ при $E = \text{const}$.

Контрольные вопросы

1. Какой зависимостью выражается характеристика холостого хода солнечного модуля?
2. Какой зависимостью выражается характеристика короткого замыкания солнечного модуля?
3. Как изменяется напряжение холостого хода от угла поворота относительно источника облучения?
4. Как влияет температура нагрева солнечного модуля на выходные параметры?
5. Чему равен ток короткого замыкания?
6. Какому режиму эквивалентен режим холостого хода солнечного элемента?

Лабораторная работа №5.3

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВЕТРОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НА ХОЛОСТОМ ХОДУ И ПОД НАГРУЗКОЙ

Цель работы: определить характеристики ветроэлектрической установки в режиме холостого хода и под нагрузкой.

Теоретическая часть

Принцип действия и классификация ВЭУ [2].

В ветроэлектрических установках (ВЭУ) энергия ветра преобразуется в механическую энергию их рабочих органов.

Первичным и основным рабочим органом ВЭУ, непосредственно принимающим на себя энергию ветра и преобразующим ее в кинетическую энергию своего вращения, является *ветроколесо* – конструкция с лопастями, установленными под разными углами атаки. Вращение ветроколеса, обтекаемого потоком воздуха со скоростью u_0 , обусловлено действием аэродинамической силы F , которую можно разложить на две составляющие: 1 – вдоль скорости набегающего потока, называемую силой лобового сопротивления F_c , и 2 – в направлении, перпендикулярном скорости набегающего потока, называемую подъемной силой F_n (рис. 5.15). Величины этих сил зависят от формы лопасти, ее ориентации в потоке и от скорости ветра.

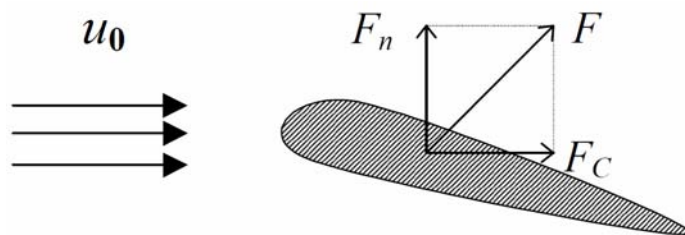


Рис. 5.15. Силы, действующие на лопасть ветроколеса, обтекаемую потоком ветра

Ветроэлектрические установки классифицируются по двум основным признакам – геометрии ветроколеса и его положению относительно направления ветра. Если ось вращения ветроколеса параллельна воздушному потоку, то установка называется горизонтально-осевой, если ось перпендикулярна – вертикально-осевой.

Ветроколесо с горизонтальной осью, использующее подъемную силу (двух- или трехлопастное ветроколесо), показано на рис. 5.16 а, б, в, г. Ветроустановки, использующие силу лобового сопротивления - на рис. 5.16 е, ж, з, и, к. На рисунке 5.16, д представлено ветроколесо, использующее эффект Магнуса - эффект возникновения подъемной силы, перпендикулярной направлению ветра, при вращении цилиндра или конуса.

Установки, использующие силу лобового сопротивления, как правило, вращаются с линейной скоростью, меньшей скорости ветра, а установки, использующие подъемную силу, имеют линейную скорость концов лопастей, существенно большую скорости ветра.

Каждое ветроколесо характеризуется:

1) *ометаемой площадью* S (для горизонтально-осевых ветроколес), то есть площадью, покрываемой его лопастями при вращении, и равной $S = \pi D^2 / 4$, где D - диаметр ветроколеса, либо *площадью лобового сопротивления* (для вертикально-осевых ветроколес) $S = h \times b$, где h и b – соответственно высота ротора и его средний диаметр;

2) *геометрическим заполнением*, равным отношению площади проекции лопастей на плоскость, перпендикулярную потоку, к ометаемой площади (так, например, при одинаковых лопастях четырехлопастное колесо имеет вдвое большее геометрическое заполнение, чем двухлопастное);

3) *коэффициентом мощности* c_p , характеризующим эффективность использования ветроколесом энергии ветрового потока и зависящим от конструкции ветроколеса;

4) *коэффициентом быстроходности* Z , представляющим собой отношение скорости конца лопасти к скорости ветра.

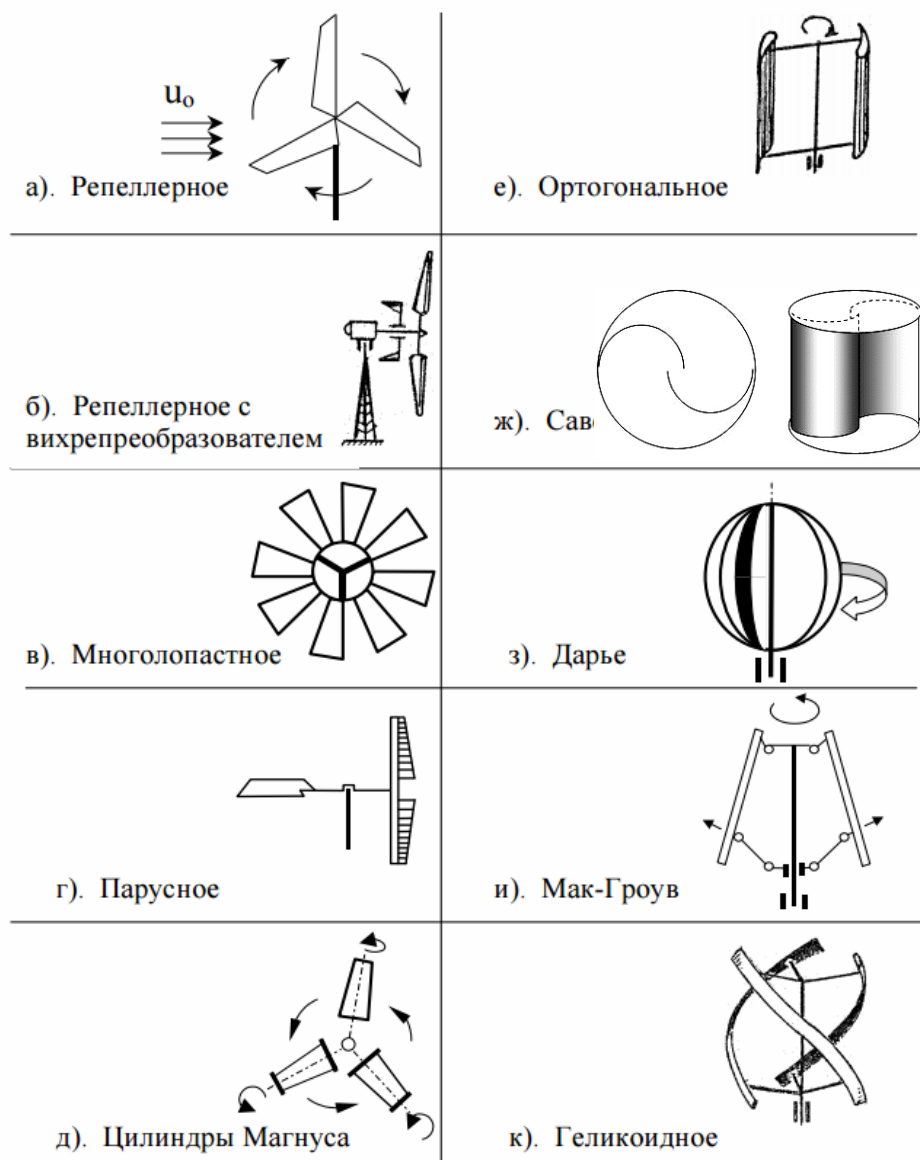


Рис. 5.16. Типы ветряных колес

Мощность и коэффициента полезного действия ветроколес

Секундная кинетическая энергия, $Вт$, воздушного потока, обтекающего лопасти ветроколеса, определяется по выражению:

$$E = \frac{mv^2}{2}, \quad (5.8)$$

где m — массовый расход, $кг/с$; v — скорость потока, $м/с$.

Если выразить массовый расход m через скорость потока v , плотность воздуха ρ и ометаемую площадь A , очерчиваемую вращающимися лопастями с их радиусом R

$$m = \rho v A = \rho v \pi R^2, \quad (5.9)$$

тогда преобразуемая мощность ветроустановки

$$P = \frac{\pi \rho v^3 R^2}{2}. \quad (5.10)$$

Из этой формулы видно, что мощность пропорциональна кубу скорости ветра. При этом ВЭУ с большим геометрическим заполнением ветроколеса развивают значительную мощность при относительно слабом ветре и максимум мощности достигается при небольших оборотах колеса. ВЭУ с малым заполнением достигают максимальной мощности при больших оборотах и дольше выходят на этот режим.

Так как поток воздуха не останавливается в плоскости ветроколеса, а продолжает двигаться, кинетическая энергия потока не может полностью превратиться в электрическую. Поэтому в выражение (5.10) вводится коэффициент мощности c_p . Окончательно получаем для мощности набегающего воздушного потока, Вт,

$$P = \frac{c_p \pi \rho v^3 R^2}{2}. \quad (5.11)$$

Коэффициент мощности c_p представляет собой отношение мощности набегающего воздушного потока P к мощности, развиваемой ветроколесом P_n , которая может быть определена по измеренным параметрам электрической энергии (силе тока I и напряжению U):

$$P_n = IU. \quad (5.12)$$

По теории Н.Е. Жуковского максимальное значение коэффициента мощности 0.6-0.69. На практике лучшие быстроходные колеса имеют $c_p \sim 0.45-0.48$; у тихоходных колес $c_p \sim 0.35-0.38$. Основными способами повышения c_p являются: увеличение диаметра ветроколеса (ограничивается прочностью лопастей); увеличение скорости ветра (фактор труднорегулируемый); снижение аэродинамических сопротивлений.

Коэффициент полезного действия ветроколеса:

$$\eta = c_p \xi = \frac{P_n}{\pi \rho v^3 R^2}, \quad (5.13)$$

где P_n – мощность по ваттметру, Вт; ξ – параметр, учитывающий несовершенство ветродвигателя и электрогенератора.

ВЭУ не полностью используют потенциальную энергию ветра. Часть энергии теряется за счет инерции покоя ветроколеса, часть – за счет режима регулирования и часть – за счет вывода ветроколеса из-под ветра. На рис. 10 показана зависимость мощности ВЭУ от скорости ветра.

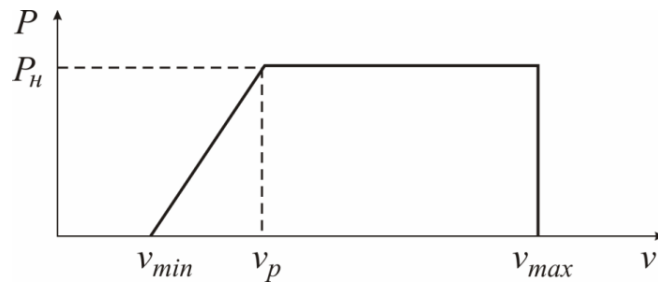


Рис. 5.17. Зависимость мощности ветроустановки от скорости ветра

Используемая энергия ветра зависит от трех базовых скоростей. Первая – минимальная скорость ветра (v_{min}), при которой ветроколесо начинает вращаться. Вторая – расчетная скорость (v_p), при которой ветроустановка выходит на расчетный режим и развивает номинальную мощность. Третья – максимальная скорость ветра (v_{max}), скорость выше максимальной становится критической для ВЭУ. В диапазоне скоростей от минимальной до рабочей ветроустановка развивает тем большую мощность, чем выше скорость ветра. При скорости ветра $v \geq v_p$ с помощью специального устройства автоматически устанавливается постоянный режим вращения ветроколеса. Если $v \geq v_{max}$, ветровой напор на ВЭУ становится критическим, то по условию механической прочности происходит ее отключение.

Для управления этими режимами работы ВЭУ используется аккумулятор и микропроцессорный интеллектуальный контроллер, расположенный в корпусе ветрогенератора. Когда генератор подключен к аккумулятору, нуждающемуся в зарядке, лопасти турбины будут «нормально» вращаться под действием ветра. Турбина будет заряжать аккумуляторную батарею (АКБ) по мере необходимости - до тех пор, пока напряжение аккумулятора не достигнет заданного значения для регулирования.

Когда напряжение АКБ достигает заданного значения, турбина переходит в режим «регулирования». Нормальная операция зарядки АКБ возобновится, когда ее напряжение опустится ниже уровня полной зарядки. Эта функция регулирования именуется «гистерезис».

При скорости ветра свыше v_{max} турбина останавливается, число оборотов падает почти до нуля. Этот режим позволяет уменьшить износ лопастей и подшипников и защищает турбину от повреждений.

Экспериментальная часть

Стенд включает в себя три блока – аналог ветроэлектрогенератора, аккумулятор и блок управления и контроля. Стенд моделирует воздействие ветра на ВЭУ и режимы передачи мощности к синхронному генератору посредством вентилятора 1. Лопасти вентилятора вращает 3-х

фазный асинхронный двигатель 2. Энергию ветра в электрическую преобразует электрогенератор 3 в защитном кожухе.

