

Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!

Если вы скопируете данный файл,

Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием.

Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству .

Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем.

Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.

Владислав Шафлик

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ



ООО с ИИ «Данфосс ТОВ»

Владислав Шафлик

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Киев
«Таки справы»
2010

УДК 628.884**ББК** 38.762.1

Ш30

Художник-оформитель: Марков О.; обложка: Вальдемар Марзедский.

Переводчик: Фердин К.

Научный редактор: канд. техн. наук, доц. Пырков В.

Перевод с польского (с добавлениями и изменениями автора) книги W. Szaflik «Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych», изданной Щецинской Политехникой в 2008 г. ISBN 978-83-7457-049-7 (польский).

МЫ К ВАШИМ УСЛУГАМ:

Необходима помощь? Если у Вас есть вопросы, проблемы или замечания по книге, можете обращаться к автору Шафлику В. (Włodysław Szaflik). E-mail: szaflik@zut.edu.pl
либо научному редактору Пыркову В. E-mail: pirkov@danfoss.com

Относительно оборудования и его применения — в компанию «ДАНФОСС»:

WWW: www.danfoss.ua

«ДАНФОСС ТОВ»

Украина, 04080, Киев-80, ул. Викентия Хвойки, 11

(переписка: Украина, 04080, Киев-80, п/я 168).

Тел.: (+38044) 4618700. Факс: (+38044) 4618707

Email: pirkov@danfoss.com WWW: www.danfoss.ua

Либо в представительства компании Данфосс в Вашей стране.

Перепечатка и копирование без согласия
ООО с ИИ «Данфосс ТОВ»
ЗАПРЕЩЕНЫ!
Защищено авторским правом.

Использование приведенной
информации без ссылок
ЗАПРЕЩЕНО!

Ш30

Шафлик В.

Современные системы горячего водоснабжения.—

К.: ДП ИПЦ «Такі справи», 2010,— 316 с.: ил.

ISBN 978-961-7208-60-8.

Проанализированы свойства воды и требования к ней при использовании в системах горячего водоснабжения. Представлена математическая модель разбора горячей воды потребителями в многоэтажных жилых зданиях с использованием теории стохастических процессов. Приведены методы и примеры расчета системы горячего водоснабжения с терmostатическими циркуляционными клапанами в режиме циркуляции и в режиме термодезинфекции. Даны сведения о централизованных и индивидуальных источниках теплообеспечения систем горячего водоснабжения, оборудовании и трубопроводах.

Предназначена для проектировщиков, эксплуатационников, научных работников и студентов.

УДК 628.884**ББК** 38.762.1**ISBN 978-961-7208-60-8**

© ООО с ИИ «Данфосс ТОВ», 2010

© ДП ИПЦ «Такі справи», 2010

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие к переводу	8
От автора читателям русскоязычного издания	11
Вступление	12
1. Свойства и требования к горячей воде	14
1.1. Введение	14
1.2. Влияние температуры горячей воды на коррозию, а также выпадение осадка и камня	15
1.2.1. Коррозия	15
1.2.2. Факторы, влияющие на коррозию	19
1.2.3. Выпадение осадка и камня в горячей воде	21
1.2.4. Оценка коррозионности воды	22
1.3. Влияние температуры на развитие бактерий в воде и трубопроводах	23
1.3.1. Введение	23
1.3.2. Заражение бактерией <i>Legionella</i>	24
1.3.3. Характеристика бактерии	25
1.3.4. Наличие бактерий <i>Legionella</i> в системах горячего водоснабжения, выполненных из различных материалов	31
1.3.5. Методы дезинфекции системы горячего водоснабжения	34
1.3.6. Проверка системы горячего водоснабжения на наличие бактерии <i>Legionella</i>	36
1.3.7. Выводы	39
1.3.8. Рекомендации	40
1.4. Влияние температуры горячей воды на организм человека	40
1.4.1. Восприятие горячей воды человеком	40
1.4.2. Ощущение боли	45
1.4.3. Ожоги	46
1.4.4. Выводы	49
1.5. Требования к горячей воде	50
2. Характеристика расхода горячей воды	55
2.1. Введение	55
2.2. Параметры, характеризующие уровень потребления горячей воды	56
2.2.1. Параметры, характеризующие потребление	56
2.2.2. Характеристика детерминистических (описательных) параметров	57

2.2.3. Характеристика базовых статистических параметров	66	5.2.1. Основная информация	125
2.3. Секундный водоразбор горячей воды	68	5.2.2. Металлические трубы	125
2.3.1. Неравномерность максимального секундного водоразбора горячей воды	68	5.2.3. Трубы из полимерных материалов	132
2.3.2. Определение секундного водопотребления	71	5.3. Термостатические циркуляционные клапаны	144
2.4. Определение параметров суточного потребления воды	76	5.4. Термостатические смесительные клапаны	148
3. Моделирование неравномерности потребления горячей воды	89	5.5. Совместимость различных материалов	150
3.1. Статистическое моделирование неравномерности потребления горячей воды	89	5.6. Теплоизоляционные материалы для системы горячего водоснабжения	150
3.2. Моделирование расхода горячей воды в суточном цикле с использованием стохастических процессов	93	6. Тепловая эффективность циркуляционной системы горячего водоснабжения	158
3.2.1. Введение	93	6.1. Расход теплоты на приготовление горячей воды	158
3.2.2. Описание потребления горячей воды как стохастического процесса	94	6.1.1. Тепловой баланс	158
3.2.3. Неравномерность суммарного отбора в произвольный период времени цикла	97	6.1.2. Расход теплоты при подогреве воды	159
3.2.4. Определение неравномерности максимальных кратковременных отборов за более длительные периоды времени	102	6.1.3. Теплопотери в системе и узле подогрева воды	159
3.2.5. Определение неравномерности потребности в регулирующем объеме бака водоподогревателя в период определенной интенсивности потребления (ПОИП)	104	6.2. Показатели использования тепловой энергии	160
3.2.6. Определение параметров принятого распределения (распределения Пуассона) на основании результатов измерений	112	6.2.1. Показатели теплопотребления системы	160
3.2.7. Примеры применения модели	113	6.2.2. Показатели теплопотерь	161
4. Показатели характерного потребления горячей воды при проектировании узлов подогрева	120	6.2.3. Взаимосвязь параметров	162
4.1. Введение	120	6.3. Тепловая эффективность системы горячего водоснабжения	163
4.2. Суточное потребление	121	6.4. Выводы	165
4.3. Максимальное часовое потребление	121	7. Трассировка трубопроводов системы горячего водоснабжения	168
4.4. Определение секундного потребления	122	7.1. Введение	168
5. Современные материалы и автоматическая регулирующая арматура в системах горячего водоснабжения	125	7.2. Технические решения системы горячего водоснабжения	170
5.1. Введение	125	7.2.1. Система горячего водоснабжения многоквартирного жилого здания, отеля, больницы и санатория	170
5.2. Трубы	125	7.2.2. Система горячего водоснабжения частного дома	177
		7.2.3. Системы горячего водоснабжения спортивных и промышленных объектов	178
		8. Гидравлическая балансировка системы горячего водоснабжения с циркуляцией	180
		8.1. Введение	180
		8.2. Взаимодействие термостатического балансировочного клапана с системой горячего водоснабжения	181
		8.3. Влияние параметров системы и характеристики клапана на температуру воды в месте установки клапана	185

9. Расчет системы горячего водоснабжения	191	13. Использование солнечной энергии для подогрева воды	269
9.1. Введение	191	13.1. Введение	269
9.2. Подбор элементов распределения горячей воды	192	13.2. Ресурсы солнечной энергии в Польше	270
9.3. Подбор и расчет элементов циркуляционного контура	197	13.3. Получение солнечной энергии для приготовления	
9.4. Условия осуществления термической дезинфекции	205	горячей воды	274
9.5. Влияние автоматической гидравлической балансировки		13.3.1. Вступление	274
на распределение температуры воды в системе горячего		13.3.2. Разновидность и применение солнечных	
водоснабжения	207	коллекторов	274
9.5.1. Введение	207	13.4. Подогрев воды в солнечных установках	277
9.5.2. Влияние вида гидравлического регулирования		13.4.1. Вступление	277
циркуляции на распределение температуры		13.4.2. Баки-аккумуляторы горячей воды в солнечных	
горячей воды	209	установках	278
9.5.3. Влияние настроек терmostатических		13.4.3. Классификация солнечных установок для	
циркуляционных клапанов на распределение		подогрева воды	280
температуры горячей воды в системе	212	13.4.4. Схемы применения солнечных установок для	
9.5.4. Выводы	215	подогрева воды	281
10. Технические решения для местных и индивидуальных		13.4.5. Расчет контура подогрева воды	287
узлов подготовки горячей воды	219	13.4.6. Примеры применения солнечных установок	292
10.1. Введение	219	Приложение	298
10.2. Емкостные водоподогреватели	223	Пример расчета и подбора элементов системы горячего	
10.3. Проточные водоподогреватели с баком	230	водоснабжения	298
10.4. Проточные водоподогреватели	231	П.1. Введение	298
11. Получение горячей воды в частных домах	241	П.2. Характеристика объекта	298
11.1. Введение	241	П.3. Расчет квартирной ветки системы горячего водоснабжения	298
11.2. Основные виды гидравлических схем небольших котельных	241	П.4. Выбор подающих трубопроводов	300
11.3. Гидравлические схемы котельных с настенными котлами	243	П.5. Расчет циркуляционных трубопроводов	303
11.4. Управление контуром приготовления горячей воды	245	П.6. Выбор терmostатических клапанов и насоса	308
11.5. Примеры применяемых гидравлических схем		П.7. Термическая дезинфекция системы	310
котельных в частных домах	248		
11.6. Выводы	251		
12. Схемы централизованного подогрева воды	252		
12.1. Введение	252		
12.2. Проектирование емкостных систем	257		
12.3. Проектирование системы без бака-аккумулятора			
с приоритетным режимом подогрева воды	258		
12.4. Подключение к теплосети	267		

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРЕВОДУ

Предлагаемая читателям книга является переводом польской книги W. Szaflik «Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych», изданной Щецинской Политехникой (Польша) в 2008 г. В русскоязычном издании автором были внесены изменения и дополнения в р. 3 и 13.

Данная монография является продолжением серии книг, опубликованных ранее компанией «Данфосс» и посвященных современным инженерным системам зданий. На этот раз основное внимание сфокусировано на системах горячего водоснабжения во всем многообразии их применения.

Автор книги – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Отопление вентиляция и теплоснабжение» Западнопоморского технологического университета (г. Щецин, Польша) Владислав Шафлик. Многие годы тесного плодотворного сотрудничества компании «Данфосс» с автором принесли весомый теоретический и практический результат. Это и современная теория об авторитетах регулирующих клапанов инженерных систем зданий, в экспертной оценке которой В. Шафлик принимал самое активное участие и дал конкретные предложения по ее улучшению, что нами было полностью реализовано. Это и натурные исследования систем горячего водоснабжения с автоматическими циркуляционными терmostатическими клапанами, которые представлены в данной книге. Это и только что завершенные натурные исследования по повышению энергоэффективности однотрубных систем до уровня энергоэффективности двухтрубных систем отопления многоэтажных термомодернизированных зданий при помощи новейших клапанов и методов регулирования, о результатах которых вскоре узнают специалисты.

С удовольствием принял предложение редактировать эту книгу как с научных, так и личных побуждений, поскольку знаком с автором уже многие годы. Признателен автору за научную помощь в моих теоретических изысканиях, послуживших основой для написания книг. Теперь вношу посильный вклад в распространение колossalного опыта и знаний автора.

Особая признательность техническому директору подразделения «Контроль гидравлических инженерных систем зданий» Данфосс Мариушу Едржиевски (Mariusz Jedrzejewski) – поистине человеку мира, распространяющему современные знания по автоматизации инженерных систем зданий во всех странах. Благодаря его инициативе и финансовой поддержке компании «Данфосс», специалисты многих стран увидели мои книги, и вот теперь очередная колossalная помощь в издании и распространении данной книги. Такие люди делают нас профессионально выше

и способствуют нашей интеграции в мировое научное пространство.

Книга является результатом многолетних глубоких научных и практических исследований автора. Проанализирован мировой опыт изучения и нормирования систем горячего водоснабжения. Использованы достижения русских ученых: А. В. Хлудова, Л. А. Шопенского, П. А. Спышнова, а также рассмотрены положения советских строительных норм. В книге сконцентрирована современная информация, имеющая практическую ценность – повышение энергоэффективности систем. Эта информация послужила пересмотру положений строительных норм нашей страны по системам горячего водоснабжения и их адаптации под современный уровень знаний и передовое техническое оснащение.

Редактируя книгу, почерпнул много нового. Прежде всего – о свойствах бактерии *Legionella*. Вдобавок отмечу, что защита людей от этой бактерии стала международной задачей, к решению которой призваны CEN/TC 164 WG 2 N_0393:2006-11-09 Technical Report – Recommendations inside buildings conveying water for human consumption и European Guidelines for Control and Prevention of Travel Associated Legionnaires' Disease. Безусловно, компания «Данфосс» внесла весомый вклад в борьбу с этой бактерией в системах горячего водоснабжения и достигла наивысших результатов с помощью производимых многофункциональных термостатических циркуляционных клапанов MTCV и CCR контроллеров, о чем читатель узнает из книги.

С каждым разом, после повышения требований к тепловой оболочке здания, доля энергопотребления систем горячего водоснабжения в общем энергопотреблении здания становится существенное, а с очередным повышением тарифов на тепловую энергию ее финансовая нагрузка на потребителя становится все весомее. Это заставляет уделять системам горячего водоснабжения более пристальное внимание, чем ранее. Изложенные в книге подходы к проектированию позволяют детальнее разобраться в особенностях современных систем, которые для нас во многом новы. В то же время, они имеют солидную научно-практическую аргументацию в европейских странах, и главное – приводят к требуемому результату: обеспечению качественной услуги «горячее водоснабжение» при минимуме энергопотребления.

Требования к энергоэффективности инженерных систем зданий, в том числе и к системам горячего водоснабжения, сегодня стали во главу угла всех европейских стран. В дополнение к содержанию книги послужат европейские нормы по определению энергоэффективности систем горячего водоснабжения: EN 15316-3-1:2007 Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 3-1: Domestic hot water systems, characterization of needs (tapping requirements);

EN 15316-3-2:2007 Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 3-2: Domestic hot water systems, distribution и **EN 15316-3-3:2007** Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 3-3: Domestic hot water systems, generation.

Особое место в книге уделено различным теплоисточникам для систем горячего водоснабжения, в том числе – квартирным (коттеджным) тепловым пунктам и солнечным коллекторам. Данные технические решения уже начали применять на постсоветском пространстве. Дополнительная информация придаст уверенности и обоснованности специалистам при их применении.

Читатель подробно ознакомится как с теоретическими выкладками автора, так и с их применением в конкретных задачах. Эта книга послужит подспорьем специалистам – теоретикам и практикам, а также студентам – в изучении современных подходов к системам горячего водоснабжения, в проектировании и достижении высоких показателей энергоэффективности этих систем.

Научный редактор,
канд. техн. наук., доцент,
зам. ген. директора по научной работе «Данфосс ТОВ»
Пырков В. В.

ОТ АВТОРА ЧИТАТЕЛЯМ РУССКОЯЗЫЧНОГО ИЗДАНИЯ

В первом же предложении я бы хотел искренне поблагодарить человека, который непосредственно повлиял на издание данной книги на русском языке и без которого русскоязычной версии просто бы не существовало. Этим человеком является технический директор подразделения «Контроль гидравлических инженерных систем зданий» Данфосс Мариуш Едржиевский, которому я выражая искреннюю благодарность.

Следует отметить, что графическое оформление книги подготовил Олег Марков, перевод с польского языка был выполнен Екатериной Фердын, а кропотливую работу по редактированию русскоязычной версии осуществил кандидат технических наук, доцент Виктор Васильевич Пырков. Я особенно благодарен ему за огромную работу, проделанную с целью подготовить версию правильную как с технической, так и языковой точек зрения.

Всем, кого я перечислил и кого я не перечислил, а кто внес свой вклад в издание данной книги на русском языке, – я искренне благодарен.

В конце я бы хотел подчеркнуть участие компании «Данфосс» в популяризации новых решений для инженерных систем и поблагодарить за финансирование издательства этой публикации и ее представление русскоязычным читателям.

Владислав Шафлик

Шецин, 26.10.2010

ВСТУПЛЕНИЕ

В настоящей книге представлен весь спектр проблем, связанных с горячей водой, ее свойствами, приготовлением и распределением.

Последняя книга, посвященная горячему водоснабжению и узлам ее приготовления в Польше, была издана в 1981 году («Проектирование системы горячего водоснабжения», автор – доктор техн. наук, проф. Станислав Манковский, изд-во «Arkady»). Развитие знаний и техники привели к тому, что содержащаяся в указанной книге информация и технические решения частично утратили свою актуальность и уже не соответствуют современным требованиям.

В настоящее время не существует книги, в которой комплексно и упорядочено были бы представлены результаты исследований и используемые решения систем горячего водоснабжения, а также узлов подогрева воды, в которой были бы представлены методы расчета, а также современные тенденции и направления развития. Во время написания данной книги прежде всего были использованы самые последние знания в этом направлении. Книга состоит из тринадцати разделов. В ней можно выделить четыре главные части.

В первой части (раздел 1) дано определение горячей воды, рассматриваются свойства горячей воды, основная информация о горячей воде, ее применении, влиянии ее температуры на коррозию, на выпадение осадка и камня, а также на развитие бактерий в воде. Представлено влияние температуры горячей воды на кожу человека, и в конце этой части отражены требования, которым должна соответствовать горячая вода.

Вторая часть книги (разделы 2-4) посвящена потреблению горячей воды. В этой части описаны все значимые факторы и их влияние на потребление воды. Определены и рассмотрены параметры, характеризующие потребление. Рассмотрено явление неравномерности потребления горячей воды в жилых домах. Представлены методы моделирования потребления горячей воды. Отдельно описывается моделирование секундного водоразбора и отдельных параметров, характеризующих суточное потребление.