Блок управления и контроля 4 предназначен для регулирования скорости воздушного потока, индикации скорости вращения синхронного ветрогенератора, индикации напряжения U на выходе трехфазного выпрямителя, подключенного к генератору, тока генератора I , напряжения на аккумуляторе U_A , тока заряда аккумулятора и тока нагрузки.

Для накопления энергии, вырабатываемой ВЭУ в часы минимальной нагрузки служит АКБ 5. Блок 4 содержит устройство защиты АКБ от полного разряда. При падении напряжения питания ниже 12% от номинального АКБ отключается от нагрузки и вновь подключается при достижении номинального напряжения.

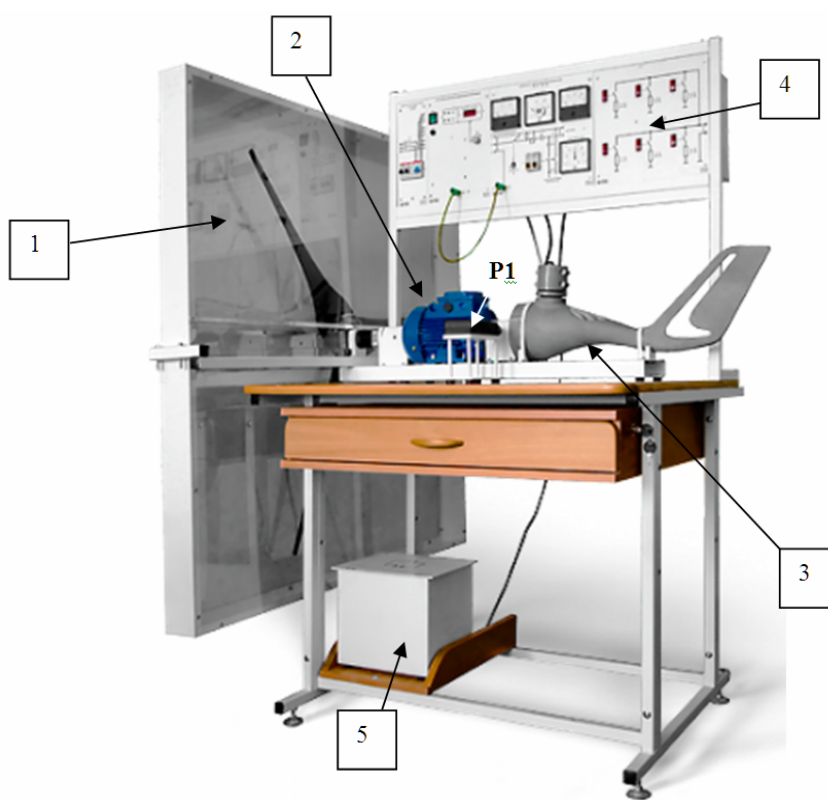


Рис.5.18. Общий вид стенда «Ветроэлектрическая установка»

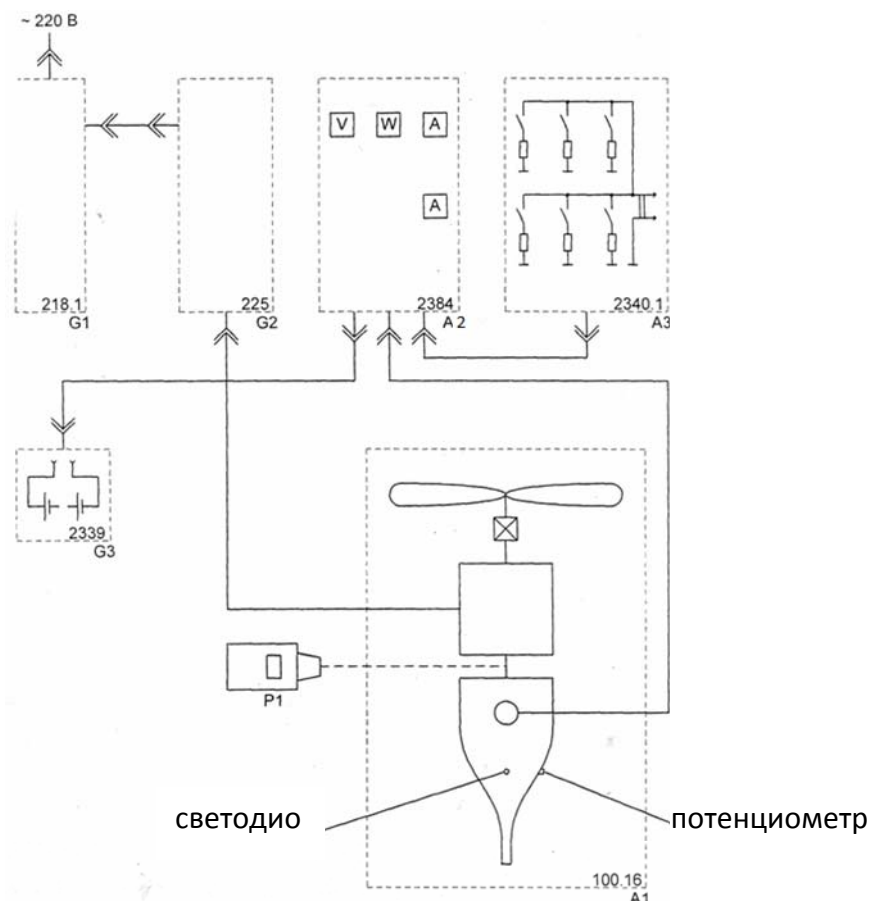


Рис. 5.19. Функциональная схема стенда «Ветроэнергетическая установка»
Обозначение аппаратуры на рис. 5.18

Обозначение	Наименование	Тип	Параметры
G1	Однофазный источник питания	218.1	220В /6А
G2	Источник питания модели ветротурбины	225	3×0...220В / 3 А
G3	Блок аккумуляторной батареи	2339	12В/45А-Ч
A1	Блок ветроэлектродгенератора	100.16	12 В /300 Вт
A2	Терминал ветроэлектродгенератора	2384	12 В /20 А
A3	Электрическая нагрузка	2340.1	14 В /6×35 Вт
P1	Тахометр	1408	0...10000 об/мин

Источник питания G1 предназначен для питания однофазным переменным током промышленной частоты аппаратуры комплекта лабораторного оборудования и защиты его от перегрузок и коротких замыканий.

Блок A1 содержит реальный ветроэлектродгенератор, сочлененный с ветротурбиной 1 через асинхронный двигатель 2 и понижающий редуктор. Терминал ветроэлектродгенератора A2 используется для измерения его напряжения и тока, развиваемой активной мощности и тока

аккумуляторной батареи.

Источник питания модели ветротурбины G2 предназначен для питания асинхронного двигателя блока ветроэлектродгенератора переменным током изменяемой частоты с целью создания двигателем момента, аналогичного моменту реальной ветротурбины при различной скорости ветра. Блок аккумуляторной батареи G3 используется как накопитель электрической энергии.

Электрическая нагрузка А3 предназначена для нагружения ветроэлектродгенератора.

Тахометр P1 используется для измерения частоты вращения ветротурбины ветрогенератора (синхронного генератора).

Предпусковые мероприятия

1. Соедините гнездо защитного заземления "⊕" терминала А2 с гнездом "⊕" источника питания G2 модели ветротурбины.

2. Тахометр P1 установите на подставке так, чтобы луч света от него проникал в отверстие кожуха, закрывающего узел сочленения валов ветроэлектродгенератора и асинхронного двигателя.

3. Регулировочную рукоятку источника питания G2 модели ветротурбины поверните против часовой стрелки до упора.

4. Выключатели электрической нагрузки А3 установите в положение «О».

5. Потенциометр ветроэлектродгенератора поверните против часовой стрелке до упора.

6. Тумблер в терминале А2 установите в положение «СЕТЬ 12В».

7. В терминале А2 включите автоматические выключатели в цепи аккумуляторной батареи. При этом светодиод ветроэлектродгенератора должен мигнуть 2 раза.

8. Включите однофазный источник питания G1.

9. Включите выключатель «СЕТЬ» источника питания G2 модели ветротурбины.

Проверка режимов работы ветрогенератора

1. Нажмите кнопку «ПУСК» источника питания G2 модели ветротурбины.

2. Вращая регулировочную рукоятку источника питания G2 модели ветротурбины увеличивайте скорость ветра. При скорости ветра $v \approx 2,7$ м/с ветротурбина должна начать вращаться в направлении против часовой стрелки, если смотреть со стороны хвостовой части ветроэлектродгенератора. Должен загореться светодиод ветроустановки и

частота вращения последнего (измеряется с помощью тахометра P1) должна составить 500÷550 об/мин.

3. Увеличивайте скорость ветра до величины, при которой напряжение на выходе ветроэлектродгенератора (контролируется по вольтметру на терминале А2) достигнет значения 14,5 В. При этом должна возрасти частота вращения ветроэлектродгенератора и должен происходить заряд аккумуляторной батареи, ток которого можно контролировать по амперметру на терминале А2.

4. Поверните потенциометр ветроэлектродгенератора на половину оборота против часовой стрелки. Спустя непродолжительное время (≈ 40 с) светодиод ветроэлектродгенератора должен начать мигать с частотой 10 раз в секунду и спустя еще такое же время частота вращения ветроустановки должна резко снизиться (ветроэлектродгенератор переходит в режим «регулирования», препятствующий перезаряду аккумуляторной батареи), и должен прекратиться заряд аккумуляторной батареи.

5. Верните потенциометр ветроэлектродгенератора в крайнее по часовой стрелке положение. Спустя непродолжительное время (примерно 40 с) частота вращения ветроустановки должна восстановиться, и еще спустя такое же время светодиод ветроэлектродгенератора должен перестать мигать и должен вновь происходить заряд аккумуляторной батареи.

6. Установите скорость ветра 7 м/с.

7. Тумблер в терминале А2 переведите в положение «КЗ». Частота вращения ветроэлектродгенератора должна уменьшиться, его светодиод должен погаснуть, заряд аккумуляторной батареи - прекратиться.

8. Тумблер в терминале А2 верните в положение «СЕТЬ 12 В». Частота вращения ветроэлектродгенератора должна восстановиться, его светодиод должен загореться, заряд аккумуляторной батареи - восстановиться.

9. Плавно увеличивайте скорость ветра и электрическую нагрузку А3 так, чтобы ток заряда аккумуляторной батареи практически отсутствовал. При скорости ветра $v \approx 13,1$ м/с частота вращения ветроэлектродгенератора должна резко снизиться (режим, препятствующий возникновению явления флаттера).

10. Выключатели электрической нагрузки А3 установите в положение «О». Продолжайте плавно увеличивать скорость ветра. При этом должно происходить небольшое увеличение тока заряда аккумуляторной батареи. При скорости ветра $v \approx 22$ м/с ветроэлектродгенератор должен перестать вращаться (режим, предохраняющий ветроустановку от поломки при ураганном ветре).

По завершении эксперимента уменьшите скорость ветра до нуля, нажмите кнопку «СТОП» и отключите выключатель «СЕТЬ» источника питания G2 модели ветротурбины, выключатели электрической нагрузки А3 установите в положение «О», отключите однофазный источник питания G1, отключите автоматические выключатели в цепи аккумуляторной батареи терминала А2.

Снятие зависимостей напряжения, тока, мощности и частоты вращения ветрогенератора от скорости ветра

1. Выполните предпусковые мероприятия и нажмите кнопку «ПУСК» источника питания G2 модели ветротурбины.

2. Вращая регулировочную рукоятку источника питания G2 модели ветротурбины увеличивайте скорость ветра v . При скорости ветра $v=2,7$ м/с ветротурбина должна начать вращаться в направлении против часовой стрелки, если смотреть со стороны хвостовой части ветроэлектрогенератора.

3. Продолжая плавно увеличивать скорость ветра v и электрическую нагрузку А3 так, чтобы ток заряда аккумуляторной батареи практически отсутствовал, заносите показания индикатора блока питания G2 (скорость ветра v), вольтметра, амперметра и ваттметра терминала А2 (напряжение U , ток I и активная мощность P ветрогенератора) и тахометра Р1 (частота вращения n ветрогенератора) в таб. 5.10.

Таблица 5.10

$V, \text{м/с}$										
$U, \text{В}$										
$I, \text{А}$										
$P, \text{Вт}$										
$n, \text{об/мин}$										

По завершении эксперимента уменьшите скорость ветра до нуля, нажмите кнопку «СТОП» и отключите выключатель «СЕТЬ» источника питания G2 модели ветротурбины, выключатели электрической нагрузки А3 установите в положение «О», отключите однофазный источник питания G1, отключите автоматические выключатели в цепи аккумуляторной батареи терминала А2.