В третьей части (разделы 5-9) рассматриваются вопросы, связанные с системами горячего водоснабжения. В них содержится информация по возможным решениям для систем горячего водоснабжения, начиная от используемых материалов и арматуры, ее тепловой эффективности, прокладывания труб горячего водоснабжения, гидравлической балансировки и проектирования систем.

Четвертая часть (разделы 10-13) посвящена приготовлению горячей воды. В начале оговариваются общая классификация узлов приготовления горячей воды, приготовление горячей воды в индивидуальных

тепловых пунктах, в квартирных тепловых пунктах, а также решения для систем приготовления горячей воды в частных домах. Рассматриваются схемы централизованного приготовления горячей воды. Особое внимание уделено расчетам. В конце этой части рассмотрено использование солнечной энергии для приготовления горячей воды. Книга заканчивается примером расчета системы горячего водоснабжения.

Эта книга может быть полезна для студентов и практиков: инженеров, проектировщиков и монтажников систем горячего водоснабжения, сантехников.

В конце я бы хотел выразить особую благодарность магистру инженерии Ежи Нейрановскому за подготовку чертежей и расчет на основании представленной методики расчетного примера в книжке. Признателен всем, благодаря кому эта книга вышла в свет.

Владислав Шафлик

1. СВОЙСТВА И ТРЕБОВАНИЯ К ГОРЯЧЕЙ ВОДЕ

1.1. Введение

Под понятием горячая вода подразумевается вода из водопроводной системы, соответствующая требованиям к питьевой воде, подогретая максимально до 90 °C [11], приготовленная в устройствах, предназначенных для этой цели. Эта вода широко применяется в домашнем хозяйстве, ресторанах, гостиницах, больницах, прачечных и на производстве. В домашнем хозяйстве горячую воду расходуют для приготовления еды, стирки, поддержания чистоты и гигиенических процедур. Для этих же целей воду расходуют в ресторанах, гостиницах, больницах и прачечных. Наибольшее количество воды расходуют на производстве, особенно в продовольственной и фармацевтической отраслях.

К системам и узлам приготовления горячей воды в жилых домах предъявляют следующие требования:

- потребление горячей воды в необходимом количестве и с требуемой температурой должно быть доступным в любое время;
- обеспечение возможности регулирования температуры бытовой горячей воды, поступающей из водоразборной арматуры;
- соответствие качества горячей воды (санитарно-эпидемиологические показатели) гигиеническим требованиям;
- бесперебойное функционирование;
- простота обслуживания;
- минимальные инвестиционные и эксплуатационные расходы.

Задачей проектировщика системы горячего водоснабжения (ГВС) является проектирование системы, соответствующей представленным выше техническим и санитарным требованиям. Для центрального отопления и горячего водоснабжения чаще всего используют общий источник теплоты, что влияет на технические решения схемы приготовления горячей воды. Выбор источника теплоты, а также систем центрального отопления и горячего водоснабжения зависит от ряда факторов таких, как:

- архитектурно-конструкционные особенности здания;
- местные условия теплоснабжения;
- требования потребителя или технологии производства;
- способ эксплуатации здания;
- экологические требования;
- финансовые возможности инвестора.

Проектируемые и переданные в эксплуатацию узлы приготовления и распределения горячей воды должны характеризоваться низким потреблением энергии во время эксплуатации и быть приспособленными к термической дезинфекции. Системы, используемые несколькими

потребителями, должны позволять производить индивидуальный учет потребления энергии для подогрева воды.

Годовое потребление тепловой энергии для приготовления горячей воды невелико – в жилых многоквартирных зданиях, построенных до 1990 г., при правильной эксплуатации составляет 10...20 % от теплопотребления центрального отопления. Секундная потребность в тепловой энергии для приготовления горячей воды в жилом здании из-за специфики ее потребления может быть в несколько раз выше расхода теплоты для отопления. Способ распределения тепловой энергии при выборе источника теплоты зависит от применяемого узла подготовки горячей воды и его взаимодействия с системой центрального отопления. Распределение тепловой энергии является важным при выборе источника теплоты, особенно в связи с тем, что доля теплопотребления системы ГВС возрастает по мере ужесточения требований к теплоизоляции зданий.

В настоящей книге рассматриваются возможные схемы систем ГВС с особым упором на жилые здания. Также особое внимание уделяется применяемым в настоящее время видам систем ГВС, позволяющим осуществлять учет теплопотребления и термическую дезинфекцию системы, а также узлам приготовления горячей воды без баков-аккумуляторов, работающих в системах с приоритетом работы ГВС.

1.2. Влияние температуры горячей воды на коррозию, а также выпадение осадка и камня

1.2.1. Коррозия

Коррозия – это разрушение материала, начинающееся на поверхности металла и прогрессирующее в результате химических или электрохимических реакций. Увеличению скорости коррозии часто способствуют механические повреждения поверхности. Коррозия приводит к значительному техническому и экономическому ущербу. Средства защиты от коррозии должны соответствовать эксплуатационным условиям. Очень часто они значительно отличаются друг от друга. В системах ГВС из металлических трубопроводов (стальных, оцинкованных, медных) имеет место так называемая водная коррозия.

Вопросы коррозии систем водоснабжения при более высоких температурах уже были подробно рассмотрены многими авторами в научных изданиях и в учебниках [2; 5; 12]. В устройствах, работающих при высокой температуре, применяется вода, подготовленная соответствующим образом, из которой удаляется агрессивный кислород путем деаэрации и с помощью химических реагентов. Водоподготовку, а, прежде всего, удаление агрессивных солей, осуществляют с помощью эффективных методов,

например, путем полного обессоливания. Если при этом в оборудовании наблюдается коррозия, то она незначительна, и это является результатом соответствующей подготовки воды.

В системах ГВС с температурой воды 15...90 °C проблема коррозии выглядит иначе. Влиять на качество воды можно лишь в небольшой степени с помощью химических или электрохимических средств, поскольку в нормах относительно водопроводной воды (питьевой) очень четко описан ее состав и свойства. По этим нормам качество и состав воды допускается изменять весьма незначительно.

Довольно сложно противодействовать коррозии в узлах подготовки и распределения горячей воды, поскольку в них одновременно происходит большое количество различных взаимовлияющих реакций. Кроме того, коррозионные отложения не имеют тенденций к растворению. Определить интенсивность коррозии для этих условий чрезвычайно сложно.

Требования потребителей к комфорту и удобству пользования горячей водой постоянно возрастают. В связи с санитарными требованиями по предотвращению развития бактерии *Legionella* температура горячей воды должна составлять 55...60 °C. Однако, для продления срока службы трубопроводов и их защиты от коррозии температура горячей воды должна быть в границах от 45 до 50 °C. Такой температуры вполне достаточно для принятия душа или ванны. В добавок, при использовании современных средств для стирки не требуется вода более высокой температуры. При эксплуатации множества систем ГВС подтверждается факт, что коррозия усиливается вместе с повышением температуры воды. В соответствии с нормами [13] требуется, чтобы температура горячей воды в точке ее отбора составляла 55 °C. Замечено, что при одинаковых условиях одни и те же металлы при температуре 45...50 °C корродируют медленно.

Интенсивность коррозии значительно возрастает при температуре 60...65 °C. При дальнейшем повышении температуры до 70 °C и выше имеют место дополнительные сложные коррозионные процессы, которые могут привести к быстрой сквозной коррозии. Прежде всего, это касается оцинкованных баков и трубопроводов. В то время, как для железа и меди повышение температуры до 70 °C и выше приводит к увеличению интенсивности коррозии, масштаб которой можно предвидеть, то в случае со стальными оцинкованными трубами и баками ситуация выглядит иначе и менее однозначна. Поведение оцинкованного железа при таких температурах зависит от состава воды. В литературе говорится об изменении потенциала цинка при температуре от 60 до 70 °C, и это явление считается главной причиной повышенной коррозии. Изменение потенциала цинка, однако, может происходить только при наличии железа, т. е. только после повреждения оцинкованного покрытия. Следует добавить, что цинк при

более высокой температуре воды, а особенно в пределах от 60 до 70 °C, корродирует намного быстрее, чем при более низких температурах. При более низких температурах это происходит вследствие образования осадка из оксидов в виде сплошной пленки, предохраняющей цинк от дальнейшей коррозии. При более высокой температуре структура оксидов рыхлая, поэтому они вымываются водой. На стыке шестидесятых и семидесятых годов было отмечено большое количество повреждений систем ГВС, изготовленных из стальных оцинкованных труб, что было вызвано коррозией. Возможной причиной этого была высокая температура горячей воды, которая с одной стороны приводила к появлению вымывающегося осадка из цинка, выполняющего роль анода, а, с другой стороны, при слишком высокой температуре происходило изменение полярности цинка по отношению к железу и коррозия разъедала сталь.

При более высокой температуре коррозия железа, цинка и меди в агрессивной воде значительно активизируется. Наиболее устойчивым материалом для такой среды без сомнения является медь.

В то же время техническая вода может обладать ограниченными коррозионными свойствами в результате ее соответствующей химической подготовки без учета санитарных требований. Коррозия затрагивает, прежде всего, металлы. В системах ГВС она появляется, в первую очередь, из-за наличия кислорода, растворенных солей и повышенной температуры воды.

Постепенная коррозия и разрушение металла происходят во время его взаимодействия с химическими веществами, вызывающими эти процессы. Прежде всего, такими веществами являются кислоты, их водные растворы и растворы соли (электролиты) [5; 12]. Это относится также и к питьевой воде, содержащей растворенные соли и имеющей определенную электропроводимость. Причины коррозионных процессов в воде объясняются далее.

Поверхность металлических элементов для системы ГВС из-за механической обработки и их структура (зернисто-кристаллическая) не являются однородными. Вдобавок загрязнение, переменные температурные условия и повреждения приводят к различию электрохимических свойств. В результате при взаимодействии с электролитом разных областей поверхности возникает электрический потенциал и протекает ток. В определенных местах положительно заряженные ионы металла входят в электролит, в то время как в других местах остаются отрицательно заряженные частицы. Этот процесс, объясненный в 1830 г. Ривего, был назван появлением «локальных очагов». Если поверхность двух отличающихся электрохимическим составом областей металла соприкасается с электролитом, то при этом появляются две потенциально отличающиеся друг от друга области

реакции: анодная и катодная. В анодной области ток вытекает из металла и возвращается в него в катодной области. Электрическая цепь замкнута проводимым металлом. Таким образом, появляется гальваническая пара, для которой действуют законы искусственно создаваемых гальванических элементов.

Местный элемент, называемый далее коррозионным элементом, состоит из анода и катода. На аноде металл исчезает в результате перехода в раствор положительных ионов, которые оставляют свободные электроны, поэтому анодная поверхность металла насыщается электронами. Анод растворяется в воде, в зависимости от мощности элемента, быстрее или медленнее. Высвобожденные на аноде электроны проходят через металл к катоду, к которому перемещаются положительные ионы, и разряжаются отрицательными электронами. Катод при этом не разрушается (обычно обрастают осадком нейтрализованных ионов).

Если говорить о полимерах, то при повышении температуры увеличивается скорость процесса их старения, в результате которого происходит уменьшение их прочности/долговечности и ухудшаются их механические свойства. Пример влияния температуры на прочность полимеров показан на рис. 1.1.

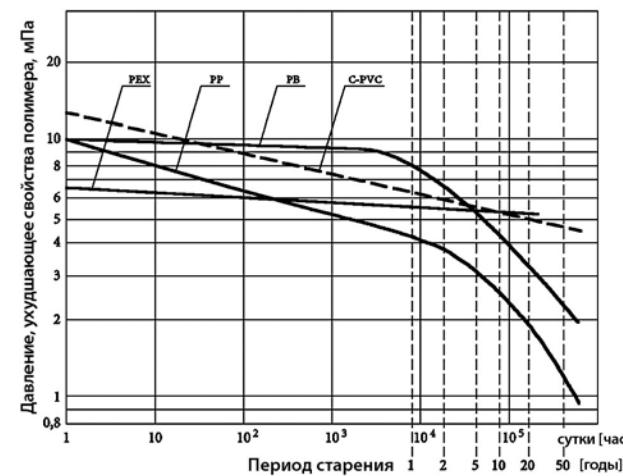


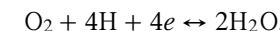
Рис. 1.1. Влияние температуры на долговечность полимеров (PEX – «шитый» полиэтилен, PP – полипропилен, PB – полибутилен, C-PVC – хлорированный поливинилхлорид)

1.2.2. Факторы, влияющие на коррозию

На механизм электрохимической коррозии, помимо основных, влияют дополнительные факторы, например, такие как наличие кислорода и повышенная температура, которые могут в значительной степени повлиять на разрушение материала. Ниже представлен краткий обзор влияния этих факторов, основанный на результатах практических исследований. Он касается, прежде всего, железа, которое является основным материалом инженерных систем [5].

Кислород (O_2)

Самым важным элементом, содержащимся в водопроводной воде, который приводит к коррозии, является атмосферный кислород. Он может быть растворен в воде в количестве до 10 мг/дм³. На его наличие следует обращать особое внимание в воде, насыщенной кислородом, и озонированной воде, поскольку озон искусственно насыщает воду кислородом и в результате вода становится более агрессивной. Начало и продолжение коррозионной реакции зависят в основном от содержащихся в воде или водных растворах агрессивных элементов, из которых кислород является самой распространенной причиной процессов разрушения металлов. Растворенный кислород реагирует с водородом, находящимся на катодной области поверхности коррозии, как показано в данном уравнении:



Кислород в электролите окисляет находящийся в катодной области водород, который как деполяризатор создает сопротивление току, провоцирующему коррозию. В стальных элементах системы в результате окисления находящегося вблизи растворенного железо переходит в нерастворимый гидроксид железа $Fe(OH)_3$, который выпадает в осадок в виде ржавчины. В результате уменьшается содержание железа в растворе, в который в увеличенном количестве могут переходить его ионы, что равнозначно дальнейшему развитию коррозии.

Растворенный свободный оксид углерода (CO_2)

Водопроводная вода содержит растворимые гидрокарбонаты кальция и магния, и чтобы они не перешли в нерастворимые карбонаты, вода должна содержать определенное количество растворенного оксида углерода. Необходимое для этой цели количество оксида углерода имеет название свободного уравновешенного оксида углерода. Он находится в равновесии с растворенными в воде гидрокарбонатами (так называемое карбонатное

равновесие). Избыток оксида углерода по отношению к необходимому количеству нежелателен и называется свободным агрессивным оксидом углерода. Если он присутствует в воде в избыточном количестве, он может непосредственно являться причиной коррозии, даже при отсутствии кислорода, металлов, таких как цинк, железо, медь, при одновременном выделении водорода. При нормальных условиях оксид углерода содержится в питьевой воде в таких незначительных количествах, что водород не выделяется. Однако, если количество оксида углерода больше, чем требуется для так называемого карбонатного равновесия, то он становится фактором, который непосредственно приводит к коррозии и одновременно мешает появлению защитных слоев. Представленное коррозионное влияние оксида углерода может наблюдаться даже и в холодной воде. Во время подогрева воды для питья в устройствах для приготовления горячей воды происходят также дополнительные процессы коррозионного характера. Под влиянием температуры часть гидрокарбонатов переходит в выпадающие в осадок нерастворимые карбонаты и оксид углерода с водой. Вызванная растворенным в воде свободным оксидом углерода (CO_2) коррозия металла растет пропорционально его концентрации и может увеличиваться в присутствии растворенного кислорода.

Растворенные соли

Растворенные соли в зависимости от вида и концентрации также играют определенную роль в коррозионных процессах металлов. Считается, что в случае с железом [5] щелочные соляные растворы задерживают коррозию, нейтральные соляные растворы приводят к нормальной коррозии, кислые растворы соли увеличивают интенсивность коррозии.

Концентрация ионов водорода pH

Показатель pH (концентрация ионов водорода) определяет характер раствора и отражает приблизительный результат всех действующих коррозионных элементов. При более высокой температуре чистая вода слегка кислая (при 50 °C ее pH составляет 6,61). Коррозионная агрессивность воды уменьшается вместе с повышением уровня pH выше 7 (щелочная вода). Медленнее всего коррозия происходит при pH = 10. Если pH воды ниже 7, то это указывает на ее кислотность и агрессивность. В области при pH < 4, в которой имеет место выделение водорода, даже небольшое увеличение концентрации ионов водорода приводит к увеличению скорости коррозии в то время, как для области между pH = 4 и pH = 9 наблюдается практически равномерная скорость коррозии металла.

Температура

Температура смачивающей железо жидкости заслуживает особого внимания, поскольку относящиеся к ней наблюдения в значительной мере касаются также теплоносителей систем отопления, т. е. воды и водяного пара. В целом повышение температуры обозначает подведение энергии, которая приводит к повышенной диссоциации, и в результате этого также увеличивается движение ионов. Это способствует общему увеличению скорости реакции, а следовательно, увеличению скорости коррозии металла. При увеличении температуры на 1 К в результате повышенной диссоциации происходит уменьшение показателя pH на 0,01, что увеличивает влияние коррозии. Концентрация ионов водорода даже в нейтральной воде составляет при 100 °C около 6,12 по сравнению с 7,46 при 0 °C. Как при наличии кислорода, так и оксида углерода в горячей воде коррозия усиливается.

1.2.3. Выпадение осадка и камня в горячей воде

Выделяющийся в воде под действием температуры осадок содержит, прежде всего, нерастворимые карбонаты натрия и магния. Это происходит в результате того, что при нагреве воды карбонатное равновесие смещается, а из растворенных в ней гидрокарбонатов кальция и магния образовываются агрессивный оксид углерода и нерастворимые карбонаты, которые выделяются и оседают в элементах системы. Растворенный в воде свободный (агрессивный) оксид углерода может привести к повышенной коррозии.