Используя данные табл. 2.1 постройте искомые зависимости $U = f(v)$, $I = f(v)$, $P = f(v)$ и $n = f(v)$.

Определите коэффициент мощности ветроустановки при разных скоростях для разных нагрузок.

Моделирование режимов работы автономной ветроэнергетической установки:

1. Выполните пункты 1- 10 предпусковых испытаний.
2. Нажмите кнопку «ПУСК» источника питания G2 модели ветротурбины.
3. Вращая регулировочную рукоятку источника питания G2 модели ветротурбины увеличивайте скорость ветра v . При скорости ветра $v = 2,7$ м/с ветротурбина должна начать вращаться в направлении против часовой стрелки, если смотреть со стороны хвостовой части ветроэлектрогенератора. Убедитесь, что при такой малой скорости ветра ветрогенератор практически не вырабатывает электрическую энергию.
4. Увеличьте скорость ветра, например, до 8 м/с. Убедитесь, что ветрогенератор вырабатывает электрическую энергию, которая полностью идет на заряд аккумуляторной батареи, если последняя полностью не заряжена.
5. Включите тумблером электрическую нагрузку 35 Вт в блоке А3. Убедитесь, что ток заряда аккумуляторной батареи снизился или же она разряжается.
6. Уменьшите скорость ветра, например, до $v = 4$ м/с. Убедитесь, что ток ветрогенератора практически отсутствует и нагрузка питается от аккумуляторной батареи.

По завершении эксперимента уменьшите скорость ветра до нуля, нажмите кнопку «СТОП» и отключите выключатель «СЕТЬ» источника питания G2, выключатели электрической нагрузки А3 установите в положение «0», отключите однофазный источник питания G1, отключите автоматические выключатели в цепи АКБ терминала А2.

Контрольные вопросы

1. Сделать вывод о режимах работы ветрогенератора, начиная с пуска и до остановки пропеллера.
2. Зафиксируйте, при какой скорости начинается зарядка аккумулятора. Что происходит при увеличении нагрузки с зарядкой аккумулятора?
3. Чем характеризуется резкое снижение выходной мощности на скоростях, превышающих 13 м/с?
4. Чему равна максимальная выходная мощность ветрогенератора?

Работа №5.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Цель работы: изучить работу теплового насоса и получить графики изменения температур хладагента в циркуляционном контуре и температур низкотемпературного и высокотемпературного источников; построить термодинамический цикл работы исследуемого теплового насоса.

Теоретическая часть

Принцип работы теплового насоса [3]

Тепловой насос (ТН) — устройство для передачи теплоты от источника тепловой энергии с низкой температурой ($0...20\text{ }^{\circ}\text{C}$) к потребителю (теплоносителю) с более высокой температурой ($25...75\text{ }^{\circ}\text{C}$). Источником тепловой энергии могут быть грунт, вода, воздух, сточные воды. Нагретый теплоноситель обычно используется для отопления или горячего водоснабжения.

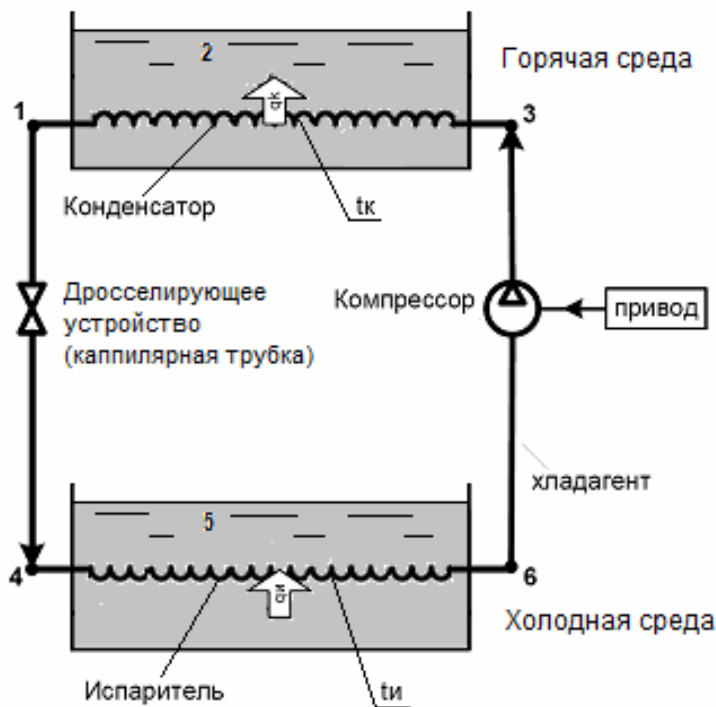


Рис. 5.20. Схема парокомпрессионного теплового насоса

Один из теплообменников, тот, который находится на нагнетательной стороне компрессора, на стороне высокого давления, является конденсатором. Другой теплообменник – на стороне всасывания в зоне низкого давления является испарителем. В качестве хладагентов в ТН используются теплоносители с низкой температурой кипения -

углекислота, аммиак, фреоны. Тепловой насос работает следующим образом.

Хладагент в жидком состоянии под высоким давлением (точка 1 на рис. 3.1) через дросселирующее устройство (например, капиллярную трубку) попадает в испаритель 5, где за счёт резкого уменьшения давления происходит процесс испарения. При этом хладагент отбирает тепло у внутренних стенок испарителя, а испаритель в свою очередь отнимает тепло Q_2 у земляного или водяного контура, за счёт чего он постоянно охлаждается.

Далее пары хладагента поступают в компрессор, где сжимаются, повышается их давление и температура. При сжатии в компрессоре от внешнего источника (электродвигателя) подводится работа L . Нагретые пары хладагента поступают в конденсатор (т.3), где отдают свое тепло Q_1 отопительному контуру или системе ГВС и за счет отдачи теплоты конденсируются (превращаются в жидкость) при постоянном давлении и температуре. Жидкий хладагент поступает в дроссель, где его давление падает до давления в испарителе, а температура снижается до температуры низкотемпературного источника. Цикл замыкается. Результатом работы цикла является охлаждение холодного источника и нагрев горячего за счет подвода внешней работы L .

Из описания работы видно, что тепловой насос работает по обратному термодинамическому циклу паровой компрессионной холодильной машины. Рассмотрим работу теплового насоса, используя P - i -диаграмму (рис.3.2). Диаграмма состояния хладагента делится на три зоны:

- переохлажденной жидкости – слева от кривой насыщенной жидкости (на диаграммах - кривая черного цвета, имеющая максимальную толщину), где степень сухости пара $x=0$;
- парожидкостной смеси – между кривыми $x=0$ и $x=1$ – насыщенный пар;
- перегретого пара – справа от линии $x=1$.

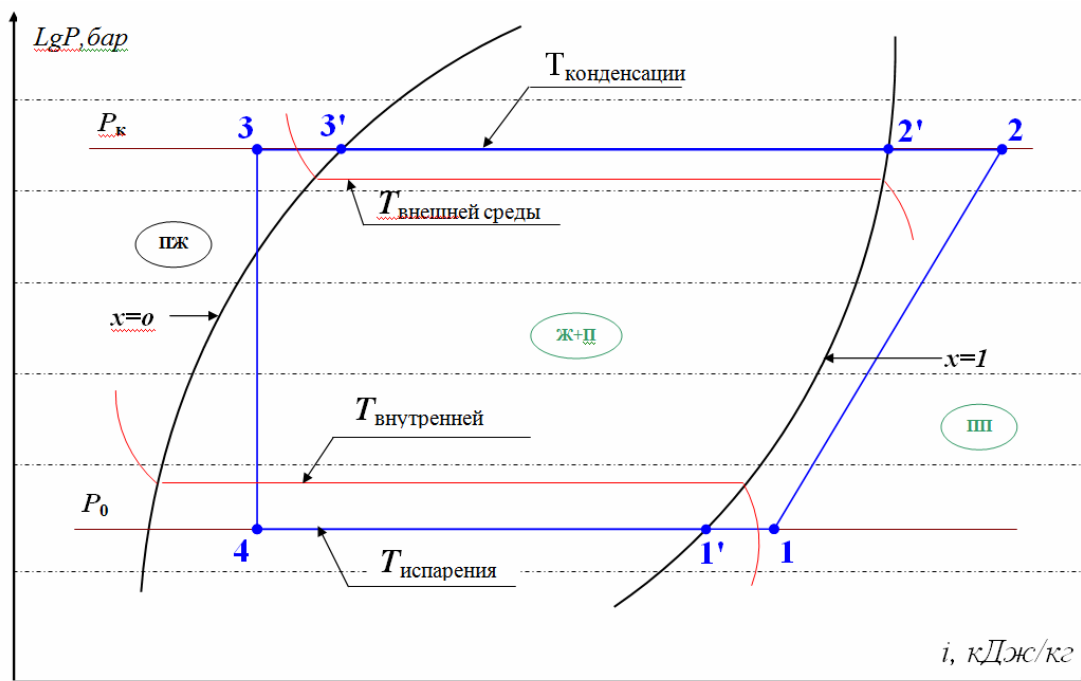


Рис. 5.21. Цикл одноступенчатой холодильной машины (1→2→3→4)

Рабочий цикл холодильной машины показан на рис. 5.21, в координатах $lgP-i$ (давление хладагента - энтальпия хладагента). Для того чтобы сжать область диаграммы шкала давления P принята в логарифмическом масштабе.

Линию, соответствующую насыщенной жидкости ($x=0$) называют левой или нижней пограничной кривой, а линию, соответствующую насыщенному пару ($x=1$), называют правой или верхней пограничной кривой.

Линии постоянного давления – изобары – на диаграммах проходят горизонтально, а линии постоянной энтальпии – изоэнтальпы – вертикально.

Процессы кипения и конденсации хладагента при постоянном давлении проходят между пограничными кривыми при неизменной (постоянной) температуре, соответствующей температуре насыщения при постоянном давлении.

Построение цикла на $lgP-i$ -диаграмме начинают с т.1, расположенной на пересечении изобары, соответствующей давлению кипения P_0 и изотермы, равной температуре перегрева. Точка 2 находится на пересечении адиабаты, проходящей через т.1, и изобары, соответствующей давлению конденсации P_k . Пересечение изотермы с температурой переохлаждения и изобары P_k определяет положение т.3.

Коэффициент преобразования теплового насоса

Коэффициент преобразования (трансформации) энергии теплового насоса K_T определяется как отношение полученной тепловой энергии Q_T на выходе теплового насоса к потребленной им электрической энергии $Q_э$,

$$K_T = \frac{Q_T}{Q_э}. \quad (5.14)$$

Этот коэффициент характеризует эффективность цикла теплового насоса.

Если воспользоваться построением на $lgP-i$ -диаграмме и ввести обозначения:

$q_2 = i_1 - i_4$, – удельная теплота, отбираемая от холодного источника, кДж/кг (низкопотенциальная теплота);

$q_1 = i_2 - i_3$, – удельная теплота, передаваемая горячему источнику, кДж/кг (теплота, передаваемая в систему отопления помещения);

$l = (i_2 - i_1) / \eta_{комп}$ – работа процесса сжатия компрессора, кДж/кг, где $\eta_{комп} = 0,8$ – КПД компрессора, то величина

$$\varepsilon = q_1 / l, \quad (5.15)$$

также будет определять коэффициент преобразования или отопительный коэффициент цикла.

Экспериментальная часть

Агрегат теплового насоса показан на рис.3.3. Он представляет собой замкнутый фреоновый контур, состоящий из герметичного компрессора 1, двух теплообменников 7 и 8, фильтра-осушителя 6, дросселя (капиллярной трубки) 4, смотрового стекла 5, манометров 2, а также включает электротермометры 3 и защитную автоматическую аппаратуру.