Следует подчеркнуть, что в равновесии известь (оксид углерода) играет значительную роль в выпадении камня в системах ГВС. Во время подогрева воды постоянно изменяются условия состояния ее равновесия. Вода до такой степени насыщена высвобождающимся углекислым газом, что растворенные гидрокарбонаты преобразовываются в карбонаты и выпадают в осадок, особенно после достижения температуры кипения. Отложение камня в горячей воде зависит от температуры и времени длительности подогрева. Общая жесткость воды имеет при этом меньшее значение, нежели карбонатная жесткость, которая является самым важным элементом появления накипи. По данным исследований, при непостоянной эксплуатации системы ГВС (с длительным периодом содержания горячей воды в баке), камень начинает образовываться уже при температуре 40 °C. В то время, как при высокой скорости течения горячей воды (при эксплуатации с перерывами), камень начинает образовываться при температуре 50 °C, при постоянной эксплуатации с допустимыми 10-минутными перерывами в потреблении воды – при температуре 60 °C. Ниже в табл. 1.1 [5]

представлено начало процесса образования накипи в зависимости от времени подогрева и карбонатной жесткости подогреваемой воды.

Таблица 1.1. Образование накипи в устройствах приготовления горячей воды [5]

Карбонатная жесткость, °д	Время до начала образования камня, ч, при температуре воды				
	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	80 °C
7,0	120	48	24		Сразу
10,0	120	24	5		Сразу
15,0	120	24	1		Сразу
16,0	120	24	1		Сразу
17,0	120	24	1		Сразу

Из данных этой таблицы ясно видно, что критическая температура начала появления камня равна 50 °C. При жесткости воды свыше 15 °д = 5,35 ммоль/дм³ (°д – немецкий градус) накипь появляется после нахождения воды в трубе уже в течение одного часа. При температуре 60 °C и выше камень образуется сразу же. Образование камня происходит поэтапно. Вначале образуется ил. Затем, спустя некоторое время, он превращается в камень. Это точно такой же камень, который оседает на нагревающих поверхностях.

1.2.4. Оценка коррозионности воды

Сложный характер влияния отдельных элементов воды на ее способность к выпадению осадка и коррозии приводит к тому, что даже если известен ее точный химический состав, тяжело заранее предвидеть, как она себя поведет в данном устройстве. Существуют показатели оценки поведения воды на основании ее состава. Наиболее известный метод основывается на так называемом Индексе Лангельера, который определяется по формуле:

$$J = \text{pH} - \text{pH}_s, \quad (1.1)$$

где J – показатель насыщения; pH – фактический показатель pH воды; pH_s – показатель pH воды в состоянии карбонатного равновесия.

Если $J < 0$, то вода ненасыщена по отношению к карбонату кальция, содержит агрессивный оксид углерода, который препятствует созданию защитных слоев на поверхности металла. В таком случае вода коррозионна, но нет тенденции к выпадению осадка карбоната кальция. Если $J = 0$, то вода стабильна и нет тенденции к созданию осадка оксида углерода и при этом вода не имеет коррозионного характера. Если $J > 0$, то вода

некоррозионна, поскольку в ней не содержится агрессивный оксид углерода, но при этом вода нестабильна – имеет склонность к выпадению осадка карбоната кальция.

Показатель насыщения можно описать опытным путем, измеряя pH исследуемой воды до и после реакции с карбонатом кальция. Значение показателя насыщения может быть определено с использованием соответствующих уравнений или nomogramm на основании температуры воды, ее pH, карбонатной жесткости, общей щелочности и сухих остатков. На основании этого показателя классифицирована коррозионная активность воды при температуре 333 K (60 °C) в стальных трубопроводах. Эта классификация представлена в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Классификация коррозионной активности воды при температуре около 333 K (60 °C) в стальных трубопроводах [2]

Группа воды	Вода	Индекс насыщения горячей воды	Концентрация в холодной воде, мг/дм ³		Коррозионная характеристика горячей воды	Защита от коррозии
			O ₂	Cl ⁻ + SO ₄ ²⁻		
I	Поверхностная Поверхностная	$J \leq -1,0$ $-1,0 < J < 0$	10...14 10...14	Не больше 50 Больше 50	Сильно-коррозионная	Необходима
II	Поверхностная Поверхностная Подземная	$-1,0 < J < 0$ $J > 0$ $J > 0$	10...14 10...14	Не больше 50 Больше 50 Больше 50	Коррозионная	Необходима
III	Поверхностная	$J > 0$	10...14	Меньше 50	Слабокоррозионная	Необязательна
IV	Подземная	$J > 0$	2...4	Меньше 50	Некоррозионная	Не требуется

1.3. Влияние температуры на развитие бактерий в воде и трубопроводах

1.3.1. Введение

В последние годы очень часто, особенно в периодических изданиях, встречаются статьи о бактерии *Legionella*, а также о ее угрозе для жизни и здоровья людей, использующих бытовую горячую воду. Эта бактерия в природе содержится в поверхностных водах. В неправильно функционирующих системах ГВС могут быть места, в которых эта бактерия может хорошо развиваться. Ниже описано, каким образом бактерия *Legionella* угрожает здоровью человека. Также приведена ее краткая характеристика, среда обитания и влияние внешних факторов на ее развитие. Кроме того,

оговорено наличие бактерии вида *Legionella* в системах ГВС, выполненных из различных материалов, методы дезинфекции системы ГВС и советы, касающиеся проверки систем ГВС в связи с наличием бактерии *Legionella*. В конце этого раздела представлены выводы, касающиеся проектирования и эксплуатации систем ГВС, применение которых позволит ограничить опасное влияние этой бактерии на человека.

В распоряжении Министерства здравоохранения [14] предусмотрено, что при соблюдении основных микробиологических требований в воде не могут содержаться бактерии *Escherichia coli* и энтерококки. В то же время дополнительные микробиологические требования предусматривают, что для пробы воды объемом 0,1 дм³ количество микроорганизмов бактерии группы *coli* должно быть нулевым, однако допускается спорадическое наличие отдельных бактерий не в нескольких пробах подряд – до пяти проб в течение года. Общее количество микроорганизмов в 0,001 дм³ воды при температуре (36±2) °C спустя 48 ч не должно превышать 100, при этом при (22±2) °C спустя 72 ч – 50. Бактерии *Clostridum perfringers* (вместе со спорами) не должны быть найдены в 0,1 дм³ воды. К горячей воде предъявляют дополнительное требование – количество микроорганизмов бактерии *Legionella* не может превышать 100 в пробе объемом 0,1 дм³.

1.3.2. Заражение бактерией *Legionella*

Первый, наиболее известный случай заражения бактерией *Legionella* произошел в гостинице «Bellevue-Stratford» в Филадельфии в 1976 году [1]. В этой гостинице проходила встреча около 4500 военных ветеранов из «Американского Легиона», из них 182 человека неожиданно заболели, симптомы болезни были похожи на обычное воспаление легких. Примененные стандартные для такого случая антибиотики оказались неэффективными, и 29 заболевших умерли. Поскольку происхождение болезни было неизвестно, анализировалась в том числе версия покушения на американских военных героев. Начался лихорадочный поиск причины. Прошло немало времени прежде, чем определили, что болезнь вызвана бактерией широко распространенной в природе, которая до сих пор не была выявлена. От названия «Американский легион», в котором служили жертвы и у которых первый раз обнаружили бактерию, ее назвали *«Legionella pneumophila»*, а болезнь, которую она вызывает «легионеллез». Самая масштабная в Европе эпидемия легионеллеза, известная до настоящего времени, имела место в апреле 1985 года в Главной районной больнице в городе Страффорд в Великобритании, где из 101 человека заболевших легионеллезом, умерли 28. В обоих случаях, как доказано позже, причиной

был кондиционер. Источником заражения стал водный аэрозоль, содержащий бактерии *Legionella*, который поступал в помещение из системы кондиционирования.

Легионеллез может протекать в нескольких клинических формах [8]:
 1. Легочный легионеллез, развивающийся чаще всего в летний период. В течение 2...10 дней инкубации пациент чувствует усталость и слабость. Позже проявляются следующие симптомы: высокая температура тела (39,5 °C), боли в мышцах, судороги, сухой кашель, состояние помутнения сознания, атаксия (нарушение координации движений – дискоординация). Затем появляется тяжелое удушье, шок системы кровообращения, даже в течение от пяти до семи дней может наступить смерть. Многие больные жалуются на симптомы воспаления желудка и кишечника, на тошноту и рвоту. Болезнь напоминает воспаление легких. В нераспознанных случаях смертность составляет около 20...40 %. Группой, наиболее подверженной заболеванию легионеллезом легочной формы, являются мужчины в возрасте от 40 лет и выше и женщины в возрасте от 50 лет. Риск заболевания увеличивается при: курении, употреблении алкоголя, сахарном диабете, болезнях, требующих иммуносупрессивного и цитостатического лечения. Люди особенно предрасположенные к этой болезни – пациенты отделений интенсивной терапии, ларингологических отделений, больные с нарушением иммунной системы (после трансплантации и химиотерапии);

2. Заражение с симптомами как в случае заболевания гриппа (Понтиакская лихорадка) – 95 % случаев. Инкубационный период составляет от одного до двух дней, затем появляется лихорадка и боли в мышцах. Болезнь протекает относительно спокойно и проходит сама спустя 3...5 дней;

3. Внелегочное тяжелое общее заражение, возникающее после трансплантации в том числе почек или сердца.

Источником заражения людей является в основном вода, которая в виде водо-воздушного аэрозоля или воды, содержащей бактерии типа *Legionella*, попадает непосредственно в дыхательную систему. Не доказана возможность передачи заражения этими бактериями непосредственно от человека к человеку. Считается, что источником обнаруженных до сих пор случаев заболевания легионеллезом в гостиницах и больницах являются кондиционеры. Также существует подозрение, что причиной могут служить системы ГВС. Почему *Legionella* приводят к такой форме протекания болезни – неясно.

1.3.3. Характеристика бактерии

Палочки бактерии *Legionella* имеют диаметр от 0,2 до 0,7 мкм и длину от 2 до 6 мкм, и могут пребывать как в естественной водной среде, так и в

системах распределения воды. До сегодняшнего дня описано 42 вида бактерий *Legionella* (*Legionellaceae*), из которых выделено 64 серологические группы [8; 9]. Известно, что 17 видов может вызвать у человека заболевание. Самой грозной является бактерия *Legionella pneumophila*.

Все виды *Legionella* являются потенциально патогенными для человека. Среди зарегистрированных заболеваний 80...90 % вызвано видом *Legionella pneumophila* серогруппы 1, а 10...20 % – это болезни, вызванные другими видами *Legionella*.

Случаи заболевания отмечались во многих странах по всему миру [9], в том числе в Польше, что было подтверждено Санитарно-эпидемиологической службой. Ежегодно в Польше наблюдается 1000...1300 заболеваний, среди которых летальный исход колеблется от 5 до 30 %, но реальное количество может быть даже десятикратно выше. В Германии регистрируют около 9000 случаев заболевания в течение года, а в США около 200 тыс.

Бактерии *Legionella* являются естественной составляющей микрофлоры каждой воды и их можно встретить в том числе в питьевой воде, где наряду с этими бактериями находятся другие виды бактерий. Естественной средой для бактерий *Legionella* являются пресные поверхностные воды и грунтовые воды, особенно натуральные источники горячей воды, прибрежные зоны морской воды и почва. Количество этих бактерий в воде составляет $10^3\ldots10^6$ cfu/дм³ (cfu – единица, образовывающая колонию), а в благоприятных условиях может достигать даже 10^8 cfu/дм³. В естественных источниках горячей воды концентрация палочек колеблется от 10^2 до 10^6 cfu/дм³. Бактерии вида *Legionella* имеют огромную способность приспосабливаться к различным условиям окружающей среды. Возможно, что это влияет на патогенность бактерии *Legionella*. Способность возбуждать болезнь, вероятно, значительно меньше при температуре 24 °C чем при 37 °C. Способность палочки к размножению сохраняется при температуре от 15 °C до 46 °C. При температуре 46 °C размножение задерживается, а при 48 °C и выше – бактерии *Legionella* погибают [1]. Их оптимальное развитие происходит при температуре 37...43 °C. В естественной среде при более низкой температуре сильная конкуренция со стороны других микроорганизмов не позволяет им доминировать.

Бактерии *Legionella* живут только в течение нескольких часов. Это значит, что даже если происходит размножение бактерии, за это время другие погибнут. Благодаря этому соблюдается равновесие. По сравнению с другими бактериями из группы *Legionella* размножаются медленно. Прирост количества бактерий, как и их уменьшение при определенной температуре, имеет экспоненциальный характер. С математической точки зрения такое течение событий можно описать с помощью следующих зависимостей:

- для изменения массы бактерий m –

$$\frac{dm}{m d\tau} = A\tau; \quad (1.2)$$

- для изменения количества живых бактерий n –

$$\frac{dn}{n d\tau} = B\tau, \quad (1.3)$$

где A и B – постоянные, зависящие от температуры; τ – время.

В случае размножения бактерий эти постоянные A и B положительны, а в случае их умирания постоянные отрицательны. Различие между массой и количеством бактерий объясняется тем, что, чтобы размножающиеся бактерии начали делиться, в начале должно произойти определенное увеличение их массы. Это означает небольшое запаздывание прироста количества бактерий по отношению к приросту их массы в начальной фазе размножения. Такое запаздывание не наблюдается при отмирании бактерий (постоянные A и B равны) [16]. Это означает, что, если будет определено время, после окончания которого количество бактерий, например, удвоится, то следующее удвоение произойдет спустя такое же время. Были исследованы сроки, за которые бактерии *Legionella* удваивались в зависимости от температуры. Это представлено на рис. 1.2.

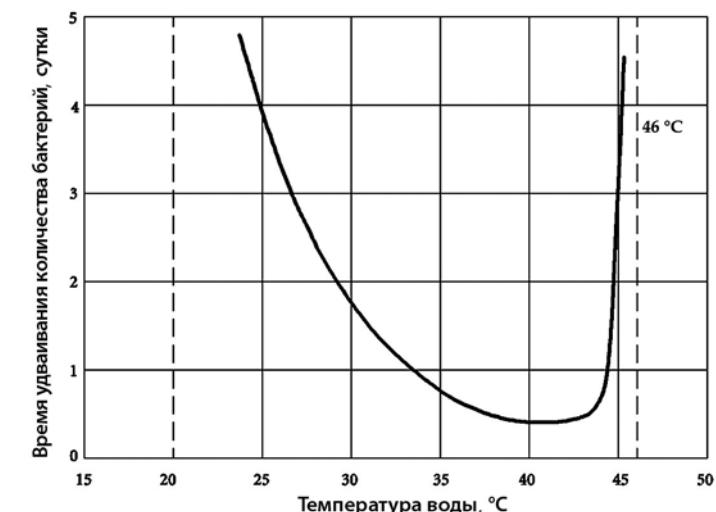


Рис. 1.2. Время удвоения количества бактерий *Legionella* в зависимости от температуры воды [1]

В случае уменьшения количества бактерий более удобно использовать понятие «период гибели 90 % бактерий» или «период вымирания», т. е. период, в течение которого 90 % бактерий гибнет, а 10 % живет. После двух таких периодов остается 1 % бактерий, а после трех периодов – 0,1 % [1]. На рис. 1.3 представлен период вымирания бактерий *Legionella* в зависимости от температуры горячей воды.

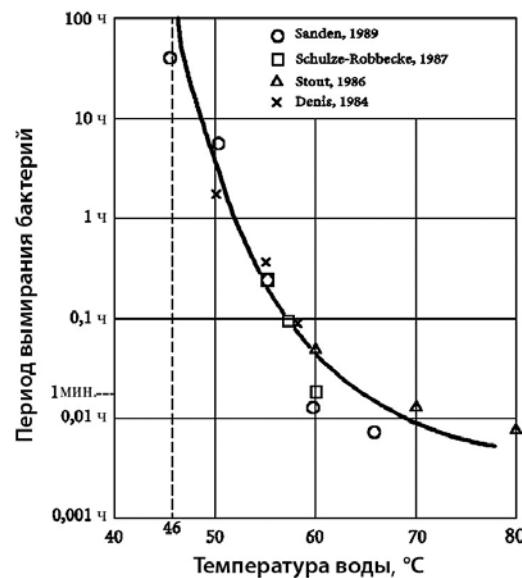


Рис. 1.3. Период вымирания бактерий *Legionella* в зависимости от температуры горячей воды [1]

При температуре 36 °C происходит более быстрое развитие бактерий *Legionella*. В идеальных лабораторных условиях (при отсутствии конкуренции со стороны других бактерий, в оптимальной среде и при оптимальном питании) удвоение количества этих бактерий в колонии происходит в течение трех часов. Для сравнения колония бактерий *coli* удваивает свое количество в идеальных лабораторных условиях в течение 10 мин.

Потребности бактерий *Legionella* в воздухе позволяют отнести их к кислородным бактериям. При этом некоторые авторы относят их к микроаэрофилам. Показатель pH для этих бактерий может колебаться от 5,5 до 9,2. Оптимальный показатель pH окружающей среды составляет 6,8...7,0.

Поскольку бактерии типа *Legionella* встречаются в естественной среде обычно вместе с другими гетеротрофными бактериями (например,

Flavobacterium, Alcaligener, Acinetobacter), протозоами и водорослями, то их четко описанные условия выращивания в лабораторных питомниках свидетельствуют о том, что они не являются свободно живущими бактериями. Эти бактерии черпают необходимые для роста субстанции из живых или отмерших клеток сопутствующих им микроорганизмов. Большая часть этих микроорганизмов гетеротрофна, особенно протозоа из группы амеб и инфузорий. Местом, где развиваются палочки *Legionella* в этих микроорганизмах, являются вакуоли. Они могут содержать десятки, и даже тысячи клеток бактерий. Это, вероятно, объясняет факт их выживания и размножения в естественной среде в экстремальных условиях (как при низких температурах, так и при высоких). Живые клетки бактерий *Legionella* были выделены из клеток протозоа даже при температуре, достигающей 67 °C. До сих пор наличие палочек *Legionella* было обнаружено у амеб рода: *Acanthamoeba*, *Naegleria*, *Hartmannella*, *Vahlkampfia*, *Echinamoeba*, *Saccamoeba*, а также в инфузориях рода *Tetrahymena*, *Cyclidium*. Пребывание *Legionella* внутри этих организмов защищает клетки бактерий от влияния внешних факторов (например, высушивание, высокая температура, средства дезинфекции) и, вероятно, повышает их способность проникать в человеческие клетки [1; 9].

Как упоминалось ранее, бактерии *Legionella* встречаются во всех естественных водах, во влажных местах, озерах, реках, морях, грунтовых водах. В системах очистки водопроводной воды бактерии удаляются не полностью. Таким образом, бактерии в небольшом, неопасном для человека количестве попадают в системы водоснабжения здания. Их концентрация в холодной питьевой воде невелика и составляет 1 cfu/дм³ (cfu – единица, обозначающая колонию). Чувствительность этих бактерий к повышенной температуре горячей воды в системах известна. Считается, что *Legionella pneumophila*, т. е. наиболее нежелательный вид в трубопроводных системах, находится в летаргии при температуре менее 20 °C. Размножается наиболее интенсивно в диапазоне температур 37...43 °C и поддается пастеризации при температуре выше 46 °C. Для правильной оценки динамики процесса размножения и отмирания бактерий *Legionella* важной является температура окружающей среды, при которой живут эти бактерии. Рис. 1.4, подготовленный Волленстрандом [16], иллюстрирует интенсивность размножения или отмирания бактерий *Legionella pneumophila* серо-группы 1 в зависимости от температуры.

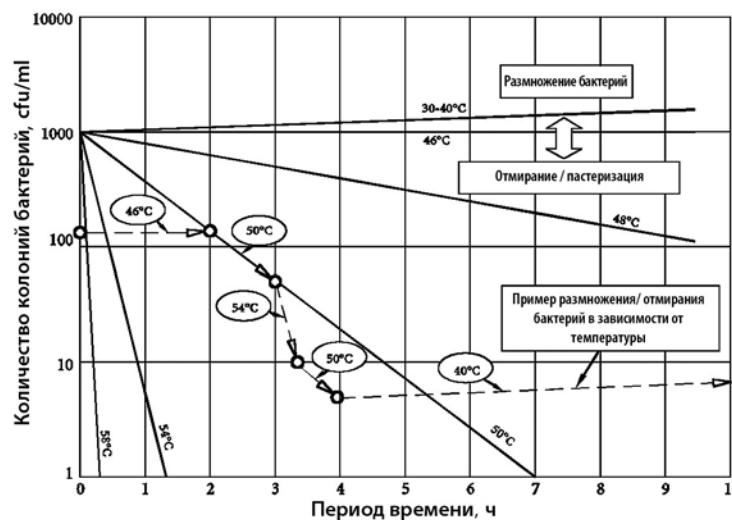


Рис. 1.4. Интенсивность размножения или отмирания бактерии *Legionella pneumophila* серогруппы 1 в зависимости от температуры [16]

Ось ординат при логарифмической шкале представляет количество бактерий на миллилитр горячей воды, а ось абсцисс – шкалу времени. На выбранной логарифмической шкале наблюдается линейная зависимость между количеством бактерий и течением времени при постоянной температуре. Можно сделать вывод, что, например, при 50 °C для уменьшения количества бактерий с 1000 до 100 необходимо 2,3 ч, а спустя следующие 2,3 ч останется только 10 единиц бактерий. Процесс пастеризации намного более быстрый при более высоких температурах. Точки пересечения линий постоянной температуры с осью абсцисс показывают, что для очистки воды от бактерий *Legionella pneumophila* потребуется 7 ч при температуре 50 °C, 1,3 ч – при 54 °C и чуть менее 20 мин. – при 58 °C. При температуре 48 °C этот же процесс занял бы 30 ч.

Вышепредставленный график ясно показывает, что температура имеет значительное влияние на бактерии *Legionella*, на их размножение и вымирание. Поддержание в течение определенного времени высокой – на уровне 60...70 °C температуры воды в баке-аккумуляторе и системе ГВС гарантирует, что спустя относительно короткое время бактерии полностью погибнут. В системах холодного водоснабжения температура воды не должна превышать 15 °C. Это приводит к тому, что бактерии погружаются в летаргию. Следует следить за чистотой системы, нельзя допускать появления застоев воды, а в случае необходимости нужно проводить дезинфекцию системы горячей водой или другими методами.

Для развития бактерий *Legionella*, помимо соответствующей температуры, требуется питание. Таким питанием могут быть другие мертвые микроорганизмы, живущие в накипи, например, в анодной накипи эмалированных нагревателей или в продуктах коррозии. Бактерии развиваются также в коррозионных трещинах. Подходящей средой для их развития являются практически все эластомеры, что следует принимать во внимание при герметизации мест присоединения водоразборной арматуры.

Подходящие условия для развития бактерий *Legionella* встречаются в узлах водоподготовки и в системах ГВС. Заражение системы ГВС может быть временным – в случае, если бактерии появились в одном из элементов системы или арматуры, например, в уплотнителе при распылителе душа, или систематическим – если в системе ГВС существуют места, в которых бактерии *Legionella* постоянно размножаются и откуда они вымываются. В этом случае их концентрация в воде не изменяется даже при интенсивном промывании системы. В случае случайного заражения замена уплотнителей, промывка и очистка от камня, а также продуктов коррозии арматуры или сильный напор воды приводят к уменьшению концентрации бактерий.

Размножению бактерий *Legionella* способствует, прежде всего, слишком низкая температура горячей воды в водонагревателях и баках при длительном периоде ее нахождения, а также появляющиеся в результате недобросовестной чистки и содержания осадка или биопленки. Биопленкой называют трехмерную колонию бактерий, содержащихся в матрицах внешнеклеточных полимеров, проявляющих способность к адгезии к стабильным поверхностям и друг к другу. Формирование матрицы биопленки защищает микроорганизмы (из которых состоит биопленка) от деградационной деятельности факторов окружающей среды. Биопленка образовывается практически на каждой поверхности, которая соприкасается с водой (в том числе на резине, стекле, PVC, PE, РВ, меди). Период образования и толщина биопленки могут быть разными. Плотную структуру биопленки тяжело удалить, поэтому мытье и дезинфекция являются важными факторами, цель которых – предотвращение скопления микробиологических образований.

1.3.4. Наличие бактерий *Legionella* в системах горячего водоснабжения, выполненных из различных материалов

Государственный центр гигиены провел на выбранных польских объектах исследования проб воды и мазков, взятых из систем ГВС жилых зданий на предмет наличия в них палочек *Legionella* [10]. Целью исследования было определение зараженности систем бактериями типа *Legionella* и

влияние материала, из которого выполнена система, в условиях эксплуатации на количество обнаруживаемых палочек. Для выявления палочек *Legionella* взято 21 пробу воды из систем, пять из которых выполнены из медных труб, пять из полипропилена PP, пять из полихлорвинила и шесть из стальных оцинкованных труб. Результаты исследования, представленные в табл. 1.3, показали, что в водопроводных системах имеются бактерии *Legionella* независимо от того, из какого материала сделана система.

Во всех пробах воды обнаружено наличие бактерий из семейства *Legionella pneumophila* серогруппы 2...14. Их наименьшая концентрация (в среднем $1,1 \cdot 10^2$ cfu/(0,1 дм³)) была выявлена в пробах, взятых из системы с медными трубопроводами, и находилась в пределах от $4,8 \cdot 10$ до $2,2 \cdot 10^3$ cfu/(0,1 дм³). При этом в мазке, взятом в этих трубопроводах, не обнаружено их наличие. Поскольку бактерии *Legionella* присутствовали в воде из системы с медными трубопроводами, можно предположить, что в этой системе также находятся колонии палочек *Legionella*. Результаты, основанные на исследовании нескольких проб мазков, не являются показательными для всей системы или же эти бактерии развиваются в элементах системы, выполненных из других материалов (например, из стали). В системах с полипропиленовыми трубопроводами концентрация бактерий выше и варьировалась в пределах от $1,0 \cdot 10^2$ до $4,0 \cdot 10^2$ cfu/(0,1 дм³), в то же время в посеве из мазков этих трубопроводов обнаружено наличие $1,9 \cdot 10^4$ cfu/(0,1 дм³). Бактерии *Legionella* также обнаружены в пробах воды и мазках, взятых из систем с поливинилхлоридными трубопроводами и оцинкованными стальными трубопроводами. В пробах воды из систем с трубопроводами из PVC обнаружена большая концентрация палочек, чем в системах с медными или полипропиленовыми трубопроводами (в среднем $4,7 \cdot 10^2$ cfu/(0,1 дм³)), в пределах от $1,1 \cdot 10$ до $2,2 \cdot 10^3$ cfu/(0,1 дм³). В системах с оцинкованными стальными трубопроводами среди исследованных проб воды концентрация обнаруженных палочек *Legionella* была наивысшей и составляла от $1,0 \cdot 10$ до $1,6 \cdot 10^3$ cfu/(0,1 дм³). В мазках, взятых из этих систем, концентрация бактерий *Legionella* относительно небольшая и составляла $3,0 \cdot 10^2$ cfu/(0,1 дм³) для систем с PVC и $1,9 \cdot 10^3$ cfu/(0,1 дм³) для систем с оцинкованными стальными трубопроводами.

Таблица 1.3. Наличие палочек *Legionella pneumophila* в пробах воды и в мазках, взятых из систем ГВС, выполненных из различного материала [8]

Номер пробы	Проба воды		Мазок трубопровода	
	Количество <i>Legionella</i> , cfu/(0,1 дм ³)	Серогруппа <i>Legionella pneumophila</i>	Количество <i>Legionella</i> , cfu/(0,1 дм ³)	Серогруппа <i>Legionella pneumophila</i>
Система ГВС с медными трубопроводами				
1	$2,5 \cdot 10^2$	2...14	0	–
2	$8,9 \cdot 10$	2...14		
3	$2,3 \cdot 10^3$	2...14		
4	$1,2 \cdot 10^2$	2...14		
5	$4,8 \cdot 10$	2...14		
Система ГВС с полипропиленовыми трубопроводами				
6	$4,0 \cdot 10^2$	2...14	$1,9 \cdot 10^4$	2...14
7	$1,5 \cdot 10^2$	2...14		
8	$1,4 \cdot 10^2$	2...14		
9	$1,0 \cdot 10^2$	2...14		
10	$1,0 \cdot 10^2$	2...14		
Система ГВС с поливинилхлоридными трубопроводами				
11	$1,1 \cdot 10$	2...14	$3,0 \cdot 10^2$	2...14
12	$5,5 \cdot 10$	2...14		
13	$2,2 \cdot 10^3$	2...14		
14	$2,2 \cdot 10$	2...14		
15	$4,2 \cdot 10$	2...14		
Система ГВС с оцинкованными стальными трубопроводами				
16	$1,9 \cdot 10$	2...14	$1,9 \cdot 10^4$	2...14
17	$1,0 \cdot 10$	2...14		
18	$1,4 \cdot 10^3$	2...14		
19	$1,6 \cdot 10^3$	2...14		
20	$1,3 \cdot 10^3$	2...14		
21	$1,1 \cdot 10^3$	2...14		

Результаты представленных выше исследований [10] показывают, что бактерии *Legionella* присутствовали во всех взятых пробах воды независимо от материала, из которого выполнена система ГВС. Во всех пробах обнаружены палочки *Legionella pneumophila* серогруппы 2...14. Концентрация составляла от $1,0 \cdot 10^0$ до $2,3 \cdot 10^3$ cfu/(0,1 дм 3). Концентрация бактерии, превышающая $1,0 \cdot 10^2$ cfu/(0,1 дм 3), представляющая угрозу для здоровья людей, выявлена в 57,1 % пробах воды и они были взяты из систем с полипропиленовыми и оцинкованными трубопроводами. Ни в одной из проб не было обнаружено наиболее опасной для человеческого здоровья бактерии из серогруппы 1. Средняя концентрация обнаруженных бактерий вида *Legionella* была самой низкой в системах с медными трубопроводами. Можно предположить, что это результат бактериостатического влияния ионов меди и ее влияния на образование биопленки. Этот тезис подтверждают результаты исследований других авторов, которые обнаружили, что формирование и развитие биопленки на поверхности меди по сравнению с PVC, полипропиленом и оцинкованной сталью происходит медленнее, а обнаруживаемое количество палочек *Legionella* намного меньше. Эти авторы подчеркивают, что ионы меди тормозят не только размножение бактерий, но также других микроорганизмов (протозоа) [10]. В случае с системами из полимеров на размножение бактерий могут иметь влияние несвязанные органические субстанции, проникающие из системы в воду, такие как растворители, смягчающие средства, клей либо их составляющие и прочее.

Наиболее сильное заражение всей системы обнаружено в доме, в котором система была выполнена из оцинкованных стальных труб. Это является результатом того, что значительное влияние на развитие палочек *Legionella* оказывают осадки, находящиеся на внутренней поверхности трубопроводов. Эти осадки образуются из продуктов коррозии, наносимых из внешней водопроводной сети, а также в случае с трубопроводами из оцинкованной стали – в результате поверхностных коррозионных процессов, происходящих внутри трубопроводов систем ГВС и выпадающей накипи. Известно, что эти осадки являются почвой для размножения бактерий *Legionella*. Эти бактерии обнаруживаются, если во время взятия проб они вымываются водой через водоразборную арматуру вместе с частичками биопленки или частичками продуктов коррозии.

1.3.5. Методы дезинфекции системы горячего водоснабжения

Как следует из исследований, практически во всех системах ГВС присутствуют бактерии *Legionella*. Для уменьшения их концентрации проводится дезинфекция. Дезинфекцию осуществляют химическим или термическим путем, а также с помощью ультрафиолетовых лучей.

Химическая дезинфекция

Существует несколько способов химической дезинфекции. Можно выделить дезинфекцию хлором, ионами меди и серебра, йодом и озоном.

Хлорирование является наиболее распространенным методом химической дезинфекции. Эффективность такой дезинфекции зависит от множества факторов, в том числе от pH, температуры, количества органических соединений и присутствия биопленки. Для дезинфекции применяют различную дозу хлора и различную длительность проведения дезинфекции. Наиболее быстрым является процесс так называемого шокового гиперхлорирования, который заключается в использовании соединений хлора в таком количестве, чтобы достигнуть в течение двух часов концентрации свободного хлора 10 мг/дм 3 . При этом температура воды не должна превышать 30 °C. Затем систему следует промывать, пока уровень свободного хлора не станет 0,1...0,3 мг/дм 3 , а pH воды – 7,6..8,3. Применение хлора и его соединений является эффективным, но имеет также негативные стороны: требуется постоянное наблюдение за системой в связи с тем, что во время хлорирования могут появиться соединения с канцерогенными свойствами. Это может угрожать здоровью потребителей водопроводной воды. Кроме того, использование большой дозы хлора повышает коррозионную активность воды [8].

Дезинфекция ионами меди и серебра состоит в использовании синергетического биоразрушающего действия этих ионов. Предлагаемая доза составляет 0,2...0,4 мг/дм 3 ионов меди и 0,02...0,04 мг/дм 3 ионов серебра [8]. Во время использования этого метода необходимо постоянно наблюдать за концентрацией ионов меди и серебра. В соответствии с распоряжением Министерства здравоохранения Польши относительно требований к качеству воды, предназначенной для потребления людьми [14], концентрация ионов меди не должна превышать 2 мг/дм 3 .

Йодирование состоит в добавлении йода в воду. Применяемая доза йода составляет 16 мг/дм 3 , а время контакта – 1 ч.

Озонирование состоит в использовании для дезинфекции воды сильного окислителя – озона O₃. Сильными дезинфицирующими свойствами обладает атомный кислород, образующийся при распаде озона. Он приводит к сокращению бактерий в течение 5 мин. на 99 %. Однако ввиду сильных окислительных свойств его можно применять для дезинфекции системы ГВС в ограниченном объеме.

Химическое средство дезинфекции должно достичь всех точек системы. Это осуществляют путем кратковременного открытия всей водоразборной арматуры системы. Время контакта должно составлять от одного до двух часов [3].

Представленные выше химические методы в связи с необходимостью

мониторинга, имеют серьезные сложности, вытекающие из поддержания соответствующей дозировки дезинфицирующего средства, а также его неблагоприятного влияния на свойства воды и повышение ее агрессивности. Это побуждает к применению физических методов дезинфекции систем ГВС.

Дезинфекция с помощью ультрафиолетовых лучей

Бактерии *Legionella*, находящиеся в трубопроводной воде, могут быть уничтожены с помощью ультрафиолетового излучения определенной длины. Для такой дезинфекции используют лампы, излучающие волны длиной от 220 до 320 нм. Чаще всего применяют так называемые УФ стерилизаторы, устанавливаемые перед водоразборными точками или группой точек. Они должны соответствовать требованиям относительно рабочей температуры и ограничения расхода горячей воды в системе [4]. На эффективность метода дезинфекции с помощью ультрафиолетового излучения имеет влияние мутность воды и ее цвет. Этот метод эффективен только для бесцветной и прозрачной воды. В этой связи перед такими устройствами необходимо установить фильтры, задерживающие суспензии и осадки.

Термическая дезинфекция системы

Во время термической дезинфекции воду подогревают до температуры дезинфекции в течение необходимого времени. Считается, что во время циклической термической дезинфекции температура воды должна быть не ниже 70 °C [13]. Время дезинфекции составляет от 5 до 30 мин. При температуре воды 70 °C время ее дезинфекции составляет 5 мин., при температуре 65 °C время увеличивается до 10 мин., при 60 °C – до 30 мин. [8].

Во время дезинфекции все водоразборные точки должны быть закрыты, а циркуляционный насос должен все время работать. Такой режим работы системы необходимо поддерживать до тех пор, пока не будет достигнута соответствующая температура во всех стояках. Если невозможно получить необходимую температуру во всей системе одновременно, дезинфекцию производят по частям системы. Точно так же, как и в случае с другими методами дезинфекции, этот процесс необходимо периодически повторять, чтобы минимизировать повторное заселение системы бактериями вида *Legionella*. Следует также помнить об обеспечении безопасности пользователей воды – защите от ошпаривания.