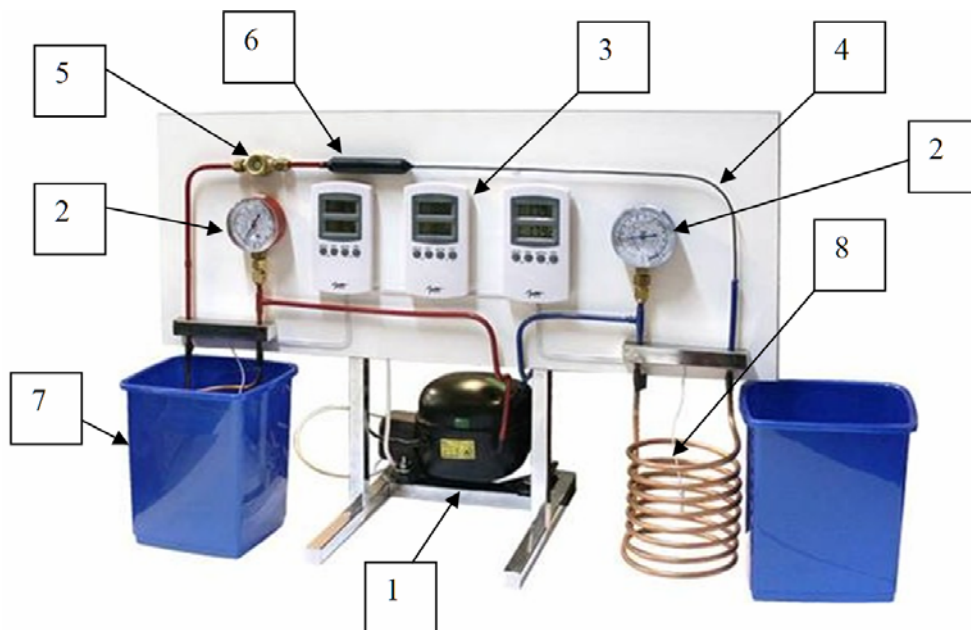


Рис. 5.22. Общий вид стенда «Тепловой насос»: 1 – компрессор; 2 – манометры; 3 – пульт управления и защиты; 4 – трубопроводы; 5 – смотровое стекло; 6 – фильтр-осушитель; 7,8 – теплообменники

Гладкотрубные теплообменники 7 и 8 помещены в емкости с водой, где происходит конвективный теплообмен – в одной емкости вода нагревается, в другой – охлаждается. Стенд может работать в диапазоне измеряемых температур $-55...+125\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Фильтр-осушитель 6 очищает хладагент от механических примесей и влаги, смотровое стекло позволяет визуально контролировать агрегатное состояние хладагента и наличие или отсутствие в нем влаги. Манометры 3 позволяют измерять высокое и низкое давление в двух точках контура хладагента.

1. Включить стенд в сеть, запустить компрессор.

2. Записать значения температур $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6$ хладагента, нагреваемой и охлаждаемой сред (воды) в точках, где установлены датчики температуры (см. рис. 3.1), а также значения давлений хладагента по манометрам 2 и 9. Измерения следует проводить в течение 60 минут с интервалом в 5 минут.

3. Данные измерений занести в табл. 5.11.

Таблица 5.11

Время, τ , мин.	$t_1, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_2, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_3, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_4, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_5, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_6, \text{ }^{\circ}\text{C}$
0						
5						
....						
60						

4. По сделанным замерам построить графики зависимостей $t=f(\tau)$.
5. По достижении стационарного режима (когда температуры перестанут изменяться) снять показания термометров и манометров и занести в табл. 5.12

Таблица 5.12

Показания приборов			
$t_1, ^\circ\text{C}$		$t_4, ^\circ\text{C}$	
$t_2, ^\circ\text{C}$		$t_5, ^\circ\text{C}$	
$t_3, ^\circ\text{C}$		$t_6, ^\circ\text{C}$	
Значения давлений			
$P_0, \text{бар}$		$P_n, \text{бар}$	
Значения температур кипения и конденсации при P_0 и P_n			
$t_{\text{кип}}, ^\circ\text{C}$		$t_{\text{конд}}, ^\circ\text{C}$	

6. Построить в $\lg P-i$ -диаграмме фреона R134a термодинамический цикл работы исследуемого теплового насоса ($\lg P-i$ -диаграмма фреона R134a приведена в Приложении).

7. Определить энтальпии из $\lg P-i$ -диаграммы и внести их в табл. 5.13.

Таблица 5.13

Значения энтальпий в точках схемы				
$i_1, \text{кДж/кг}$	$i_1, \text{кДж/кг}$	$i_2, \text{кДж/кг}$	$i_3, \text{кДж/кг}$	$i_4, \text{кДж/кг}$

8. Рассчитать параметры q_1, q_2, l, ε и занести их значения в табл. 5.14.

Таблица 5.14

$q_1, \text{кДж/кг}$	$q_2, \text{кДж/кг}$	$l, \text{кДж/кг}$	ε

Работа №5.5

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Цель работы: изучить циклы работы и определить энергетическую эффективность теплового насоса.

Экспериментальная часть

В рассматриваемом комплекте лабораторного оборудования (рис. 3.4) в качестве источника тепловой энергии с низкой температурой используется вода в теплообменнике-испарителе 7, а в качестве приемника тепла – вода в теплообменнике-конденсаторе 6. Регулируя проток, и, как следствие, температуру воды в теплообменниках, можно устанавливать различные режимы работы теплового насоса. Полностью перекрыв проток воды в теплообменнике-испарителе 7 и фиксируя

изменение ее температуры за выбранный интервал времени, можно определить количество тепловой энергии Q_T на выходе теплового насоса. Потребленную при этом тепловым насосом электрическую энергию Q_E можно определить, интегрируя активную мощность, потребляемую компрессором из электросети.

Работа компрессионного агрегата теплового насоса

В данном комплекте лабораторного оборудования используется пароконденсационный холодильный агрегат, использующий хладагент (фреон) R134a, и работающий в режиме теплового насоса.

Пары хладагента сжимаются компрессором 5 и поступают в конденсатор 6. В конденсаторе 6 пары охлаждаются до температуры конденсации (определяется по манометру высокого давления 14) и превращаются в жидкий хладагент. Жидкий хладагент продолжает охлаждаться и выходит из конденсатора 6 с температурой ниже температуры конденсации. Разность между температурой конденсации хладагента и температурой жидкого хладагента называется *переохлаждением*.

Нормальное значение переохлаждения для этой установки $3 \div 10$ °С.

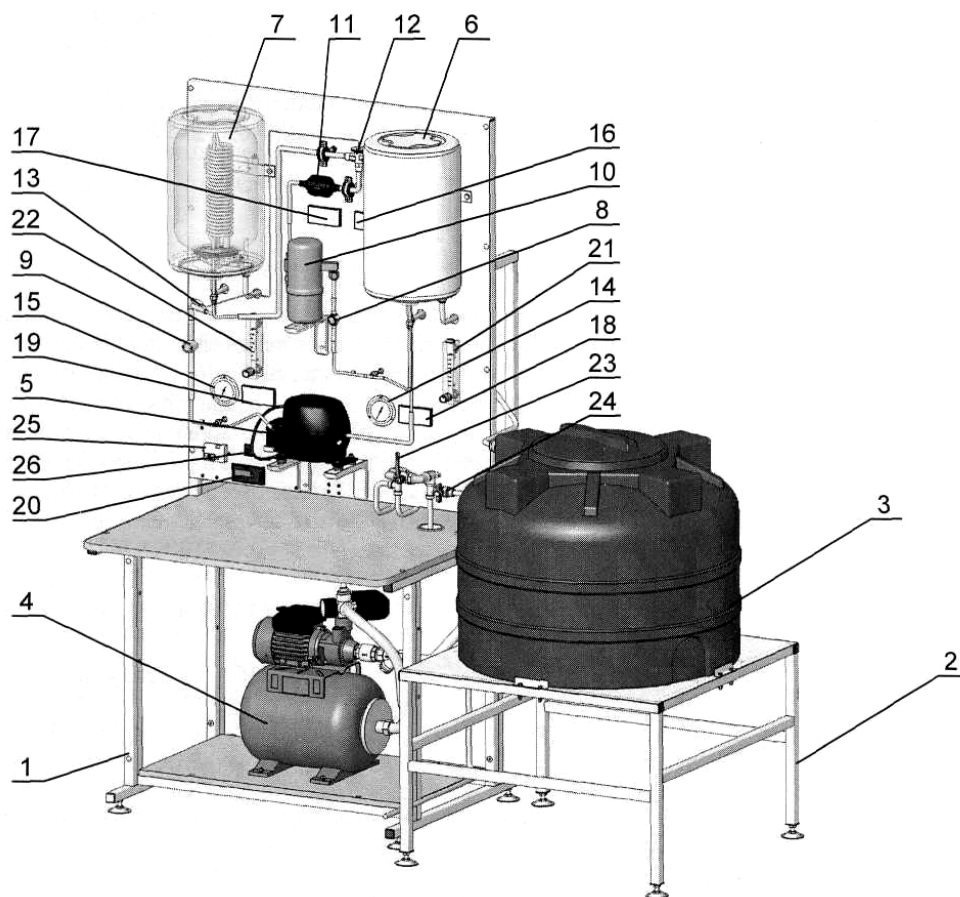


Рис. 5.23. Общий вид стенда и комплекта аппаратуры:

1 - лабораторный стол, 2 - подставка бака для воды, 3 - бак для воды, 4 - насосная станция, 5 - компрессор, 6 - теплоизолированный теплообменник (приемник тепловой энергии, конденсатор контура хладагента), 7 - теплоизолированный теплообменник (источник тепловой энергии, испаритель контура хладагента), 8,9 - смотровые стекла, 10 - жидкостный ресивер, 11 - фильтр-осушитель, 12 - терморегулирующий вентиль, 13 - термобаллон терморегулирующего вентиля, 14 - манометр высокого давления, 15 - манометр низкого давления, 16 - индикатор температуры воды в теплообменнике-конденсаторе, 17 - индикатор температуры воды в теплообменнике-испарителе, 18 - индикатор температуры жидкого хладагента на выходе из конденсатора, 19 - индикатор температуры газообразного хладагента на выходе из испарителя, 20 - измеритель электрических параметров компрессора, 21,22 - ротаметры (измерители-регуляторы расхода воды) конденсатора и испарителя соответственно, 23 - кран подачи воды, 24 - кран слива воды, 25 - дифференциальный автоматический выключатель, 26 - выключатель компрессора.

Переохлаждение жидкого хладагента менее 1°C свидетельствует о том, что не весь газообразный хладагент превращается в жидкость, в этом случае в смотровом стекле 8 могут наблюдаться пузыри или пена. Такой режим работы является ненормальным или переходным.

Из конденсатора 6, жидкий хладагент попадает в жидкостный ресивер 10, и далее, через фильтр 11 в дросселирующее устройство – терморегулирующий вентиль (ТРВ) 12.

Пройдя ТРВ 12, жидкий хладагент попадает в испаритель 7, где при низком давлении и температуре испарения превращается в пар (давление определяется по манометру низкого давления 15). После того, как весь жидкий хладагент испарится, пар (газ) продолжает нагреваться и выходит из испарителя 7 с температурой выше температуры парообразования.

Разность между температурой парообразования хладагента и температурой выходящего из испарителя 7 газообразного хладагента называется *перегревом*. Нормальное значение перегрева для данной установки составляет $3\div 10^{\circ}\text{C}$.

Перегрев паров хладагента менее 1°C свидетельствует о том, что не весь жидкий хладагент превращается в газовую фазу, в этом случае в смотровом стекле 9 могут появиться капли жидкости. Продолжительная работа в таком режиме чрезвычайно опасна, так как капли жидкого хладагента могут попасть в компрессор 5 и вызвать его разрушение.

Вместе с тем, чем ниже значение перегрева, тем более эффективно работает испаритель 7.

Термостатический ТРВ 12 автоматически изменяет размер перепускного отверстия, поддерживая постоянное значение перегрева паров хладагента. ТРВ можно регулировать в небольших пределах с помощью отвертки. Делать это следует осторожно, выдерживая паузы в 2-3 минуты после каждого поворота винта примерно на 0,5 оборота. Следует помнить, что слишком открытый (переразмеренный) ТРВ, может стать

причиной гидроудара в компрессоре 5.

Вышедшие из испарителя 7 пары хладагента вновь сжимаются компрессором 5 и цикл повторяется.

Подготовка экспериментальной установки к работе и первый запуск.

Перед первым включением установки после ее сборки перекройте краны подачи 23 и слива 24 воды и заполните бак 3 чистой водой с температурой 5...20 °С в количестве не менее 150 литров. Откройте кран 23 подачи воды (ВОДА ОТКРЫТА), регуляторы ротаметров (РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ПОДВОДА/ОТВОДА ТЕПЛА) 21,22.

Включите насосную станцию 4 автоматическим выключателем «СЕТЬ» 25. При возникновении воздушной пробки осторожно ослабьте винт в верхней части насосной станции 4 для выпуска воздуха из корпуса насоса. Ротаметры 21, 22 должны наполниться водой, в баке 3 вода должна начать вытекать из обратной трубы в верхней его части.

Откройте кран жидкостного ресивера 10.

Убедившись, что теплообменники 6,7 заполнены водой, регуляторами ротаметров 21, 22 перекройте ее подачу и включите компрессор 5 холодильной установки выключателем «ПИТАНИЕ КОМПРЕССОРА» 26.

Дождитесь выхода установки на установившийся режим работы (3...7 минут). Убедитесь, что в теплообменнике-конденсаторе 6 температура растет (индикатор «ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ ПОТРЕБИТЕЛЯ ТЕПЛА»), а в теплообменнике-испарителе 7 - падает (индикатор «ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ ИСТОЧНИКА ТЕПЛА»), величины перегрева и переохлаждения лежат в пределах 3÷10 °С, в смотровом стекле 8 конденсатора отсутствуют пузыри и пена, в смотровом стекле 9 испарителя отсутствует жидкость, индикаторы смотровых стекол 8, 9 показывают цвет, соответствующий надписи «Dry» (сухо).