1.3.6. Проверка системы горячего водоснабжения на наличие бактерии *Legionella*

Количество бактерий *Legionella*, которое может привести к заболеванию, точно не определено, однако это достаточно большое количество. Очень

высокая вероятность заболевания существует при загрязнении воды достигающем 10^6 cfu/дм³. Количество бактерий 10^3 cfu/дм³, которые проинкли в дыхательную систему при ингаляции, уже является достаточно высокой дозой, способной вызвать инфекцию при наличии благоприятных условий. После проникновения бактерий в организм болезнь может проявиться спустя несколько дней, иногда даже спустя несколько недель.

Оценка риска и частота контроля горячей воды при использовании воды для различных целей в зависимости от размера колонии бактерий *Legionella*, предложенная Петшем и Вермером [7], подходит для всех видов систем водоснабжения. Кроме того, в этом методе контроля принимается во внимание оценка риска заболеваний в зависимости от того, является ли вода питьевой или нет. На основании этих исходных данных предлагается частота проведения контрольных обследований. Исходные данные представлены в табл. 1.4.

Таблица 1.4. Оценка риска и частота контроля горячей воды для различных целей потребления в зависимости от размера колонии бактерий *Legionella* [7]

Кол-во клеток <i>Legionella</i> в одной пробе	Оценка риска	Способ применения	Частота контроля
Любое наличие <i>Legionella</i> является серьезной угрозой		При непосредственном попадании в легкие, например, во время ингаляции	В этих случаях водопроводную воду необходимо тут же заменить стерильной
$10^4 \dots 10^5 / \text{дм}^3$	Нет риска	Питьевая вода Душевая вода	4 раза в год
	Нет риска	Питьевая вода Душевая вода	4 раза в год
$10^5 \dots 10^6 / \text{дм}^3$	Нет риска Потенциальный риск	Питьевая вода Душевая вода	В коротких промежутках времени
			Внимание: если загрязнение не устраняется во время последующих обследований, рекомендуется проведение чистки и дезинфекции
Больше $10^6 / \text{дм}^3$	Потенциальный риск Угроза	Питьевая вода (вдыхание) Душевая вода	
			Внимание: необходимо тут же повторить обследование. Если результат опять подтвердится, обязательно без промедления отключить сеть и начать дезинфекцию

В табл. 1.5 приведены требуемые санитарно-эпидемиологические процедуры в зависимости от результатов бактериологического обследования воды в водопроводной системе объектов. В табл. 1.6 указана минимальная частота взятия проб горячей воды, а также процедуры в зависимости от результатов ее бактериологического анализа, соответствующие распоряжению Министерства здравоохранения от 29.03.2007 г. относительно качества воды, предназначенный для использования людьми [14].

Таблица 1.5. Порядок действия санитарно-эпидемиологической службы в зависимости от результата бактериологического анализа воды в водопроводных системах объектов [8]

Кол-во клеток <i>Legionella</i> в 1000 дм ³	Действия	Частота контроля
Меньше 10 ²	Не следует использовать в местах повышенного риска, например, в отделениях трансплантологии, онкологии. Система под контролем – кроме мест повышенного риска нет ограничений в использовании	1 раз в год
10 ² ...10 ⁴	Не следует использовать в медицинско-технических приборах, в том числе для их мытья	2 раза в год
Больше 10 ⁴	Полное прекращение использования воды Незамедлительно очистить и продезинфицировать всю водопроводную систему и оборудование, увлажняющее воздух	4 раза в год

Внимание: дезинфекция должна проводиться всегда при обнаружении бактерии *Legionella pneumophila* серогруппы 1.

Таблица 1.6. Минимальная частота взятия проб горячей воды, а также порядок действий в зависимости от результата бактериологического обследования¹⁾ [14]

Кол-во <i>Legionella</i> sp. в 0,1 дм ³	Оценка риска заражения	Порядок действий	Обследование
Меньше 10 ²	Нет/минимальный	Система под контролем – нет необходимости проведения специальных мероприятий	Спустя 1 год или спустя 3 года ²⁾
10 ² ...10 ³	Средний	Если большинство проб положительно, то водопроводную сеть необходимо считать колонизированной палочками <i>Legionella</i> . Нужно обнаружить причину (проводить технический осмотр системы, проверить температуру воды) и предпринять действия, направленные на сокращение количества бактерий. Дальнейшие действия (очистка и дезинфекция) зависят от результата последующего анализа	Спустя 4 недели, если результат обследования не изменится, необходимо произвести очистку и дезинфекцию, повторить обследование спустя 1 неделю, а затем спустя 1 год
10 ³ ...10 ⁴	Высокий	Приступить к обеззараживанию, включая очистку и дезинфекцию системы – вода непригодна для мытья	Спустя 1 неделю после очистки от дезинфекции, затем каждые 3 месяца ³⁾
Больше 10 ⁴	Очень высокий	Незамедлительно вывести из эксплуатации устройства и систему горячего водоснабжения и провести мероприятия по их очистке и дезинфекции	Спустя 1 неделю после очистки и дезинфекции, а затем каждые 3 месяца ³⁾

¹⁾ Если данный результат анализа получен из 1...2 проб, то во избежание точечного заражения необходимо взять большее количество проб.

²⁾ Если в последующих анализах в годовых промежутках обнаружено меньше 100 cfu в 0,1 дм³.

³⁾ Если в последующих двух анализах, выполненных с трехмесячным промежутком, обнаружено меньше 100 cfu в 0,1 дм³, то следующие анализы можно выполнить спустя год. Внимание!

Мероприятия по дезинфекции (термическая или химическая дезинфекция) должны проводиться всегда:

- 1) в случае отключения системы водоснабжения дольше, чем на 1 месяц;
- 2) если система или ее часть была заменена или работы по консервации могли привести к загрязнению системы.

1.3.7. Выводы

Наличие бактерий *Legionella* в воде угрожает здоровью человека. Если зараженную бактериями воду используют для мытья, то, возможно, из нее образуется аэрозоль, вдыхаемый легкими. Особенно велика вероятность попадания аэрозоля с бактериями в легкие при принятии душа. Закрытая душевая кабинка способствует большей и более длительной концентрации капелек воды вокруг человека, который моется. Вместе с частичками воды бактерии *Legionella* попадают в дыхательную систему. Если в воде существует достаточное количество бактерий, вызывающих болезнь, может развиться заболевание.

Бактерии *Legionella* размножаются в воде в пределах температуры от 20 до 46 °C. Оптимальной температурой их развития является 37...43 °C. Следовательно, холодная вода в системе не должна быть выше температуры 20 °C, а горячая вода – быть ниже 46 °C. Исследования показали, что наиболее многочисленные колонии бактерий содержатся в водопроводах с температурой воды 40 °C. Количество этих бактерий в воде обычно удерживается на уровне 10⁴ cfu/дм³, а в осадках их количество может достигать даже 10⁵...10⁹ cfu/см².

Бактерии *Legionella* развиваются особенно быстро в системах ГВС с неправильно функционирующей циркуляцией. Многие старые системы так спроектированы, что вода в трубах охлаждается слишком интенсивно. Часто даже на 5...10 K, что приводит к тому, что вода в системах имеет температуру от 38 °C до 42 °C. При этом время деления бактерий относительно коротко. Поскольку бактерии быстрее делятся, нежели погибают, то их количество растет. Благоприятствующим фактором является то, что другие бактерии, которые при более низкой температуре составляют конкуренцию для *Legionella*, не размножаются. Причиной этого является слишком высокая и неподходящая для них температура. Количество других бактерий резко уменьшается, а бактерии *Legionella* становится все больше.

Одним из наиболее эффективных способов сокращения риска

инфицирования бактериями *Legionella* из системы ГВС является использование технических решений, обеспечивающих правильное функционирование циркуляции горячей воды вместе с поддержанием рекомендуемого уровня температуры воды в циркуляционном контуре. Температура воды в системе ГВС не должна быть менее 50 °C. Это условие невозможно выполнить на участках, где стояки соединяются с водозаборной арматурой в связи с отсутствием циркуляции в них. Эти участки должны быть выполнены из медных труб – материала, в котором *Legionella* практически не развивается. Ввиду распространенности наличия палочек *Legionella* в системах ГВС эти системы должны периодически проверяться.

В связи с тем, что метод термической дезинфекции системы ГВС относительно простой, эффективный и недорогой, он является наиболее приемлемым для широкого применения.

1.3.8. Рекомендации

На основании представленных выше выводов при проектировании и эксплуатации системы ГВС следует учитывать определенные рекомендации.

При проектировании системы ГВС следует:

- запроектировать циркуляцию горячей воды таким образом, чтобы при правильной эксплуатации температура воды во всей системе не опускалась ниже 50 °C, что не позволило бы бактериям развиваться;

- избегать проектирования элементов, в которых могут собираться осадки и образовываться продукты коррозии, которые могут быть местом размножения бактерий *Legionella*, в связи с чем нельзя использовать трубы и элементы из оцинкованной стали;

- участки, соединяющие стояки с водозаборной арматурой, в которых не циркулирует вода, следует проектировать из медных труб – материала, на котором *Legionella* практически не развивается;

- применять оборудование с возможностью термической дезинфекции системы.

При эксплуатации системы ГВС:

- температура воды в циркуляционном контуре должна быть не менее 50 °C;
- следует периодически проверять систему на наличие бактерий *Legionella*;
- при необходимости проводить термическую дезинфекцию системы.

1.4. Влияние температуры горячей воды на организм человека

1.4.1. Восприятие горячей воды человеком

Люди по разному воспринимают температуру горячей воды. Когда человек подставляет руку под воду, его реакция трехступенчатая [1]:

1. Регистрация чувства;
2. Решение, является ли это ощущение приятным или болезненным;
3. Повреждение тканей, если температура слишком высокая и время контакта при такой температуре слишком длительное.

Ниже представлен анализ восприятия и влияния температуры воды на человека, подробно проведенный Брундреттом [1] на основании нескольких десятков литературных источников.

Каждый человек имеет сеть рецепторов температуры в количестве около 10/cm², расположенных на глубине 0,2 мм под поверхностью кожи. Эти рецепторы высыпают импульсы в мозг, а частота этих импульсов зависит от текущей температуры кожи и от темпа изменения температуры. Среднее время распознания чувства тепла или холода с момента получения импульса находится в пределах от 0,15 до 0,25 с. Человеческая кожа имеет в основном толщину 1...2 мм, при этом наиболее толстая кожа расположена на спине, а наиболее тонкая – на веках. Теплоощущение человека изменяется линейно в зависимости от температуры воды. Руки воспринимают температуру 33 °C как нейтральную. Она соответствует нормальной температуре рук в комфортных условиях. Повышение температуры на каждые последующие 7...8 °C приводит к тому, что восприятие температуры изменяется от ощущения воды теплой, горячей и слишком горячей. Эксперименты, основанные на погружении домохозяйками рук в воду доказывают эту взаимосвязь (рис. 1.5).

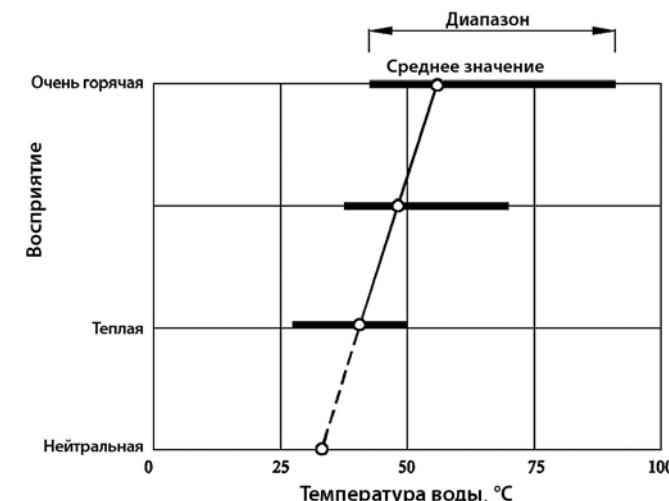


Рис. 1.5. Субъективное восприятие домохозяйками температуры воды (проверка путем погружения рук) [1]

Неожиданным стало то, что наблюдалась очень большая разница в индивидуальном восприятии. Особенно – при высокой температуре. Определение «очень горячая вода» относилось к воде с температурой 43...93 °С.

Исследование пользователей воды показывает отличие в оценке разными людьми. Температура мытья посуды находится в пределах от 35 до 54 °С и в среднем составляет 48 °С. Душ принимают обычно при температуре 31...46 °С, что в среднем равно 41 °С. Результаты исследований, полученные различными авторами, представлены на рис. 1.6 [1].

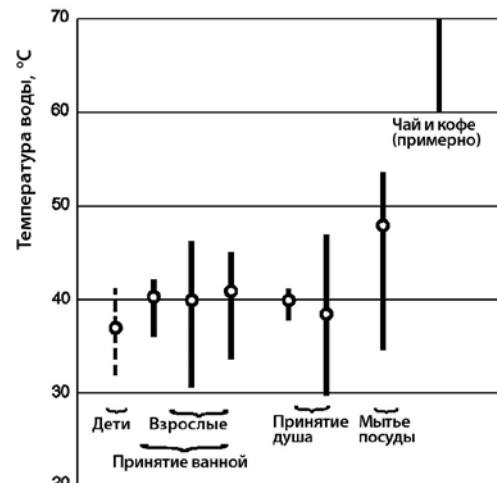


Рис. 1.6. Типичное предпочтение потребителем температуры горячей воды [1]

В 1982 году проведены исследования ощущений добровольцев, моющихся под душем: 69 мужчин и 28 женщин. В основном они оценивали свое восприятие температуры воды при ручной настройке до мытья. Лишь некоторые из них корректировали температуру во время мытья. Спустя две минуты с начала пребывания под душем их просили настроить комфортную температуру. Еще через две минуты их просили повысить температуру до максимальной, которую они могут выдержать. Эта новая температура поддерживалась в течение следующих двух минут. Результирующая кривая ощущения мужчинами температуры воды, устанавливаемой в двух последующих экспериментах, представлена на рис. 1.7. Кривая для женщин выглядит подобно.

Когда добровольцев просили об установке максимальной температуры воды, появлялась определенная разница. Женщины в этом случае выдерживали температуру на один градус выше, чем мужчины. Во время эксперимента не использовалась вода выше 48 °С. Среди опрошенных, принимающих душ, семеро предпочло мыться при температуре немного выше 40 °С.

Одно американское исследование 120 студентов, во время которого они принимали душ в таких же условиях, как и выше, показало, что комфортная температура воды, вытекающей из душа, в среднем составляет 39 °С. Однако, хотя при уменьшении напора воды, средняя температура, устанавливаемая добровольцами, составляла 41 °С.

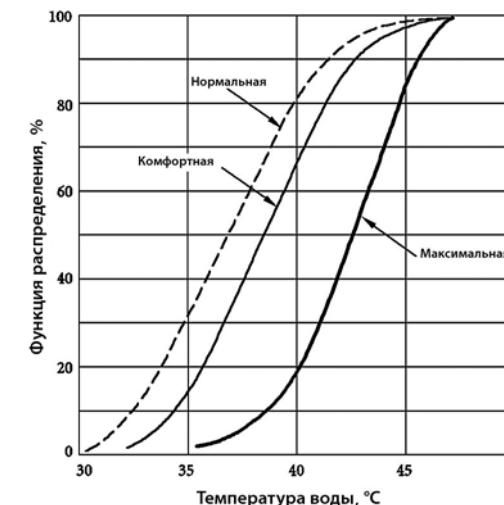


Рис. 1.7. Теплоощущение человека при принятии душа (обследование 69 взрослых мужчин) [1]

Существуют три других фактора, влияющих на теплоощущение человека. Самым важным является адаптация. Когда мы погружаем руку в горячую воду, очень быстро появляется чувство тепла, а затем в результате привыкания это чувство ослабевает. Некоторые терапевтические ванны основаны на том же принципе прогрессивного роста температуры воды, к которой адаптируется больной. Диапазон температуры, к которой может приспособиться кожа, составляет 29...37 °С. Остальные два фактора – это площадь и расположение стимулированной поверхности кожи. Теплоощущение наиболее воспринимается на поверхности стимулированной кожи свыше 300 см². Некоторые части тела более чувствительны, чем другие. Этот факт еще не был исследован, но, например, рот менее чувствителен, чем остальные части тела и люди могут пить чай или кофе намного более высокой температуры, чем они могут удержать в руке. Матери по традиции используют локоть для проверки температуры воды, подходит ли она для ванны очень маленьких детей, поскольку кожа на локте более чувствительна к температуре.

Ощущение температуры холодной воды проверялось на примере четырех взрослых мужчин. Результаты исследований представлены на рис. 1.8. Было определено, что вода с температурой 21 °C воспринимается как холодная.

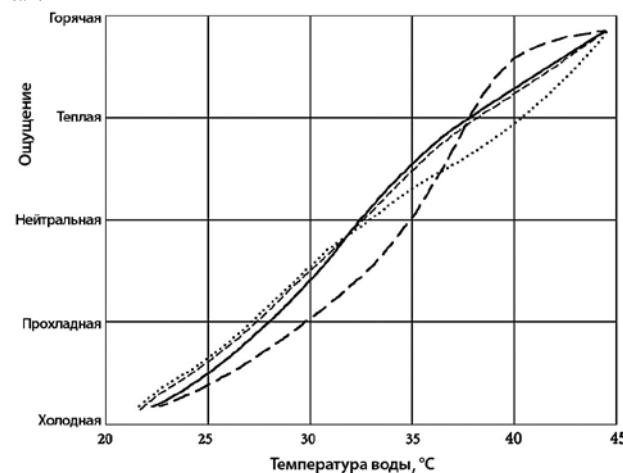


Рис. 1.8. Ощущение температуры воды при погружении рук (обследование четырех взрослых мужчин) [1]

Результаты эксперимента на восприятие «очень горячей» воды оказались чрезвычайно сходными. На рис. 1.9 представлены результаты.