***Примечание:** Не допускайте длительной работы лабораторной установки при температуре конденсации более 60°C (определяется по шкале манометра 14 высокого давления, соответствующей фреону марки R134a).*

Измерение и определение параметров и показателей режима работы теплового насоса

1. Убедитесь, что лабораторная установка отключена от сети электропитания (дифференциальный автомат «СЕТЬ» 25 отключен).

2. Убедитесь в том, что краны 23 и 24 подачи и слива воды закрыты.

3. Убедитесь, что в баке 3 имеется вода, в количестве не менее 150 л при температуре не выше 20 °С. В противном случае залейте или замените воду.

4. Подключите лабораторную установку к сети электропитания, включив дифференциальный автомат «СЕТЬ» 25. Насосная станция 4 может включиться и через непродолжительное время автоматически отключиться.

5. Установите регуляторы расхода жидкости ротаметров 21, 22 в среднее положение.

6. Откройте кран 23 подачи воды установки. Насосная станция 4 должна начать работу, ротаметры 21,22 показывать расход воды. Из обратного патрубка в бак 3 должна начать поступать вода.

7. Установите желаемый расход жидкости в теплообменниках 6, 7, например, 3 л/мин.

8. Откройте кран жидкостного ресивера 10.

9. Включите компрессор 5 холодильного агрегата выключателем 26 «ПИТАНИЕ КОМПРЕССОРА». Подождите около 7 минут для стабилизации процесса.

10. Убедитесь, что в смотровом стекле 8 конденсатора нет пузырей и пены, в смотровом стекле 9 испарителя - капель жидкости.

Измерение температур сред источника и потребителя тепла

1. Температуру среды источника тепла (воды в испарителе 7) считывайте с указателя 17 «ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ ИСТОЧНИКА ТЕПЛА».

2. Температуру среды потребителя тепла (воды в конденсаторе 6) считывайте с указателя 16 «ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ ПОТРЕБИТЕЛЯ ТЕПЛА».

Определение величин перегрева и переохлаждения

1. С индикаторов температуры 18 и 19 считайте соответственно температуру жидкого хладагента $T_{жс}$ на выходе из конденсатора 6 и температуру газообразного хладагента T_c на выходе из испарителя 7.

2. Считайте температуру конденсации T_k по шкале для фреона марки R134a манометра 14 высокого давления (ДАВЛЕНИЕ В КОНДЕНСАТОРЕ И ТЕМПЕРАТУРА КОНДЕНСАЦИИ).

3. Считайте температуру парообразования T_n по шкале для фреона марки R134a манометра 15 низкого давления (ДАВЛЕНИЕ В ИСПАРИТЕЛЕ И ТЕМПЕРАТУРА ПАРООБРАЗОВАНИЯ).

4. Вычислите величину перегрева паров хладагента по формуле:

$$T_m = T_c - T_n \quad (5.16)$$

Ее значение должно лежать в диапазоне $3 \div 10$ °С.

6. Вычислите величину переохлаждения жидкого хладагента по формуле:

$$T_{пж} = T_k - T_{жс}. \quad (5.17)$$

Ее значение должно лежать в диапазоне $3 \div 10$ °С.

Определение коэффициента преобразования теплового насоса

1. Перекройте регулятор ротаметра 21 расхода воды теплообменника-конденсатора 6 (РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ОТВОДА ТЕПЛА). Измерьте потребляемую компрессором 5 мощность $P_{нач}$ с помощью измерителя 20 электрических параметров компрессора 5.

2. Считайте начальную температуру воды $T_{нач}$ в теплообменнике-конденсаторе 6 с индикатора 16 «ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ - ПОТРЕБИТЕЛЯ ТЕПЛА».

3. По истечении расчетного времени (например, $\tau = 300$ с) измерьте потребляемую компрессором 5 мощность $P_{кон}$ с помощью измерителя 20 электрических параметров компрессора 5.

4. Считайте конечную температуру воды $T_{кон}$ в теплообменнике-конденсаторе 6 с индикатора 16 «ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ - ПОТРЕБИТЕЛЯ ТЕПЛА».

5. Вычислите электрическую энергию, $Q_э$, Дж, потребленную компрессором 5 (тепловым насосом), по формуле:

$$Q_э = \frac{P_{нач} + P_{кон}}{2} \cdot \tau, \quad (5.18)$$

6. Вычислите тепловую энергию, Q_T , Дж, полученную на выходе теплового насоса (в конденсаторе 6), по формуле:

$$Q_T = c \cdot m \cdot (T_{кон} - T_{нач}), \quad (5.19)$$

где $c = 4200$ Дж/кг°С – удельная теплоемкость воды; m – масса воды, прошедшей через теплообменник 6 потребителя тепла.

7. Вычислите коэффициент преобразования теплового насоса по формуле (3.1):

$$K_T = \frac{Q_T}{Q_э}.$$

Определение зависимости коэффициента преобразования теплового насоса от температуры среды источника тепла низкого уровня.

1. Перекройте проток воды в теплообменнике-испарителе 7 регулятором 22 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ПОДВОДА ТЕПЛА».

Температура воды (ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ - ИСТОЧНИКА ТЕПЛА) в теплообменнике 7 будет снижаться.

2. После того, как температура воды в испарителе 7 $T_{и}$ снизится до желаемого уровня, например, до 15°C , установите регулятором 22 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ПОДВОДА ТЕПЛА» значение протока в теплообменнике-испарителе 7 такое (около 1 л/мин), чтобы температура воды в нем оставалась постоянной. Занесите эту температуру в таблицу 5.1.

3. Перекройте проток в теплообменнике-конденсаторе 6 регулятором 21 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ОТВОДА ТЕПЛА», определите коэффициент преобразования K_T теплового насоса, как описано в эксперименте 1 и занесите его в табл. 3.5. При выполнении эксперимента поддерживайте постоянной температуру воды $T_{и}$ (ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ - ИСТОЧНИКА ТЕПЛА) в теплообменнике-испарителе 7.

4. Повторите эксперимент желаемое количество раз для значений температуры среды источника тепла в диапазоне $T_{и} = +5..25^{\circ}\text{C}$, начиная его с одной и той же температуры воды в конденсаторе 6 $T_{нач}$. Занесите эти значения и соответствующие им значения коэффициента K_T преобразования теплового насоса в табл. 5.14.

Таблица 5.14

$T_{и}, ^{\circ}\text{C}$					
K_T					

Используя данные таблицы 5.14, постройте зависимость коэффициента преобразования теплового насоса от температуры среды источника тепла низкого уровня $K_T = f(T_{и})$.

Определение зависимости коэффициента преобразования теплового насоса от температуры среды потребителя тепла высокого уровня

1. Перекройте проток воды в теплообменнике-испарителе 7 регулятором 22 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ПОДВОДА ТЕПЛА». Температура воды (ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ-ИСТОЧНИКА ТЕПЛА) в теплообменнике 7 будет снижаться.

2. После того, как температура воды в испарителе 7 снизится до желаемого уровня, например, до 15°C , установите регулятором 22 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ПОДВОДА ТЕПЛА» значение протока в теплообменнике-испарителе 7 такое (около 1 л/мин), чтобы температура воды в нем оставалась постоянной.

3. Перекройте проток в теплообменнике-конденсаторе 6 регулятором 21 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ОТВОДА ТЕПЛА».

4. Считайте с указателя 16 «ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ ПОТРЕБИТЕЛЯ

ТЕПЛА» температуру T_n среды потребителя высокого уровня и занесите ее в табл 3.6.

5. Определите коэффициент преобразования теплового насоса K_T , как описано в эксперименте 1 и занесите его в таблицу 5.15. При выполнении эксперимента поддерживайте постоянной температуру воды (ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ-ИСТОЧНИКА ТЕПЛА) в теплообменнике-испарителе 7.

6. Повторите эксперимент желаемое количество раз для значений температуры T_n среды потребителя тепла высокого уровня в диапазоне +25...45 °С при одинаковой температуре воды в испарителе 7, например, 15 °С. Занесите значения температуры T_n и соответствующие им значения коэффициента преобразования теплового насоса K_T в табл. 5.15.

Таблица 5.15

$T_n, ^\circ\text{C}$					
K_T					

Используя данные табл. 5.15, постройте искомую зависимость коэффициента преобразования теплового насоса от температуры среды потребителя тепла высокого уровня $K_T = f(T_n)$.

Регулирование производительности теплового насоса

1. Перекройте проток воды в теплообменнике-испарителе 7 регулятором 22 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ПОДВОДА ТЕПЛА». Температура воды (ТЕМПЕРАТУРА СРЕДЫ - ИСТОЧНИКА ТЕПЛА), в теплообменнике 7 будет снижаться

2. После того, как температура воды в теплообменнике 7 снизится до желаемого уровня, например, до 15 °С, установите регулятором 22 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ПОДВОДА ТЕПЛА» значение протока в теплообменнике-испарителе 7 такое (около 1 л/мин), чтобы температура воды в нем оставалась постоянной.

3. Перекройте проток в теплообменнике-конденсаторе 6 регулятором 21 «РЕГУЛИРОВКА ИНТЕНСИВНОСТИ ОТВОДА ТЕПЛА». Определите количество полученной тепловой энергии $Q_{тп}$ на выходе теплового насоса (в конденсаторе 6), как описано в эксперименте 1.

4. Повторите эксперимент при условии работы компрессора в повторно-кратковременном режиме (30 секунд включен, 30 секунд выключен) и определите количество полученной тепловой энергии $Q_{тп}$ на выходе теплового насоса (в конденсаторе 6), как описано в эксперименте 1.

5. Сравните тепловые энергии $Q_{т1}$ в этих двух опытах делайте вывод о возможности регулирования производительности теплового насоса путем периодического включения-отключения его компрессора.

Контрольные вопросы

1. Какие среды могут служить низкотемпературными источниками для теплового насоса?

2. Отношение каких величин называется тепловым коэффициентом теплового насоса?

3. Почему тепловой коэффициент может достигать значений, намного превышающих 1?

4. Как влияет на тепловой коэффициент понижение температуры низкотемпературного источника?

5. Как влияет на тепловой коэффициент повышение температуры нагреваемой среды или теплоносителя?

6. Для каких целей обычно используется тепловой насос в технике теплоснабжения и вентиляции?

Список использованных источников

1. Лукутин Б.В. Системы электроснабжения с ветровыми и солнечными электростанциями [Электронный ресурс] : учебное пособие / Б.В. Лукутин, И.О. Муравлев, И.А. Плотников. — Электрон. текстовые данные. — Томск: Томский политехнический университет, 2015. — 120 с. — 2227-8397. — Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/55208.html>

2. Янсон Р.А. Ветроустановки [Электронный ресурс] : учебное пособие по курсам «Ветроэнергетика», «Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников энергии», «Введение в специальность» / Р.А. Янсон. — Электрон. текстовые данные. — М. : Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, 2007. — 37 с. — 5-7038-2919-4. — Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/30930.html>

3. Дзино А.А. Тепловые насосы и термотрансформаторы [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие / А.А. Дзино, О.С. Малинина. — Электрон. текстовые данные. — СПб. : Университет ИТМО, 2015. — 68 с. — 2227-8397. — Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/68184.html>

Приложение 1

Тепловой поток 1 м открыто проложенных *горизонтальных* металлополимерных труб

$d_{\text{вн}} / d_{\text{нар}},$ мм	$d_y,$ мм	$\Theta,$ °C	Тепловой поток 1 м трубы q , Вт/м, при Θ , °C, через 1 °C									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
12/16	16	30	20,5	21,4	22,2	23,0	23,9	24,7	25,6	26,4	27,3	28,2
16/20	20		24,8	25,8	26,8	27,8	28,8	29,9	30,9	31,9	33,0	34,0
20/25	25		29,4	30,6	31,8	33,0	34,2	35,4	36,6	37,8	39,1	40,3
12/16	16	40	29,0	29,9	30,8	31,6	32,5	33,4	34,3	35,2	36,1	37,0
16/20	20		35,0	36,1	37,2	38,2	39,3	40,4	41,4	42,5	43,6	44,7
20/25	25		41,5	42,8	44,0	45,3	46,6	47,8	49,1	50,4	51,7	53,0
12/16	16	50	37,9	38,8	39,8	40,7	41,6	42,5	43,4	44,4	45,3	46,3
16/20	20		45,8	46,9	48,0	49,1	50,2	51,4	52,5	53,6	54,7	55,9
20/25	25		54,3	55,6	56,9	58,2	59,5	60,9	62,2	63,5	64,9	66,2
12/16	16	60	47,2	48,2	49,1	50,0	51,0	52,0	52,9	53,9	54,9	55,8
16/20	20		57,0	58,2	59,3	60,4	61,6	62,8	63,9	65,1	66,2	67,4
20/25	25		67,6	68,9	70,3	71,6	73,0	74,4	75,8	77,1	78,5	79,9
12/16	16	70	56,8	57,8	58,8	59,7	60,7	61,7	62,7	63,7	64,7	65,7
16/20	20		68,6	69,8	71,0	72,1	73,3	74,5	75,7	76,9	78,1	79,3
20/25	25		81,3	82,7	84,1	85,5	86,9	88,3	89,7	91,2	92,6	94,0
12/16	16	80	66,7	67,7	68,7	69,7	70,7	71,7	72,7	73,7	74,8	75,8
16/20	20		80,5	81,7	82,9	84,2	85,4	86,6	87,8	89,0	90,3	91,5
20/25	25		95,4	96,9	98,3	99,7	101,2	102,6	104,1	105,5	107,0	108,4

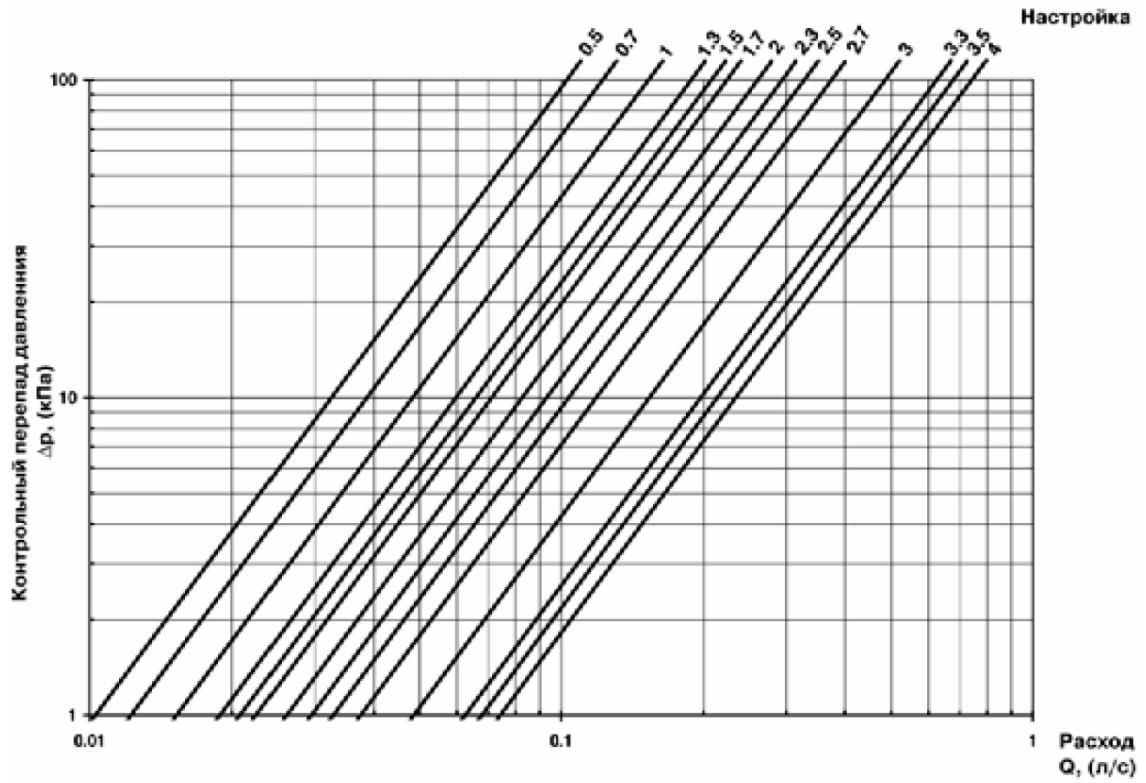
Тепловой поток 1 м открыто проложенных *вертикальных* металлополимерных труб

$d_{\text{вн}} / d_{\text{нар}},$ мм	$d_y,$ мм	$\Theta,$ °C	Тепловой поток 1 м трубы q , Вт/м, при Θ , °C, через 1 °C									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
12/16	16	30	18,5	19,2	20,0	20,7	21,5	22,2	23,0	23,8	24,6	25,3
16/20	20		21,8	22,7	23,6	24,5	25,4	26,3	27,2	28,1	29,0	29,9
20/25	25		25,3	26,3	27,3	28,4	29,4	30,4	31,5	32,5	33,6	34,6
12/16	16	40	26,1	26,9	27,7	28,5	29,3	30,1	30,9	31,7	32,5	33,3
16/20	20		30,8	31,8	32,7	33,6	34,6	35,5	36,5	37,4	38,4	39,3
20/25	25		35,7	36,8	37,9	39,0	40,0	41,1	42,2	43,3	44,4	45,6
12/16	16	50	34,1	35,0	35,8	36,6	37,4	38,3	39,1	40,0	40,8	41,6
16/20	20		40,3	41,3	42,2	43,2	44,2	45,2	46,2	47,2	48,2	49,2
20/25	25		46,7	47,8	48,9	50,1	51,2	52,3	53,5	54,6	55,8	56,9
12/16	16	60	42,5	43,3	44,2	45,0	45,9	46,8	47,6	48,5	49,4	50,2
16/20	20		50,2	51,2	52,2	53,2	54,2	55,2	56,2	57,3	58,3	59,3
20/25	25		58,1	59,3	60,4	61,6	62,8	64,0	65,2	66,3	67,5	68,7
12/16	16	70	51,1	52,0	52,9	53,8	54,6	55,5	56,4	57,3	58,2	59,1
16/20	20		60,4	61,4	62,4	63,5	64,5	65,6	66,6	67,7	68,7	69,8
20/25	25		69,9	71,1	72,3	73,5	74,7	76,0	77,2	78,4	79,6	80,8

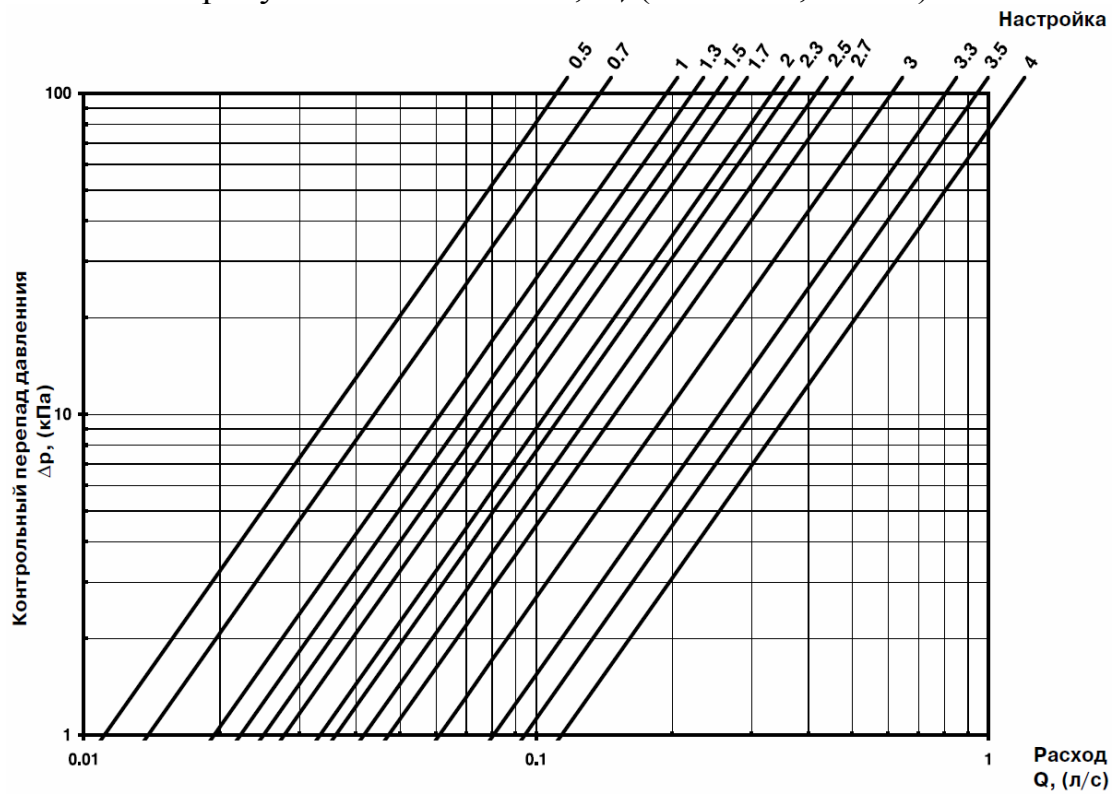
Тепловой поток 1 м открыто проложенных полипропиленовых труб

Размер	Разница между температурой теплоносителя и воздуха, °С							Расположение
	20	30	40	50	60	70	80	
20×3,4	12.1	19.5	27.5	36.3	45,8	55.9	66,7	Гориз.
	10.5	15,7	22.7	30.5	36.5	45.5	51.9	Вертик.
20×2,8	12.7	20.3	28,7	38,0	48,0	58.7	70.3	Гориз.
	10,8	16.2	23.5	31.6	37.9	47.3	54,1	Вертик.
25×4,2	14,6	23.3	32.9	43.3	54.5	66,4	79.1	Гориз.
	12,7	19,0	27.3	36,6	43,9	54.5	62.3	Вертик.
25×3,5	15.3	24,4	34,5	45.5	57.4	70.1	83.6	Гориз.
	13.1	19.7	28,4	38.2	45,8	57.0	65.1	Вертик.
32×5,4	17,7	28,1	39,5	51.8	64,9	78,9	93.6	Гориз.
	15.4	23.1	33.1	44,2	53.1	65,6	80,0	Вертик.
32×4,4	18.7	29,9	42.1	55.4	69.7	84,9	100,9	Гориз.
	16.2	24,3	40,0	46,8	56,1	69.7	79.6	Вертик.
40×6,7	20,9	33.0	46,3	60,5	75.6	91.6	108,4	Гориз.
	18.3	27,5	39.2	52,1	62,6	77.1	88,1	Вертик.
40×5,5	22,2	35.4	49,7	65.2	81,8	99,4	117,9	Гориз.
	19,4	29,1	41.7	55.6	66,7	82.5	94,3	Вертик.
50×8,3	24,4	38.5	53.7	69,9	87.2	105,3	124,2	Гориз.
	21,6	32,4	46,0	60,9	73.1	89,8	102,6	Вертик.
50×6,9	26,1	41,4	58,0	75,9	94,9	114,9	136,0	Гориз.
	22.9	34,4	49,2	63,4	78,4	96.7	110,5	Вертик.
63×10,5	28,2	44,2	61.5	79,9	99,2	119,4	140,4	Гориз.
	25.2	37.8	53.4	70,4	84,5	103,2	118,0	Вертик.
63×8,6	30,8	48,5	67,8	88,3	110,1	132,9	156,8	Гориз.
	27,2	40,8	58,1	76.9	92.2	113,3	129,4	Вертик.
75×12,5	31,5	49,4	68,5	88,6	109,8	131,9	154,8	Гориз.
	28,3	42.5	60,0	78,8	94,5	115,2	113,7	Вертик.
90×15	34,2	53,4	73,7	95.1	117,4	140,6	164,5	Гориз.
	31,2	46,8	65.7	86,0	103,2	125,3	143,1	Вертик.

Пропускная способность, K_v (VIR 9505, DN 15)