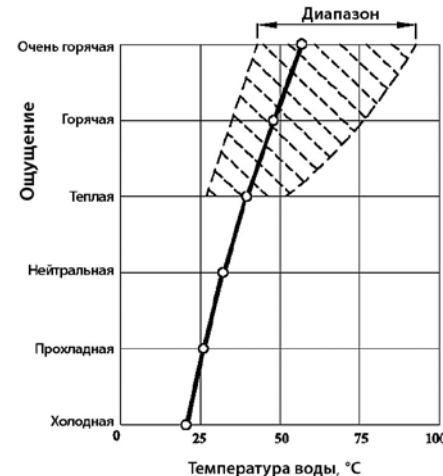


Рис. 1.9. Ощущение температуры воды (ниже уровня «теплая» количество проб слишком мало, поэтому граница не представлена) [1]

1.4.2. Ощущение боли

Когда мы распознаем теплоощущение, которое длится около 0,15...0,20 с, мы решаем, является ли оно приятным или болезненным. Распознание, является ли такое ощущение болезненным, длится 0,4...1 с.

Боль появляется, когда руки погружены в воду с температурой ниже 18 °C или выше 42 °C. Боль в пальцах появляется спустя одну минуту после погружения их в воду с температурой 18 °C. При более низкой температуре воды боль более ощутима и появляется быстрее. В результате эксперимента (проводимого с 40 молодыми мужчинами – 15...28 лет) с целью определения болевого порога при более высокой температуре оказалось, что температура колебалась от 36 до 45 °C, что в среднем составляет 42 °C. Из проводимых наблюдений следует, что в среднем болевой порог находится на уровне немного выше 45 °C. При 46 °C боль достигает максимума спустя 7 с и прекращается спустя 20 с. Вода с температурой 48 °C вызывает сильную боль, восприятие которой не уменьшается спустя 30 с. Это отображено на рисунке 1.10.

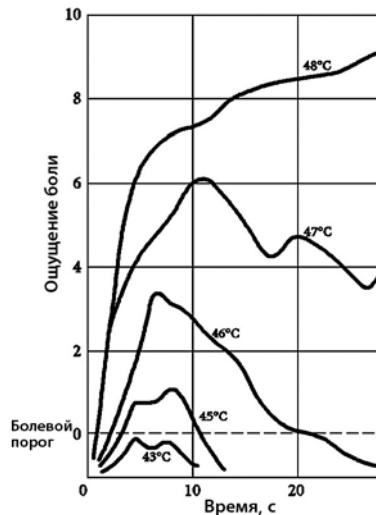


Рис. 1.10. Изменение ощущения боли при погружении руки в воду с разной температурой [1]

Связь между ощущением боли и температурой тела не является линейной. Темп роста ощущения боли снижается при температуре выше 48 °C. Этот эффект отображен на рис. 1.11.

При температуре, не вызывающей боли – 18...48 °C, теплоощущение от

погруженных рук в горячую воду зависит от состояния теплового равновесия тела. Если температура человека ниже температуры воды, то горячая вода воспринимается как приятная. Если температура тела человека выше температуры воды, то ощущение при соприкосновении неприятное.

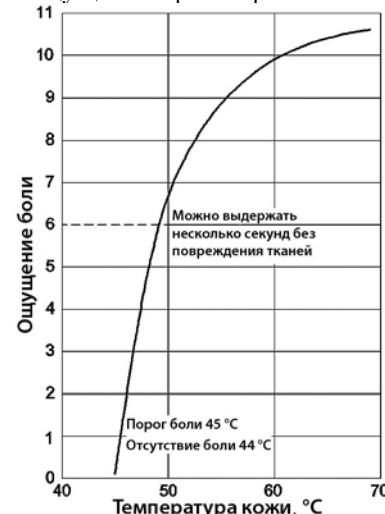


Рис. 1.11. Ощущение боли в зависимости от температуры кожи [1]

1.4.3. Ожоги

Ожоги описывают как наиболее частые последствия несчастных случаев с участием детей, вызванные воздействием температуры. При ожогах необходима госпитализация. Около 7...17 % таких ожогов вызвано горячей водой из системы ГВС. Наибольшему риску подвержены дети в возрасте от 1 до 3 лет. Ретроспективный анализ 196 случаев ожогов людей горячей водой, которые лечились в течение свыше четырех лет в больнице Нью-Йорка, свидетельствует о том, что 50 % пациентов были младше 4 лет. Другой группой риска, представленной 27 % случаев, были люди в возрасте свыше 60 лет. Большинство остальных случаев пришлось на людей психически или физически неполноценных. Подобные результаты получены в Канадской больнице за период исследования свыше 10 лет. В этой больнице зарегистрировано 33 ожога горячей водой системы ГВС, из которых пять человек погибли. Около 52 % пациентов было в возрасте до 5 лет, 30 % составляли инвалиды и 9 % пациенты старше 65 лет [1].

На рис. 1.12 представлена структура кожи человека. На ладони роговой слой эпидермиса (*stratum corneum*) имеет толщину около 0,05 мм, находящийся под ним эпидермис имеет толщину приблизительно 0,01 мм,

а непосредственно кожа – 0,5...0,7 мм. Ниже расположена подкожная жировая ткань, толщина которой зависит от состояния питания, времени года, образа жизни, пола и т. д.

Эксперименты на животных доказали, что повреждение в результате ожога является простой химической реакцией. Процент повреждения кожи является функцией температуры и времени. Он протекает подобно у свиней, морских свинок и людей. Существует отличие в податливости к повреждению частей туши свиньи. Уши, бедра и ягодицы наиболее уязвимы, а шея и средняя часть спины менее уязвимы, чем поверхность кожи, покрывающая боковую часть бедер, грудной клетки и живота. Быстрота изменений не зависит от поверхности кожи, подверженной ожогам. Степень ожога зависит главным образом от температуры: при возрастании температуры на один градус (в диапазоне температуры 44...51 °C) количество поврежденной ткани возрастает в два раза.

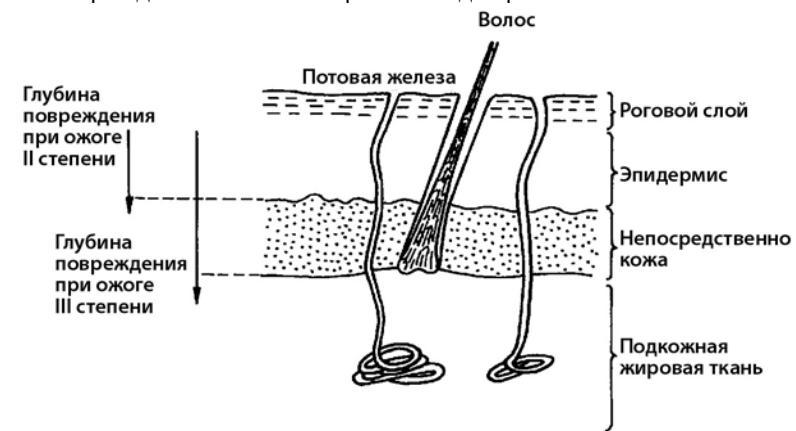


Рис. 1.12. Структура кожи. Ожог III степени разрушает непосредственно кожу, которая воспроизводит новые клетки [6]

Кожа является одной из самых больших частей тела как по размеру, так и по пропорции к массе тела: она составляет 6 % общей массы тела. Ее основная функция состоит в защите тела от физического, химического и биологического (микроорганизмы) воздействия окружающей среды. Тяжесть ожога является функцией как масштаба ожога, так и глубины разрушения кожи. Жизнь человека находится под серьезной угрозой, если разрушается более 40 % кожи. Самые серьезные ожоги разрушают всю кожу, в том числе непосредственно кожу, что не позволяет ей восстановиться. Новая кожа растет от краев раны, а ее рост в виде сросшейся ткани происходит очень медленно. Такие ожоги называются ожогами III степени

и для лечения таких ран, которые больше, чем несколько квадратных сантиметров, применяют технику пересаживания кожи. Если непосредственная кожа полностью не разрушена (в ней находится достаточно оставшихся клеток кожи, чтобы обеспечить развитие новой кожи), выздоровление будет происходить быстро. Такое повреждение называется ожогом II степени [4].

Влияние времени воздействия и температуры воды на ожог было тщательно исследовано на свиньях и подтверждено при меньшем количестве экспериментов на людях. Результаты представлены на рис. 1.13. Линия дискомфорта добавлена позже и определена в результате других исследований.

Приведенные выше исследования позволили определить пороги реакции на температуру:

- менее 44 °C;
- между 44 и 51 °C;
- более 51 °C.

При температуре между 44 и 51 °C несложно предопределить степень повреждения кожи: в соответствии с принципами химической реакции рост температуры воды на один градус приводит к двухкратному увеличению повреждения кожи.

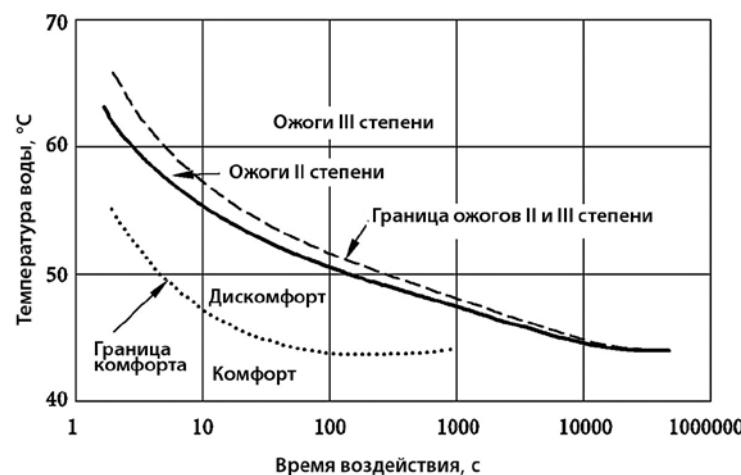


Рис. 1.13. Влияние времени воздействия и температуры воды на ожог [1]

При температуре, не превышающей 44 °C, повреждения всегда менее серьезные, чем могло бы следовать из простой зависимости повреждения от температуры. Это связано с высокоразвитой способностью кожи к приспособлению. Кроме того при температуре 44 °C скорость вредных изменений превышает восстановительные способности кожи так незначительно, что

должно пройти больше 6 ч, прежде чем произойдут необратимые изменения в основном слое эпидермиса (который отвечает за процесс регенерации кожи).

При температуре выше 51 °C время воздействия недостаточно для достижения термического равновесия и более глубокие слои ткани еще не достигли температуры, которая бы повредила внешние слои. Измеренная степень повреждения ниже, чем предполагалось на основании принципов химических реакций. Этот эффект изображен схематически на рис. 1.14.



Рис. 1.14. Факторы, влияющие на степень ожога. Прерывистая линия показывает теоретические повреждения при отсутствии градиента температуры, или если клетки не восстанавливаются [1]

1.4.4. Выводы

1. Восприятие человеком температуры воды, проверяемое путем погружения рук, имеет практически линейную зависимость от температуры воды. Температура воды должна измениться на 6...8 °C, чтобы привести к изменению в категории теплоощущения. Восприятие «тепло» чувствуется в среднем при 40 °C, в то время как «горячо» при 48 °C. На другом конце шкалы восприятие «холодно» наблюдается при температуре 20 °C. Наше теплоощущение отличается в зависимости от того, какие части тела мы подвергаем тепловому воздействию. Традиционно считается, что, например, локоть воспринимает температуру на 3 °C точнее, чем рука и поэтому локтем оценивается температура ванны для новорожденных.

2. Исследование горячей воды показывает, что детей купают в воде при температуре 37 °C (диапазон 32...41 °C), в то время, как взрослые выбирают для себя температуру около 40 °C (диапазон 31...46 °C). Температура во

время мытья под душем для взрослых подобна (диапазон 31...47 °C), хотя фактическая температура воды под душем быстро уменьшается, когда она вытекает из душевой насадки. Максимально допустимая температура только на 3...4 °C выше комфортной температуры. Температура горячих напитков обычно составляет 60...70 °C и она намного выше, чем температура воды, которую мы можем выдержать без угрозы для здоровья.

3. Боль является крайней информацией о дискомфорте. Для обычного человека дискомфорт начинает ощущаться, когда руки погружены в воду с температурой ниже 18 °C или выше 43 °C. Диапазон чувствительности между отдельными людьми широк и болевой порог для горячей воды изменяется от 36 до 45 °C. Болевой порог исчезает спустя несколько секунд. При более высокой температуре ощущение боли намного острее и длится намного дольше. Ощущение боли не связано непосредственно с повреждением ткани.

4. Повреждение ткани в результате ожога является функцией длительности воздействия и значения температуры. Для температуры в диапазоне 44...51 °C время, необходимое для возникновения ожога больше, чем 1 мин., при этом кожа быстро нагревается до температуры воды. В этом диапазоне температуры скорость реакции удваивается с каждым возрастанием на 1 °C. При 44 °C требуется 6 ч воздействия, чтобы произошел ожог, а при более низкой температуре шкала времени такая длинная, что улучшение клеток и темп регенерации одинаковы с темпом повреждения. При температуре выше 51 °C кожа повреждается при нагревании. Термическое равновесие не достигается и заметная скорость реакции ниже, чем можно было бы ожидать на основании экстраполяции данных на более низкую температуру.

1.5. Требования к горячей воде

Горячая вода с точки зрения физико-химических и санитарных свойств должна соответствовать требованиям распоряжения Министерства здравоохранения от 29 марта 2007 года относительно качества воды, пред назначенной для использования людьми [3]. В случае горячей воды, применяемой для технологических процессов, требования к физико-химическим свойствам определяются технологическими процессами.

Вода, предназначенная для питья, не является химически чистой, она содержит растворенные соли и газы. В среднем в питьевой воде содержится 0,2...0,5 г соли на дм³. Эти соли можно разделить на две группы: соли, приводящие к жесткости воды: в основном Ca(HCO₃)₂ гидрокарбонат кальция, Mg(HCO₃)₂ гидрокарбонат магния и другие соли кальция и магния и нейтральные соли, например, гидрокарбонат натрия NaHCO₃, хлорид

натрия NaCl, сульфат натрия Na₂SO₄ и другие. Среди растворенных газов самыми важными являются кислород O₂ и оксид углерода. Содержание соли и растворенных газов влияет на поведение воды при более высокой температуре, особенно на выпадение накипи и на коррозионные свойства воды.

Пособия по проектированию представляют общепринятую практику и стремятся к экономически обоснованным и практическим решениям. Рекомендуемая температура воды в Великобритании в зависимости от назначения ее применения и в различных элементах системы показана на рис. 1.15 [1].

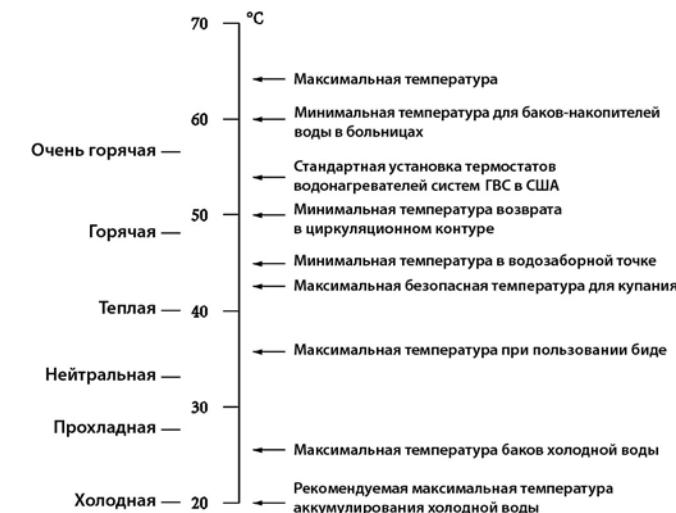


Рис. 1.15. Рекомендуемая температура воды в Великобритании [1]

Выбор температуры аккумулируемой горячей воды определяется оптимумом между экономической выгодой от применения меньшего бака при более высокой температуре, увеличением риска ожогов и увеличением каменного осадка или коррозии. Пятьдесят лет назад рекомендуемая британскими нормами температура аккумулируемой воды (для мягкой воды) составляла 71 °C (1954). Позже – 65 °C (1970). В последнее время, особенно для больниц, – 60 °C (1990). Специалисты из Великобритании считают, что 60 °C – это максимальная температура аккумулируемой воды для обычных условий (1988). Принятая температура горячей воды в отдельных странах показана в табл. 1.7.

Таблица 1.7. Минимальная и максимальная температура горячей воды в разных странах [15]

Страна	Температура горячей воды	
	минимальная, °C	максимальная, °C
Австрия	-	50
Дания	50	65
Финляндия	50	60
Франция	50	60
Германия	50	55..60
Венгрия	40	65
Италия	48	53
Польша	45 (до 15.06.02)	55 (до 15.06.02)
	55 (с 15.06.02)	60 (с 15.06.02)
Словения	-	60
Швеция	50	65

Считается, что температура может понизиться приблизительно на 2 °C в баке-аккумуляторе при каждом его наполнении. Также небольшое падение температуры может произойти в больших циркуляционных контурах (5...10 °C). Более значительное падение температуры может произойти при разбрзгивании воды из душа. Поэтому минимальная рекомендуемая температура циркуляционной обратной воды должна составлять свыше 50 °C.

В соответствии с данными CIBSE (Институт инженеров по обслуживанию зданий, Великобритания) (1987) требуется, чтобы минимальная температура горячей воды, поступающей из водоразборной арматуры составляла 46 °C, в то время, как британское Министерство здравоохранения в целях защиты здоровья людей обязывает информировать соответствующие власти в случае падения температуры горячей воды в водоразборных точках ниже 45 °C. В особых случаях в детских отделениях больниц или в перинатических отделениях, там, где пациенты могут остаться без наблюдения, горячая и холодная вода смешивается в терmostатических смесителях и ее максимальная температура должна быть ниже 43 °C. Максимальная температура воды для биде составляет 37 °C.

ASHRAE (1987) (Американское сообщество по отоплению, охлаждению и кондиционированию) советует временно направлять поток воды с температурой 77 °C в водоразборные точки и распылители душа в объектах здравоохранения и в больницах.

В соответствии с распоряжением Министерства инфраструктуры Польши от 12.04.2002 г. относительно технических условий, которым должны соответствовать дома и их расположение [13], система ГВС должна обеспечивать получение в точках водоразбора воды с температурой t_{cwu} не

ниже, чем 55 °C и не выше, чем 60 °C. При этом система должна позволять проводить сезонную термическую дезинфекцию при температуре воды не ниже 70 °C. Увеличение температуры горячей воды должно способствовать ограничению развития так называемой биопленки, в которой могут присутствовать болезнетворные бактерии *Legionella pneumophila*. В случае с горячей водой, применяемой в производственных процессах, ее температура определяется технологическими требованиями.

Литература

1. Brundrett G. W.: *Legionella and Building Services*, Oxford, Butterworth Heinemann, 1992.
2. Chomicz D.: *Ochrona urządzeń centralnego ogrzewania i ciepłej wody przed osadami i korozją*, Warszawa, Zakład Wydawnictw CRS, 1975.
3. DVGW – Arbeitsblatt W 291. Desinfektion Von Wasservesorgungsanlagen.
4. DVGW – W 294. UV-Desinfektionsanlagen für die Trinkwasserversorgung.
5. Herre E.: *Ochrona przed korozją instalacji sanitarnych*, Warszawa, Arkady, 1972.
6. Jabłońska S., Chorzęski T.: *Choroby skóry dla studentów medycyny i lekarzy*, Warszawa, Wydawnictwo Lekarskie PZWL, 1994.
7. Krogulska B. Matuszewska R.: *Bakterie z rodzaju Legionella w wodzie z natrysków w budynkach użyteczności publicznej*. Instal 2000, nr 5, s. 23-28.
8. Krogulska B., Matuszewska R.: Problemy związane z występowaniem bakterii z rodzaju Legionella w instalacjach wody ciepłej i urządzeniach wytwarzających aerosol wodno-powietrzny w obiektach opieki medycznej, część 7, rozdział 5 9.3-9.12 w: *Higiena w placówkach opieki medycznej. Fachowy poradnik dla zarządzających placówkami opieki medycznej oraz lekarzy*. Praca zbiorowa pod red G. Dulny, e. Lejbrandt, Verlag Dashofer, Warszawa grudzień, 2003.
9. Matuszewska R.: *Bakterie z rodzaju Legionella – występowanie i zagrożenie zdrowotne*, Instal, 2002, nr 12, s. 50-58.
10. Matuszewska R., Krogulska B.: *Występowanie bakterii z rodzaju Legionella w instalacjach wodnych wykonanych z różnego materiału. Rozkład i korozja mikrobiologiczna materiałów technicznych*, w: III Ogólnokrajowa Konferencja Naukowa „Rozkład i korozja mikrobiologiczna materiałów technicznych”, Łódź 8-10 września, 2003.
11. Recknagel, Sprenger, Hönnemann, Schramek: *Poradnik Ogrzewanie i klimatyzacja*. Gdańsk, EWFE.
12. Reinders H.: *Korozja w instalacji centralnego ogrzewania. Nowa technika w inżynierii sanitarnej. Ogrzewanie i wentylacja 2*, Warszawa, Arkady, 1972.
13. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 roku w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. Dz. U. 75/2002, poz. 690.
14. Rozporządzenie Ministra Zdrowia z dnia 29 marca 2007 roku w sprawie jakości wody przeznaczonej do spożycia przez ludzi. Dz. U. 61/2007, poz. 417.
15. Różański J.: *Europejskie wytyczne techniczne dla przygotowania ciepłej wody użytkowej*. Instal, 2005, nr 11, s. 42-46.
16. Wollerstrand J.: *Cyrkulacja ciepłej wody użytkowej w świetle nowych wymagań temperaturowych i sanitarnych*, w: III Forum Cieplowników Polskich, Międzyzdroje 20-22 września 1999, Szczecin, PUI KURSOR, 1999, s. 196-202.

2. ХАРАКТЕРИСТИКА РАСХОДА ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

2.1. Введение

Потребление горячей воды в жилых зданиях характеризуется значительной неравномерностью как в течение суток, так и в отдельные дни недели. Количество потребляемой воды является случайной величиной. В разные дни, в одно и то же время при прочих равных условиях, вероятность потребления аналогичного количества воды маловероятна.

В действительности параметры, характеризующие потребление горячей воды, могут иметь как большие, так и меньшие значения, используемые при проведении расчетов. Поскольку работа узла подготовки горячей воды напрямую зависит от значения этих параметров, крайне важно знать характер их изменений, и по возможности, влияние этих изменений на работу системы в целом.

Характер потребления горячей воды в течение суток в жилых зданиях с центральной системой ГВС зависит от множества переменных. Среди них можно выделить такие, которые связаны с характеристикой самого объекта, а также факторы, связанные с группой людей, проживающих в этом доме. К переменным, связанным с объектом, относят [28; 30; 34; 35; 40; 41; 42]:

- количество квартир и их санитарно-техническое оборудование, расходующее горячую воду;
- способ расчета за горячую воду (приборный – расходомером или пашальныи – оплата за право пользования);
- температуру горячей воды;
- давление в водопроводной системе;
- характеристику распределения горячей воды, в частности, технических решений для обеспечения циркуляции горячей воды и для работоспособности системы.

Среди переменных, связанных с группой проживающих в доме людей выделяют [3; 24; 30; 32; 33; 40]:

- количество проживающих в отдельных квартирах;
- индивидуальные привычки и степень активности жильцов в зависимости от времени суток и категории дня (рабочий день, выходной день, праздничный день);
- демографическую структуру жильцов;
- социальную структуру жильцов и связанные с этим часы их работы;
- уровень жизни жильцов и присущие им навыки гигиены;
- поведение жильцов в зависимости от времени суток, поры года и метеорологических условий;
- привлекательность телевизионных программ.

Описанные выше переменные оказывают влияние на количество

потребляемой воды и разброс потребления во времени. Кроме того, эти факторы сопряжены с помощью различных связей, изменяемых во времени, связанных с фактом одновременного использования горячей воды из системы ГВС. Подробный анализ указанных переменных, а также их влияние на потребление горячей воды представлен в работах, цитируемых ранее. Среди всех перечисленных переменных, влияющих на общее потребление горячей воды, наиболее важными считаются количество жильцов, категория дня, оснащение квартир водоразборной арматурой, а также способ оплаты за потребленную воду. Уже на этапе проектирования дома, на основании характеристики квартир можно установить приблизительное количество будущих жильцов, а также стандарт оснащения квартиры. Изменение уровня потребления воды в течение дня, прежде всего, зависит от категории дня, индивидуальных склонностей и привычек жильцов в определенное время суток. Что касается остальных перечисленных переменных, то можно говорить лишь об их качественном влиянии на величину и характер изменения потребления. Точные качественные зависимости между ними не поддаются анализу. Это связано со случайностью самих переменных, а также со стохастическим характером потребления горячей воды.

В отелях уровень потребления воды зависит от категории объекта, количества ванн и душевых кабин. Самый высокий уровень потребления горячей воды наблюдается в эксклюзивных отелях. А пиковый расход воды в течение суток приходится на утренние и вечерние часы.

В спортзалах и гимнастических залах школ наивысший уровень потребления воды наблюдается сразу после завершения соревнований, занятий или тренировок. На заводах, производственных предприятиях и других объектах подобного типа максимальный уровень потребления горячей воды тесно связан со временем завершения работы. Именно в такие часы умывальники и душевые кабины используют наиболее интенсивно.

2.2. Параметры, характеризующие уровень потребления горячей воды

2.2.1. Параметры, характеризующие потребление

Существует несколько способов описания потребления горячей воды, каждый из которых основан на определенных параметрах. На основании полученных показателей по каждому из параметров проводят расчеты для системы ГВС и отдельных ее элементов по подготовке воды. Значение таких параметров определяют либо по результатам проведенных измерений, либо на основании теоретических расчетов при помощи детерминистического или стохастического подхода.

Существует несколько направлений в детерминистическом подходе для определения водоразбора [6; 17].

Полученные в результате детерминистических расчетов показатели не позволяют предугадать точное значение параметров, характеризующих расход воды в указанном здании в определенный день недели, в определенное время суток, а также определить частоту появления расхода. Полную информацию об изменениях потребления можно получить только при наличии статистического распределения для конкретной переменной. Чаще всего для определения распределения изменения потребления используют такие статистические параметры, как среднее значение E и дисперсию σ^2 .

Среднее значение описывает основную тенденцию случайного изменения потребления горячей воды, но не рассматривает его нестабильность (случайность). Среднее имеет два взаимосвязанных значения: среднее выборки и среднее популяции. Среднее выборки рассчитывают на основании данных наблюдений и рассматривают совместно с доверительным интервалом. Среднее популяции дает информацию о популяции в целом. Доверительный интервал для среднего представляет интервал значений вокруг оценки, где с данным уровнем доверия, находится «истинное» (неизвестное) среднее популяции. Чем больше размер выборки, тем более надежна оценка среднего. Чем больше изменчивость данных (больше разброс), тем оценка менее надежна. На основании опыта можно утверждать, что среднее выборки, в большинстве случаев, четко связано со средним популяции соответствующей случайной переменной. Проводя сравнение вероятностной модели с детерминистической (невероятностной), вероятностное среднее чаще всего сравнивают с соответствующим значением, полученным согласно детерминистической модели. Параметр, характеризующий разброс (распределение) выборки – это дисперсия σ^2 , т. е. средневзвешенное квадратичное отклонение от среднего. Связь между дисперсией случайной переменной и переменной выборки аналогична связи между средним значением и средним выборки.

2.2.2. Характеристика детерминистических (описательных) параметров

Данный раздел посвящен параметрам, характеризующим потребление воды в рабочий день – среду и выходной – субботу, что представлено на соответствующих гистограммах, где M – это количество жильцов, а N – количество приборов в здании. Среди базовых параметров выделяют такие показатели, как [6; 17]:

- максимальное потребление воды в определенный период (минуту, час);
- среднее потребление воды в указанный период (часовой, суточный);

- объем емкостного водонагревателя.

Кроме того, при проектировании систем, для описания неравномерности потребления горячей воды используют:

- коэффициент секундной неравномерности K_{chw} , т. е. отношение максимального секундного потребления к максимальному часовому потреблению

$$K_{chw} = \frac{\dot{V}_{chw}^{\max}}{\dot{V}_{godz}^{\max}}; \quad (2.1)$$

- коэффициент часовой неравномерности K_{godz} , т. е. отношение максимального часового потребления к среднему часовому потреблению за сутки

$$K_{godz} = \frac{\dot{V}_{godz}^{\max}}{\dot{V}_{godz}^{sr}}. \quad (2.2)$$

Максимальное потребление в определенный интервал времени: минуту, час и др., имеющее место в указанный период – это наибольшая сумма всех секундных потреблений в определенное время в указанный период.

Максимальное секундное потребление \dot{V}_{chw}^{\max} – это максимальное количество потребленной воды за очень короткий промежуток времени в течение суток. Причем, продолжительность максимального секундного потребления принято приравнивать к 5 с. На рис. 2.1 и 2.2 представлены суточные гистограммы расхода воды.

Секундное потребление; $M = 187, N = 160$ – среда 13.03.02

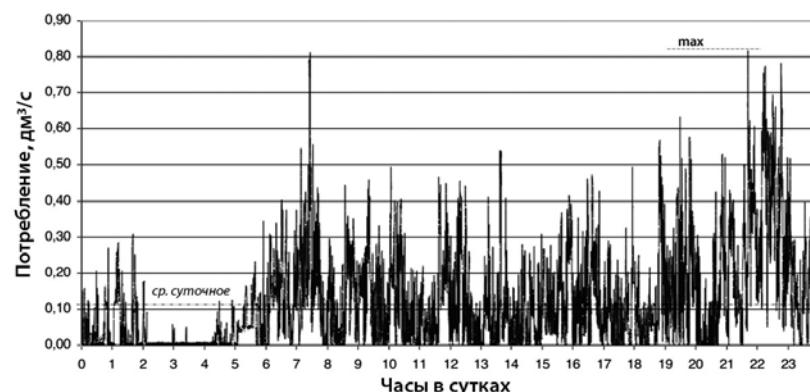


Рис. 2.1. Гистограмма суточного потребления воды в рабочий день – среду.

Горизонтальной прерывистой линией обозначено максимальное секундное потребление \dot{V}_{chw}^{\max}

Секундное потребление; $M = 187, N = 160$ – суббота 16.03.02

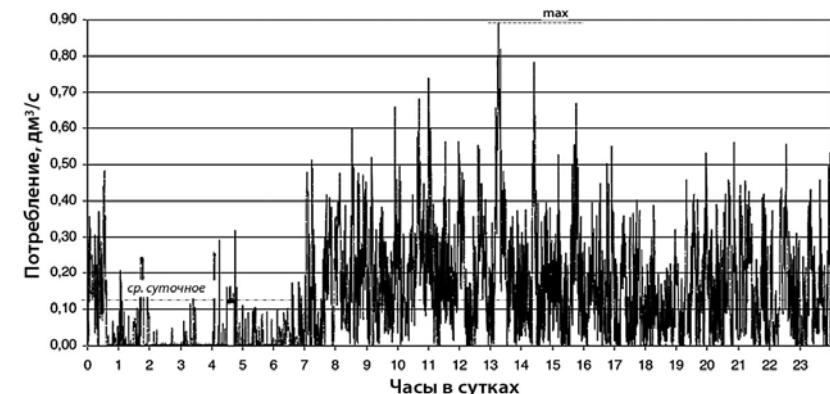


Рис. 2.2. Гистограмма суточного потребления воды в выходной день – субботу. Горизонтальной прерывистой линией обозначено максимальное секундное потребление \dot{V}_{chw}^{\max}

Суточное потребление максимальное 15-минутное $\dot{V}_{15\min}^{\max}$ – это наибольшая сумма всех секундных потреблений в 15-минутных отрезках времени в течение суток, что представлено на столбчатых диаграммах на рис. 2.3 и 2.5. Рис. 2.4 и 2.6 отображают динамику – суммарный расход воды за 7,5 мин. до и после указанного максимального 15-минутного потребления.

Потребление среднее 15-минутное; $M = 187, N = 160$ – среда 13.03.02

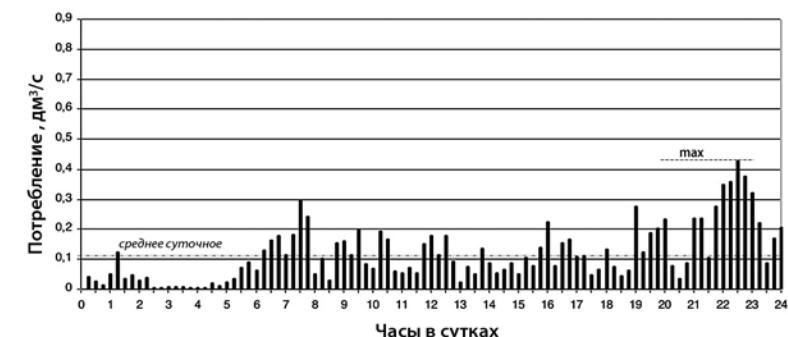


Рис. 2.3. Столбчатая 15-минутная гистограмма суточного потребления в рабочий день – среду. Горизонтальной прерывистой линией обозначено потребление максимальное 15-минутное $\dot{V}_{15\min}^{\max}$



Рис. 2.4. 15-минутная динамика потребления в рабочий день – среду.
Горизонтальной прерывистой линией обозначено потребление
максимальное 15-минутное $\dot{V}_{15\min}^{\max}$



Рис. 2.5. Столбчатая 15-минутная гистограмма суточного потребления в
выходной день – субботу. Горизонтальной прерывистой линией
обозначено потребление максимальное 15-минутное $\dot{V}_{15\min}^{\max}$



Рис. 2.6. 15-минутная динамика потребления в выходной день – субботу.
Горизонтальной прерывистой линией обозначено потребление
максимальное 15-минутное $\dot{V}_{15\min}^{\max}$

Максимальное часовое потребление $\dot{V}_{\text{godz}}^{\max}$ – это наибольшая сумма всех последовательных секундных потреблений в течение одного часа в сутки, что показано на столбчатых графиках на рис. 2.7 и 2.9. Рис. 2.8 и 2.10 отображают динамику – суммарный расход воды за полчаса до и после указанного максимального часового потребления.



Рис. 2.7. Столбчатая почасовая гистограмма суточного потребления в рабочий
день – среду. Горизонтальной прерывистой линией обозначено
максимальное часовое потребление $\dot{V}_{\text{godz}}^{\max}$



Рис. 2.8. Почасовая динамика потребления в рабочий день – среду.
Горизонтальной прерывистой линией обозначено максимальное часовое потребление $\dot{V}_{\text{godz}}^{\text{max}}$



Рис. 2.9. Столбчатая гистограмма часового потребления в течение суток, в выходной день – субботу. Горизонтальной прерывистой линией обозначено максимальное часовое потребление $\dot{V}_{\text{godz}}^{\text{max}}$

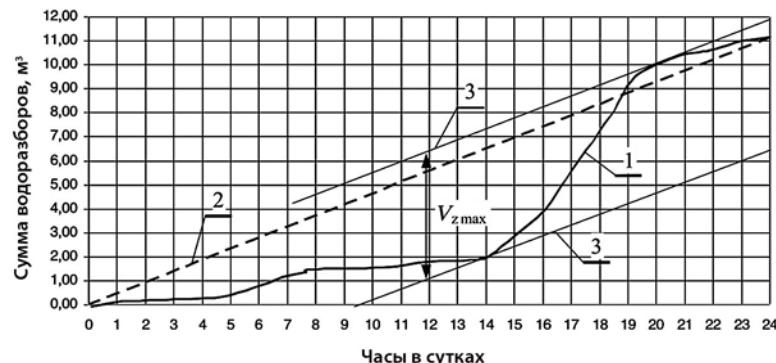


Рис. 2.10. Почасовая динамика потребления в выходной день – субботу.
Горизонтальной прерывистой линией обозначено максимальное часовое потребление $\dot{V}_{\text{godz}}^{\text{max}}$

Необходимо обратить внимание на тот факт, что чем продолжительнее периоды максимального потребления воды, тем ближе показатели столбчатого графика к графику динамики.