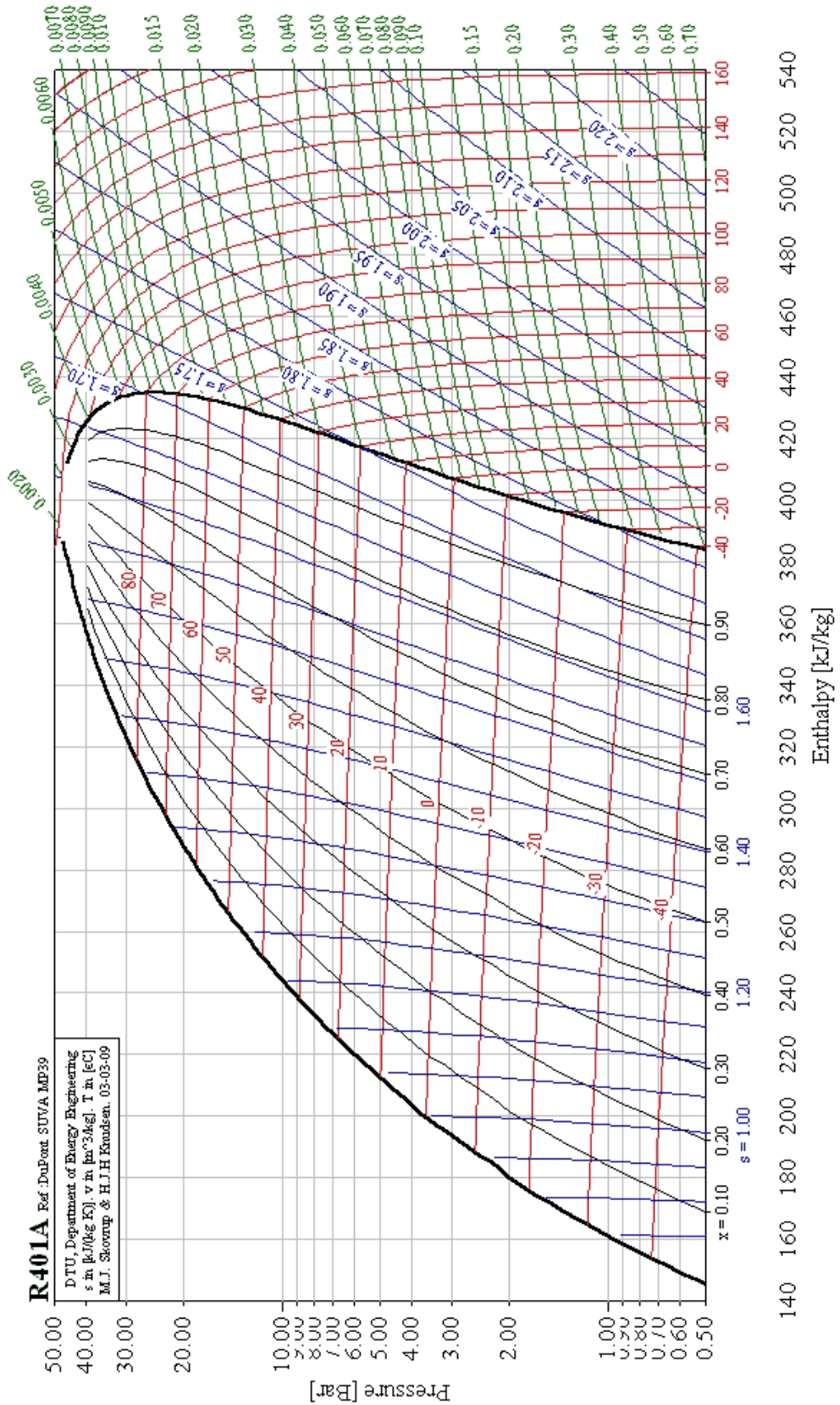
Пропускная способность, K_v (VIR 9505, DN 20)



Значения коэффициентов Стьюдента

Число степеней свободы n	Вероятность α											
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,98	0,99
1	0,16	0,32	0,51	0,73	1,00	1,38	1,96	3,08	6,31	12,71	31,82	63,66
2	14	29	44	62	0,82	06	34	1,89	2,92	4,30	6,96	9,92
3	14	28	42	58	76	0,98	25	64	35	3,18	4,54	5,84
4	13	27	41	57	74	94	19	53	13	2,78	3,75	4,60
5	13	27	41	56	73	92	16	48	01	57	36	03
6	0,13	0,26	0,40	0,55	1,72	1,91	1,13	1,44	1,94	2,45	3,14	3,71
7	13	26	40	55	71	90	12	41	89	36	00	50
8	13	26	40	55	70	89	11	40	86	31	2,90	35
9	13	26	40	54	70	88	10	38	83	26	82	25
10	13	26	40	54	70	88	09	37	81	23	76	17
11	0,13	0,26	0,40	0,54	0,70	0,88	1,09	1,36	1,80	2,20	2,72	3,11
12	13	26	39	54	69	87	08	36	78	18	68	05
13	13	26	39	54	69	87	08	35	77	16	65	01
14	13	26	39	54	69	87	08	34	76	14	62	2,98
15	13	26	39	54	69	87	07	34	75	13	60	95
16	0,13	0,26	0,39	0,53	0,69	0,86	1,07	1,34	1,75	2,12	2,58	2,92
17	13	26	39	53	69	86	07	33	74	11	57	90
18	13	26	39	53	69	86	07	33	73	10	55	88
19	13	26	39	53	69	86	07	33	73	09	54	86
20	13	26	39	53	69	86	06	32	72	09	53	84
21	0,13	0,26	0,39	0,53	0,69	0,86	1,06	1,32	1,72	2,08	2,52	2,83
22	13	26	39	53	69	86	06	32	72	07	51	82
23	13	26	39	53	68	86	06	32	71	07	50	81
24	13	26	39	53	68	86	06	32	71	06	49	80
25	13	26	39	53	68	86	06	32	71	06	48	79
26	0,13	0,26	0,39	0,53	0,68	0,86	1,06	1,31	1,71	2,06	2,48	2,78
27	13	26	39	53	68	85	06	31	70	05	47	77
28	13	26	39	53	68	85	06	31	70	05	47	76
29	13	26	39	53	68	85	05	31	70	04	46	76
30	13	26	39	53	68	85	05	31	70	04	46	75
40	0,13	0,25	0,39	0,53	0,68	0,85	1,05	1,30	1,68	2,02	2,42	2,70
60	13	25	39	53	68	85	05	30	67	00	39	66
120	0,13	0,25	0,39	0,53	0,68	0,84	1,04	1,29	1,66	1,98	2,36	2,62
∞	13	25	38	52	67	84	04	28	64	96	33	58

lgP-i-диаграмме фреона R-410A [5]



Пульты управления мультizonальной VRV-системой
кондиционирования воздуха

Для изменения параметров работы внутренних блоков используются беспроводные (рис. П5.1, а и б) и проводные (рис. П5.1, в) пульты дистанционного управления.

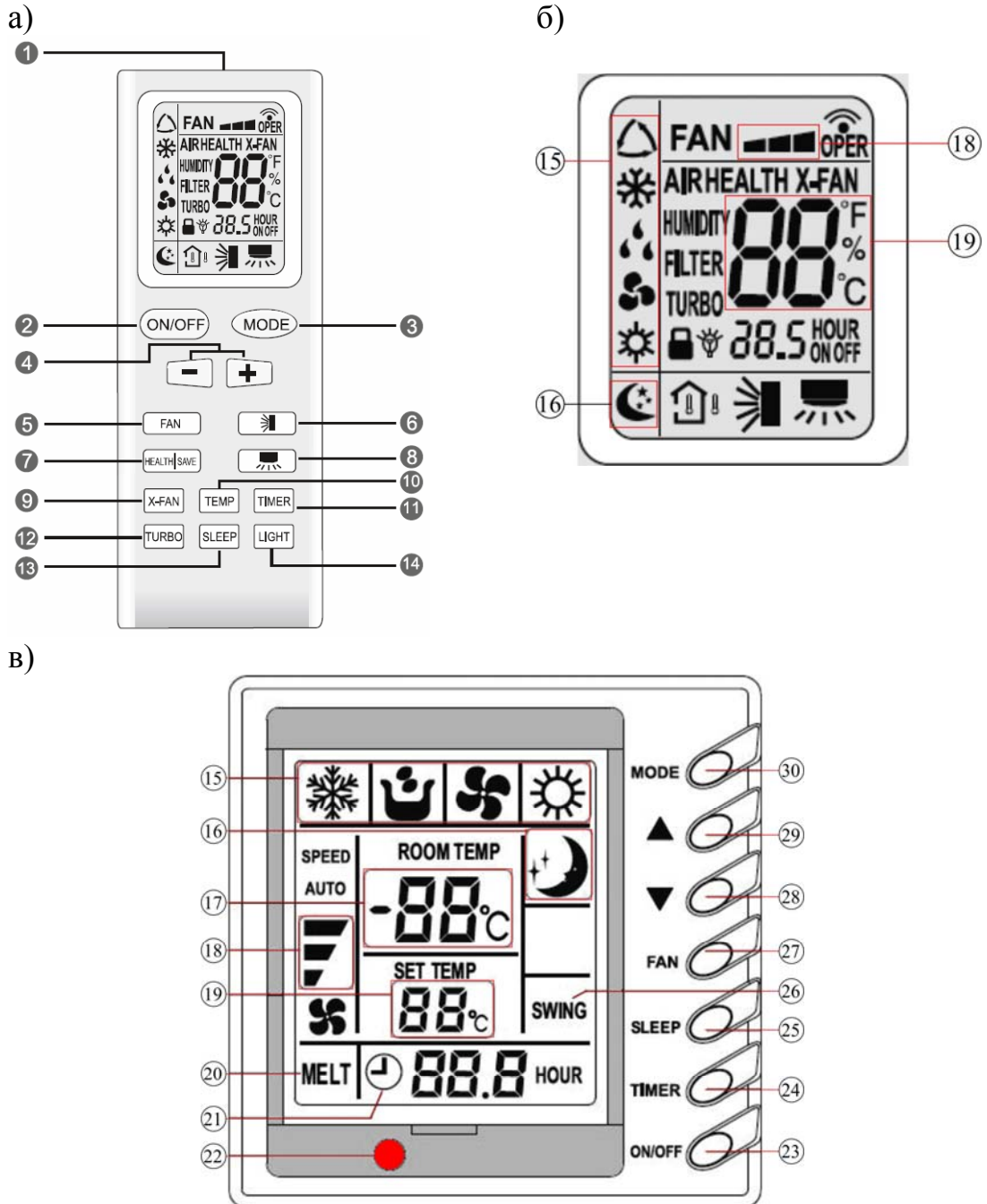
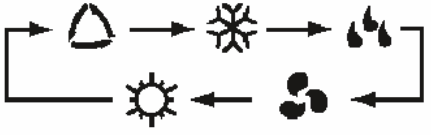





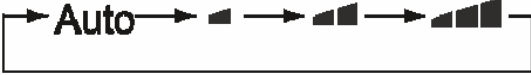










Рис. П5.1 Пульты управления: а - беспроводной общий вид; б - экран беспроводного пульта; в - проводной пульт

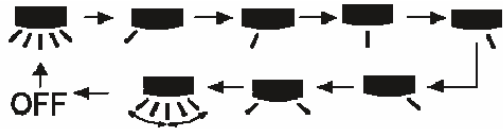



Далее в таблицах П5.1 и П5.2 приведено описание основных клавиш и обозначений на экранах беспроводного и проводного пультов управления.


Таблица П5.1

Описание функций беспроводного пульта дистанционного управления

№	Наименование	Описание функции
1.	Сигнальный передатчик	Сигнальный передатчик
2.	Кнопка включения/выключения (ON/OFF)	Нажатием данной кнопки включите или выключите блок, сбросьте таймер или функцию сна
3.	Кнопка режима (MODE)	<p>При нажатии на данную кнопку режимы работы будут чередоваться в следующей последовательности:</p>  <p>  АВТО →  ОХЛАЖДЕНИЕ →  ОСУШЕНИЕ →  ОБОГРЕВ (для блоков с тепловым насосом) →  ВЕНТИЛЯТОР </p>
4.	Кнопка +/-	При нажатии на кнопку + температура повысится на 1°C. При нажатии на кнопку- температура понизится на 1°C. Температура будет быстро изменяться при нажатии на данную кнопку и продолжительном удерживании. Диапазон температур 16-30°C.
5.	Кнопка вентилятора (FAN)	<p>Нажатием данной кнопки выбирается необходимая скорость вентилятора:</p> 
6.	Кнопка вертикального перемещения лопаток жалюзи (Swing up and down)	<p>Стандартный режим задан на беспроводном пульте дистанционного управления по умолчанию; при нажатии на данную кнопку можно регулировать направление лопаток жалюзи: вверх и вниз.</p> <p>Когда блок выключен, одновременным нажатием на кнопку вертикального перемещения и кнопку «+» Вы можете переключать стандартный режим</p>

		<p>на стационарный. При этом в течение 2 секунд мигает индикационный сигнал </p> <p>В стационарном режиме перемещения нажмите на данную кнопку, установите угол жалюзи, как</p>  <p>показано далее: OFF   </p> <p>При выключении блока лопатки жалюзи останавливаются в текущей позиции. Значок  показывает движение лопаток жалюзи вверх и вниз, как показано на рисунке выше.</p>
7.	<p>Функция экологичной работы/ функция экономии электроэнергии (HEALTH/SAVE)</p>	<p>Функция HEALTH: нажатием на левую половину данной кнопки включается/выключается функция HEALTH. После включения блок будет работать по умолчанию с функцией HEALTH. Функция экономии электроэнергии SAVE: В режиме охлаждения нажатием на правую половину данной кнопки включите функцию экономии электроэнергии, на дисплее беспроводного пульта дистанционного управления отобразится значок . При повторном нажатии на данную кнопку функция экономии электроэнергии будет отключена. Если блок работает с функцией экономии электроэнергии, переход в другой режим будет недоступен. Регулировка температуры и переключение скорости вентилятора с беспроводного пульта дистанционного управления также будут недоступны.</p>
8.	<p>Кнопка горизонтального перемещения жалюзи (Left and right swing) – для кассетного блока</p>	<p>Стандартный режим поворота жалюзи задан на беспроводном пульте дистанционного управления по умолчанию; при нажатии на данную кнопку можно регулировать направление лопаток жалюзи: влево и вправо.</p> <p>Когда блок выключен, одновременным нажатием на кнопку горизонтального поворота и кнопку «+» Вы можете переключать стандартный режим на стационарный. При этом в течение 2 секунд мигает индикационный сигнал. </p> <p>В стационарном режиме swing нажмите на данную кнопку, установите угол жалюзи, как показано</p>

		<p>ниже:</p>  <p>При выключении блока лопатки жалюзи останавливаются в текущей позиции. Значок показывает движение лопаток жалюзи влево и вправо, как показано на рисунке выше.</p>
9.	Кнопка самоочистки (X-FAN)	<p>Функция самоочистки (X-FAN) необходима для удаления влаги с поверхности испарителя и внутренних полостей блока. Удаление влаги предотвращает появление и рост бактерий внутри блока.</p> <p>При нажатии на эту кнопку в режиме охлаждения или осушения вентилятор внутреннего блока будет продолжать вращаться на низкой скорости в течение 10 минут даже в случае выключения блока. При этом на дисплее отображается соответствующий значок "X-FAN". Отключение функции самоочистки X-FAN OFF срабатывает по умолчанию после включения блока. Функция самоочистки недоступна в режимах авто, вентилятора и обогрева. Работу вентилятора в режиме «X-FAN» можно принудительно остановить нажатием кнопки X-FAN.</p>
10.	Кнопка регулировки температуры (TEMP)	<p>После включения блока ранее установленная температура отображается по умолчанию. При нажатии на эту кнопку отображается ранее установленная температура , температура в помещении , при этом статус индикации не меняется . Если текущий статус индикации отображает значение температуры в помещении при получении другого сигнала с беспроводного пульта дистанционного управления, на дисплее будет отображаться ранее установленная температура, спустя 5 секунд система перейдет в меню индикации температуры в помещении.</p>
11.	Кнопка таймера (TIMER)	<p>Когда блок включен, нажмите на данную кнопку для отключения функции таймера (timer off). Когда блок выключен, нажмите на данную кнопку</p>

		<p>для включения функции таймера (timer on). При однократном нажатии, на дисплее отобразится Hour on (off). Нажатием на кнопку +/- настройте время (удерживайте данную кнопку для увеличения скорости настройки времени). Доступный диапазон времени: от 0,5 ч до 24 ч. Повторным нажатием на данную кнопку установите время. После завершения установки времени значок на дисплее Hour on (off) перестанет мигать. Если мигание значка на дисплее продолжается в течение 5 секунд, не нажимайте на кнопку, система автоматически выйдет из меню настроек таймера. Если таймер настроен, нажмите на данную кнопку для выхода из меню настроек таймера.</p>
12.	Кнопка TURBO	<p>В режиме TURBO вентилятор внутреннего блока вращается на сверхвысокой скорости в режиме нагрева или охлаждения, создавая интенсивный воздушный поток, в результате температура в помещении быстро выходит на заданное значение. Нажатием на эту кнопку в режиме охлаждения или обогрева включается/выключается функция TURBO (на дисплее отображается или не отображается значок TURBO). При включении блока функция TURBO отключена по умолчанию. Данная функция недоступна в режимах авто, осушения и вентилятора, при этом на дисплее не отображается значок TURBO.</p>
13.	Кнопка функции сна (SLEEP)	<p>Нажатием на данную кнопку функция сна включается, повторным нажатием на данную кнопку функция сна выключается. Режим сна отключается при выключении блока. Данная функция недоступна в режимах авто и вентилятора.  - индикационный значок функции сна. В режимах вентилятора и охлаждения функция сна включается спустя 1 час работы, установленная температура повысится на 1°C, спустя 2 часа установленная температура повысится на 2°C и будет поддерживаться на данном уровне. В режиме обогрева функция сна включается спустя 1 час работы, установленная температура понизится на 1°C, спустя 2 часа</p>


		установленная температура понизится на 2°C и будет поддерживаться на данном уровне.
14.	Кнопка подсветки (LIGHT)	Кнопка предназначена для включения/выключения подсветки дисплея, что отображается на дисплее индикационным значком  .

Таблица П5.2

Описание функций проводного пульта управления

№	Описание	№	Описание
15	Дисплей отображения режима работы – охлаждение, осушение, вентилятор, обогрев.	23	Клавиша включения/выключения
16	Значок режима сна	24	Клавиша таймера
17	Экран температуры помещения	25	Клавиша установки режима сна
18	Дисплей скорости работы вентилятора: – автоматическая, высокая, средняя, низкая.	26	Дисплей отображения наклона лопаток жалюзи
19	Дисплей установленной температуры	27	Клавиша управления скоростью вентилятора
20	Размораживание	28	Клавиша уменьшения температуры/таймера
21	Дисплей таймера	29	Клавиша увеличения температуры/таймера
22	Приемник сигнала от беспроводного пульта управления	30	Клавиша выбора режима работы

Общий алгоритм включения кондиционера:

1. После включения в электросеть нажать клавишу ON/OFF, и кондиционер включится (примечание: при включении в сеть направляющая заслонка основного блока автоматически закрывается).

2. Для выбора нужного режима работы нажать клавишу MODE, или нажать COOL или HEAT, чтобы сразу перейти в соответствующий режим работы (охлаждение или нагрев).

3. Нажатием клавиш «+» и «-» установить нужную температуру (если был выбран автоматический режим работы, то устанавливать температуру не требуется).

4. Нажатием клавиши FAN выбрать скорость работы вентилятора: AUTO FAN (автоматическая), LOW (низкая), MID (средняя) и HIGH (высокая).

5. Нажатием клавиши  или , выбрать угол поворота заслонки

Приложение 6

Плотность воды в зависимости от температуры

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	Плотность, кг/м ³
1	999,87	52	987,15	70	977,81	88	966,68
2	999,97	53	987,15	71	977,23	89	966,01
4	1000,0	54	986,69	72	976,61	90	965,34
10	999,73	55	986,21	73	976,07	91	964,67
20	999,23	56	985,73	74	975,48	92	963,99
30	995,67	57	985,25	75	974,84	93	963,30
40	992,24	58	984,75	76	974,29	94	962,61
41	991,86	59	984,25	77	973,68	95	961,92
42	991,47	60	983,75	78	973,03	96	961,22
43	991,07	61	983,24	79	972,45	97	960,61
44	990,66	62	982,72	80	971,83	98	959,81
45	990,25	63	982,20	81	971,21	99	959,09
46	989,82	64	981,67	82	970,57	100	958,38
47	989,40	65	981,13	83	969,94	110	951,00
48	988,96	66	980,59	84	969,30	120	945,00
49	988,52	67	980,05	85	968,65	130	934,80
50	988,07	68	979,84	86	968,00	140	926,10
51	987,62	69	978,38	87	967,34	150	916,90

Физические свойства воды в зависимости от температуры

Температура t_w , °С	Теплоемкость C_p , КДж/кг °С	Теплопроводность λ , Вт/м °С	Вязкость μ , м ² /с	Кинематическая вязкость ν , КДж/кг	К-т температурного расширения β , 1/К	Критерий Прандтля Pr
0	4,212	0,560	13,2	1,789	-0,63	13,5
10	4,191	0,580	13,8	1,306	0,70	9,45
20	4,183	0,597	14,3	1,006	1,82	7,03
30	4,174	0,612	14,7	0,805	3,21	5,45
40	4,174	0,627	15,1	0,659	3,87	4,36
50	4,174	0,640	15,5	0,556	4,49	3,59
60	4,179	0,650	15,8	0,478	5,11	3,03
70	4,187	0,662	16,1	0,415	5,70	2,58
80	4,195	0,669	16,3	0,365	6,32	2,23
90	4,208	0,676	16,5	0,326	6,95	1,97
100	4,220	0,684	16,8	0,295	7,52	1,75
110	4,233	0,685	17,0	0,272	8,08	1,60
120	4,250	0,686	17,1	0,252	8,64	1,47
130	4,266	0,686	17,2	0,233	9,19	1,35
140	4,287	0,685	17,2	0,217	9,72	1,26
150	4,313	0,684	17,3	0,203	10,3	1,17
160	4,346	0,681	17,3	0,191	10,7	1,10
170	4,380	0,676	17,2	0,181	11,3	1,05
180	4,417	0,672	17,2	0,173	11,9	1,03
190	4,459	0,664	17,2	0,165	12,6	0,965

Содержимое 4-х последовательно сменяемых информационных экранов расходомера-счетчика электромагнитного Питерфлоу исполнения РС

<p>Время наработки, ч Нарботка с ошибкой, ч Прямой объем, м3 Обратный объем, м3</p>	<p>199.345 $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ 748 час 2 час 234567.891 м³ 12345678.901 м³</p>	<p>Текущий расход Код ошибки</p>	<p>Режим выхода F1 Режим выхода F2 Вес импульса, л/имп Серийный номер</p>	<p>199.345 $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ Вых 1 Вых 2 Вес имп 5.0000л No: 12345</p>	<p>Текущий расход Код ошибки</p>
Экран 1		Экран 2			
<p>Калибр. коэффициент А Калибр. коэффициент В Текущее время (только при наличии часов реального времени)</p>	<p>199.345 $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ А: 1.00748 В: 0.00561 15:27 05.10.2012</p>	<p>Текущий расход Код ошибки</p>	<p>Номер версии ПО Контрольная сумма ПО Тип расходомера Серийный номер</p>	<p>199.345 $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$ ПВ: 3.12 КС: 4F51 РС100-140-А No: 12345</p>	<p>Текущий расход Код ошибки</p>
Экран 3		Экран 4			

Приложение 8

Паспортные данные теплообменника, установленного в блоке Отопления



г. Нижний Новгород, ул. Коминтерна, 16, тел/факс +7(831) 277-88-55, 8-800-700-8885 (бесплатный), e-mail: os@fdan.ru, http://теплообменник.рф

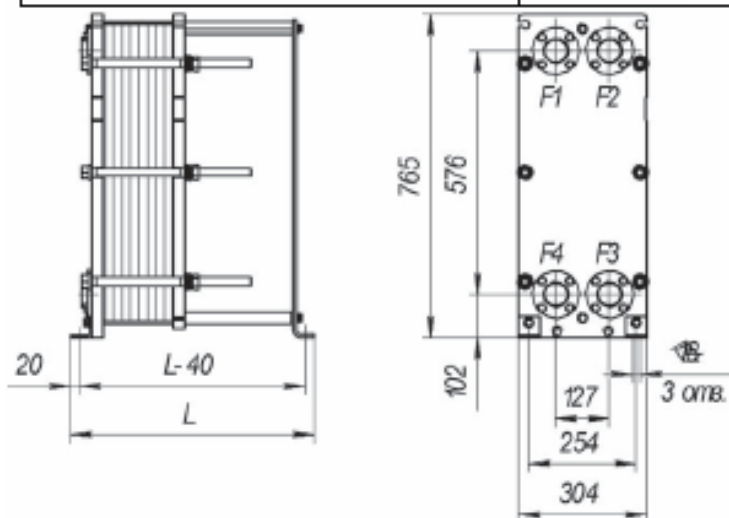
Объект: Реконструкция корпуса КГАСУ /

Расчет №: w342366 (к ОЛ №50395335)

Назначение: Общепромышленное

Тип XGM050-TO 10/30-H

Контур Среда	Гор. сторона	Хол. сторона
	Вода	Вода
Расход, т/ч	3,2	3,2
Температура на входе, С°	95	65
Температура на выходе, С°	70	90
Потери давления, м.вод.ст.	0,74	0,66
Скорость в порту, м/с	0,32	0,32
Скорость в каналах, м/с	0,13	0,12
Тепловая нагрузка, ккал/ч	79 120	
Запас площади поверхности, %	11,6	
Кэф. теплопередачи, ккал/м ² ·ч·К	4 749	
Эффективная площадь, м ²	3,332	
Число пластин, компоновка пластин	30-H	
Компоновка каналов	1 x 14 + 0 x 0	1 x 15 + 0 x 0
Внутренний объем, л	3,6	3,8
Толщина, материал пластин	0,4 мм AISI316	
Материал прокладок	EPDM	
Расчетное/пробное давление, кг/см ²	10/14	
Расчетная температура, С°	150	
Соединения	Соединение фланцевое Ду50, Ру25 РДАМ.711142.048	Соединение фланцевое Ду50, Ру25 РДАМ.711142.048
Покрытие портов		
Ответные фланцы	Фланец Ду 50 ст.20 РДАМ.711142.048 компактный	Фланец Ду 50 ст.20 РДАМ.711142.048 компактный



Масса нетто: 145 кг.

Внутренний объем: 7,4 л.

Длина 425 мм.

Максимальное кол-во пластин: 30

F1 - Вход греющей среды

F2 - Выход нагреваемой среды

F3 - Вход нагреваемой среды

F4 - Выход греющей среды

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Лабораторный практикум на инженерном оборудовании Центра инженерных систем в строительстве «SYSTEMS/СИСТЕМЫ»

Указания по выполнению лабораторных работ для студентов
направления подготовки 08.03.01 «Строительство»

Составители: Г.М. Ахмерова, В.А. Бройда, Е.В. Варсегова,
А.М. Зиганшин, Ю.Р. Кареева, Л.Э. Осипова, Р.Г. Сафиуллин