Среднее потребление в течение определенного времени, например, в течение суток, недели, месяца или года, называют среднечасовым $\dot{V}_{\text{godz}}^{\text{sr}}$, среднесуточным $\dot{V}_{\text{sr}}^{\text{d}}$, средненедельным $\dot{V}_{\text{sr}}^{\text{tug}}$ и т. д. Такое потребление является средним арифметическим всех секундных потреблений в данный период.

Емкость бака-аккумулятора V_{zmax} определяется объемом воды, которым необходимо наполнить бак для покрытия среднесуточного потребления так, чтобы удовлетворить секундные потребности в воде всех жильцов. На рис. 2.11 расчет емкости бака представлен в виде графического изображения. Линия 1 – это суммарная кривая потребления (сумма всех водоразборов от 0⁰⁰ до 24⁰⁰). Прямые линии 3 параллельны к линии 2, отображающей среднее потребление воды в течение суток (прямая, соединяющая начало и конец данного графика), а также касательны к суммарной кривой. Расстояние по вертикали между двумя линиями 3 соответствует емкости бака-аккумулятора.

Рис. 2.11. Графическое изображение расчета емкости бака-аккумулятора $V_{z\max}$

На рис. 2.12 и 2.13 представлено суммарную кривую всех водоразборов и соответствующий расчет емкости бака-аккумулятора.



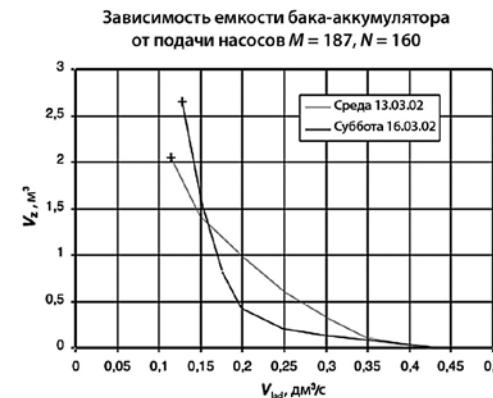
Рис. 2.12. Суммарная кривая потребления горячей воды с указанием емкости бака-аккумулятора, рабочий день – среда



Рис. 2.13. Суммарная кривая потребления горячей воды с указанием емкости бака-аккумулятора, выходной день – суббота

Кроме того, водоразбор горячей воды характеризует связь между регулирующим объемом воды и определенным постоянным расходом воды, который может поступать в систему, а также чистое время использования системы [36]. Регулирующий объем воды при определенном расходе воды, который может поступать в систему – это объем воды в водоподогревателе, достаточный для покрытия всех секундных потребностей жильцов в воде.

Существует связь между регулирующим объемом воды и средним расходом воды, поступающим в систему (расходом наполнения) $V_{z\max} = f(\dot{V}_{\text{lad}})$ при данном суточном водоразборе. Данная связь отличается по своему характеру в рабочий день – среду, и выходной день – субботу, что представлено на рис. 2.14.

Рис. 2.14. Зависимость между регулирующим объемом и средним расходом воды для наполнения системы (M – количество жильцов, N – количество приборов)

Чистое время использования системы ГВС в течение суток – это суммарное время отбора воды из системы. Расчет чистого времени можно произвести на основании упорядоченных графиков потребления воды (рис. 2.15).

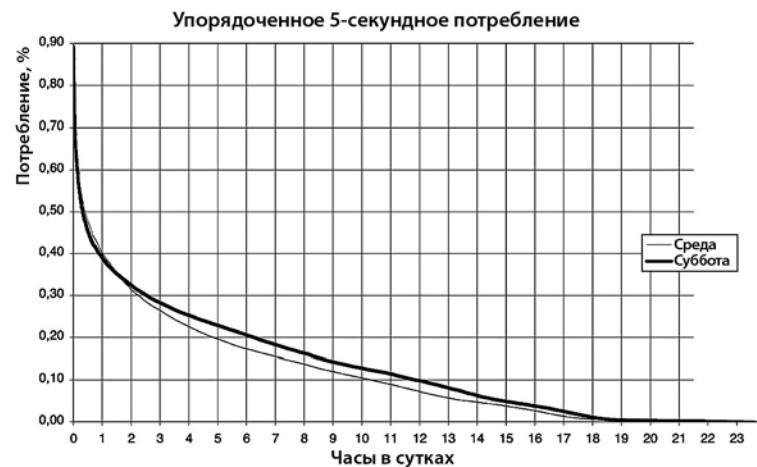


Рис. 2.15. Характеристика объекта: $M = 187$, $N = 160$ – упорядоченное среднее за 5 с потребление воды на основании измерений в среду 13.03.02 и субботу 16.03.02

В суточном цикле потребления горячей воды выделяют период наибольшего расхода воды, так называемое пиковое потребление горячей воды. В течение пикового потребления четко прослеживается период, когда интенсивность водоразбора практически постоянна, а изменения связаны со случайным характером самого процесса потребления. Такой период получил название «периода максимальной определенной интенсивности потребления» (ПМОИП) [36].

2.2.3. Характеристика базовых статистических параметров

Данный раздел посвящен двум статистическим параметрам, характеризующим изменение уровня потребления: среднее значение E и дисперсия случайной величины из выборки σ^2 на одного жильца. Указанные параметры являются результатом исследований потребления воды в многоквартирных жилых зданиях. Проведенные исследования показывают, что для получения достоверных показателей необходимо провести наблюдение минимум 30 циклов на минимум 5 объектах. В 1983-1985 годах измерения суточного расхода горячей воды были проведены в жилых домах без квартирных счетчиков воды [36], а в 1998-1999 – в зданиях, оборудованных такими счетчиками [20].

В 2001-2002 годах проведено исследование секундных (пятисекундных) водоизборов [22]. Все исследования проводились в зданиях г. Щецина (Польша).

Для получения достоверных результатов исследований, были выбраны объекты с различным сроком ввода в эксплуатацию, количеством жильцов, этажностью, а также объекты, расположенные в разных районах города.

Квартиры во всех исследуемых зданиях оборудованы ванными, мойками в кухне и умывальниками. Перед установкой измерительных приборов проведена проверка исправности работы системы водоснабжения и узла подготовки горячей воды. Все обнаруженные неисправности были устранены. Узлы подготовки горячей воды в выбранных объектах работали по последовательно-параллельной схеме подключения с баком-аккумулятором и оборудованы автоматическими регуляторами температуры горячей воды. Каждый узел подключен к одному вводу холодной воды. В период проведения исследований система, а также узел подготовки горячей воды были полностью исправны технически.

В табл. 2.1 представлена общая демографическая характеристика исследуемых объектов.

Таблица 2.1. Общая демографическая характеристика исследуемых объектов

Период проведения исследования, год	Кол-во зданий, шт.	Количество жильцов M , чел.	Количество квартир m , шт.	Количество приборов N , шт.	M/m
1983-1985	5	1039	288	864	3,61
1988-1989	6	860	259	777	3,29
2001-2002	6	904	302	906	2,99

В табл. 2.2...2.6 представлены такие характеристики как: средневзвешенная, среднее значение и дисперсия потребления горячей воды в течение суток и в период максимальной определенной интенсивности потребления в пересчете на одного жильца. В табл. 2.2 и 2.3 приведены показатели, полученные в зданиях без квартирных счетчиков воды, а в табл. 2.4 и 2.5 – с квартирными счетчиками воды. В табл. 2.6 дана характеристика максимального пятисекундного потребления воды.

Таблица 2.2. Среднее значение E и дисперсия среднесуточного потребления σ^2 горячей воды на одного жителя, в зданиях без квартирных счетчиков воды (период проведения исследований 1983-1985)

Количество жителей M , чел.	Среда		Суббота		Воскресенье	
	E , $\text{дм}^3/\text{(сутки·чел.)}$	σ^2 , $(\text{дм}^3/\text{(сутки·чел.)})^2$	E , $\text{дм}^3/\text{(сутки·чел.)}$	σ^2 , $(\text{дм}^3/\text{(сутки·чел.)})^2$	E , $\text{дм}^3/\text{(сутки·чел.)}$	σ^2 , $(\text{дм}^3/\text{(сутки·чел.)})^2$
1039	92,8	33851,3	123,7	68225,5	108,1	62691,7

Таблица 2.3. Среднее значение E и дисперсия σ^2 потребления воды в период максимальной определенной интенсивности потребления (ПМОИП), а также пикового часового водоразбора горячей воды на одного жителя, в домах без квартирных счетчиков воды (период проведения исследований 1983-1985)

Количество жителей M , чел.	Водоразбор – ПМОИП в субботу		
	Продолжительность, ч	E , $\text{дм}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел.})$	σ^2 , $(\text{дм}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел.}))^2$
1039	4,5	8,33	1612,9

Таблица 2.4. Среднее значение E и дисперсия суточного потребления σ^2 горячей воды на одного жителя в домах с квартирными счетчиками воды (период проведения исследований 1988-1989)

Количество жителей M , чел.	Среда		Выходной день суббота		Воскресенье	
	E , $\text{дм}^3/(\text{сутки}\cdot\text{чел.})$	σ^2 , $(\text{дм}^3/(\text{сутки}\cdot\text{чел.}))^2$	E , $\text{дм}^3/(\text{сутки}\cdot\text{чел.})$	σ^2 , $(\text{дм}^3/(\text{сутки}\cdot\text{чел.}))^2$	E , $\text{дм}^3/(\text{сутки}\cdot\text{чел.})$	σ^2 , $(\text{дм}^3/(\text{сутки}\cdot\text{чел.}))^2$
860	52,98	14961,8	59,77	18786,6	61,90	21774,1

Таблица 2.5. Среднее значение E и дисперсия потребления воды σ^2 в период максимальной определенной интенсивности потребления (ПМОИП), а также пикового часового водоразбора горячей воды на одного жителя в домах с квартирными счетчиками воды (период проведения исследований 1988-1989)

Количество жителей M , чел.	Водоразбор – ПМОИП в воскресенье		
	Продолжительность, ч	E , $\text{дм}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел.})$	σ^2 , $(\text{дм}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел.}))^2$
852	3,0	4,84	319,7

Таблица 2.6. Среднее значение E и дисперсия максимального секундного σ^2 (пятиsekундного) потребления воды для одного прибора (период проведения исследования 2001-2002)

Количество приборов N , шт.	Водоразбор – пиковый секундный (пятиsekундный)	
	E , $\text{дм}^3/(\text{с} \cdot \text{прибор})$	σ^2 , $(\text{дм}^3/(\text{с} \cdot \text{прибор}))^2$
904	0,069	0,0769

2.3. Секундный водоразбор горячей воды

2.3.1. Неравномерность максимального секундного водоразбора горячей воды

Секундное (пятиsekундное) потребление горячей воды зависит от ряда описанных ранее параметров. Отбор воды в каждый момент разный. В течение суток можно наблюдать максимальное потребление

воды, т. е. максимальное секундное потребление. В последующие сутки данный показатель не идентичен. Выбирая необходимый диаметр труб либо узел подогрева горячей воды, необходимо определить оптимальный расход \dot{V} , т. е. такой, который будет превышен относительно редко. В качестве оптимального расхода для расчетов системы принимают такое потребление горячей воды, которое вместе с пиковым происходит один раз в день за сто дней, т. е. вероятность превышения оптимального показателя составляет 1 %. Значение вероятного превышения оптимального показателя можно изменить в зависимости от требований к проводимым расчетам.

В научных целях проведен сопоставительный анализ фактического максимального пятиsekундного изменения потребления воды в течение суток с некоторыми различными статистическими распределениями. Представленные ниже графики отображают теоретическое и фактическое распределение потребления воды. На оси абсцисс отложены значения вероятного совпадения показателей. В учет приняты сложный (обобщенный) Пуассоновский процесс (рис. 2.15), распределение Гумбеля I типа для экстремальных значений (рис. 2.16) и гамма-распределение (рис. 2.17). С целью проверки соответствия полученных распределений с эмпирическими расчетами выполнен тест Колмогорова-Смирнова. На рисунках представлены результаты проведенных исследований для здания, расположенного в г. Шецине на ул. К солнцу, 2, где проживает 186 чел. (M) [22].

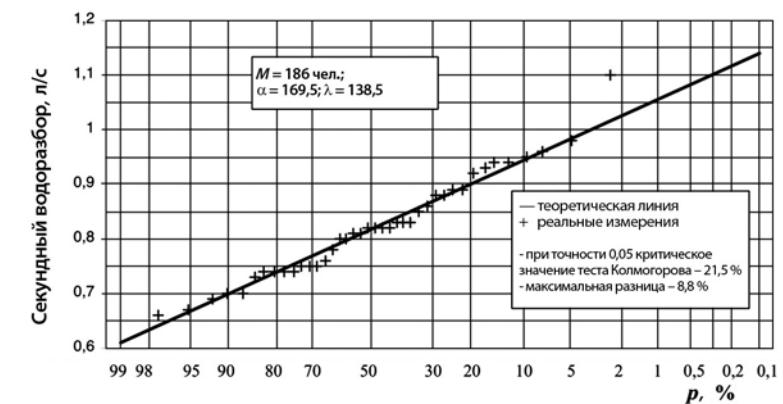


Рис. 2.15. Теоретическая вероятность появления максимального секундного (пятиsekундного) потребления в течение суток в соответствии со сложным Пуассоновским процессом и данные натурных измерений

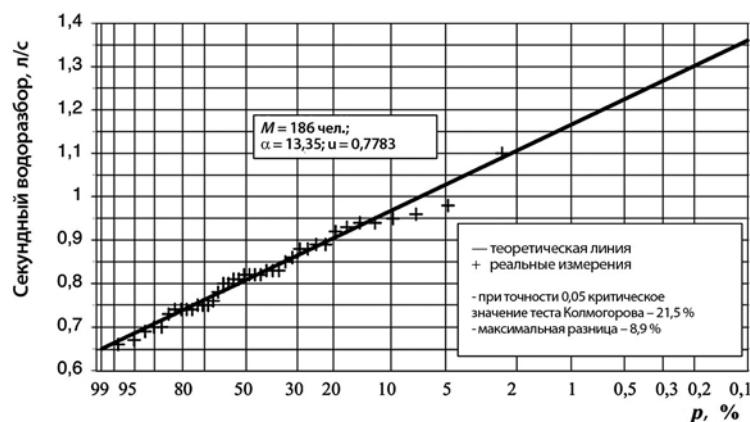


Рис. 2.16. Теоретическая вероятность появления максимального секундного (пятиsekундного) потребления в течение суток в соответствии с распределением Гумбела I типа для максимальных значений и данные натуральных измерений

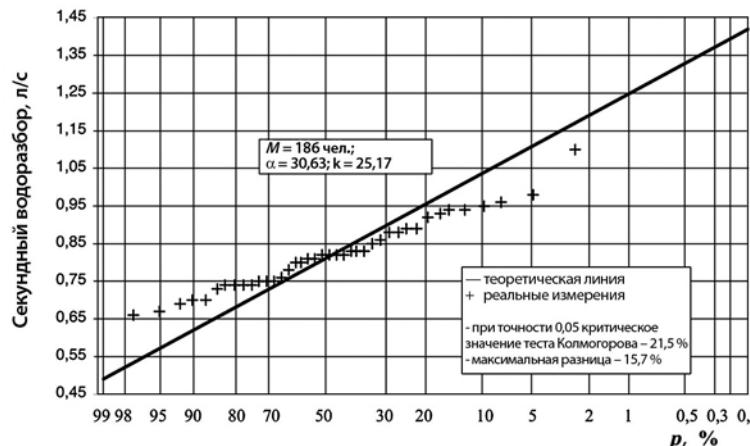


Рис. 2.17. Теоретическая вероятность появления максимального секундного (пятиsekундного) потребления в течение суток в соответствии с гамма-распределением и данные натуральных измерений

На основании графиков можно сделать вывод, что наиболее приближенными к результатам измерений являются данные, полученные при помощи сложного Пуассоновского процесса и распределения Гумбела I типа. Значительно менее точными оказались расчеты согласно

гамма-распределению. Хотя и в этом последнем случае максимальное расходжение между расчетным показателем и показателем, полученным в результате измерений, не превышает допустимого значения по Колмогорову. Коэффициенты потребления с вероятностью превышения 1 % для анализируемых распределений представлены в табл. 2.7.

Таблица 2.7. Коэффициент потребления с вероятностью 1 % превышения для анализируемых распределений

Тип распределения	Секундный водоразбор с вероятностью превышения 1 %, дм ³ /с
Сложный Пуассоновский процесс	1,06
Максимальный коэффициент I типа Гумбела	1,17
Гамма-распределение	1,25

В результате проведенных расчетов получено три различных коэффициента потребления с вероятностью превышения 1 %. Для описания изменчивости максимального секундного потребления можно использовать два распределения (сложный Пуассоновский процесс и распределение Гумбела), поскольку максимальная разница между результатами проведенных измерений и теоретическими расчетами (представлены на графике прямой линией) незначительна. Кроме того, разница между коэффициентами потребления с вероятностью превышения 1 % согласно этих распределений не превышает 10 %. Следует помнить, что коэффициенты, полученные с помощью статистического распределения, не полностью отображают реальную ситуацию.

2.3.2. Определение секундного водопотребления

Еще со времен строительства первой системы водоснабжения люди столкнулись с проблемой выбора трубопроводов соответствующего диаметра – такого, чтобы, с одной стороны, все пользователи могли потреблять воду в водоразборных точках в любое удобное для них время и в необходимом количестве, а с другой стороны, чтобы диаметры трубопроводов не превышали необходимых размеров. Как известно, чем больше диаметр трубопровода, тем дороже система. Одним словом, возникает необходимость определения оптимального расхода v – соответственно большого и редко имеющего место уровня потребления воды.

Одна из первых зависимостей для определения расхода воды $q_{\text{об}}$ на основании проведенных исследований была разработана около 100 лет назад немецкими учеными – зависимость Брикса [1; 12; 39]:

$$q_{\text{обл}} = 0,25 \sqrt{Z}, \text{ дм}^3/\text{с}, \quad (2.3)$$

где 0,25 – расход, $\text{дм}^3/\text{с}$, в пересчете на одну водоразборную точку (потребление воды из одной водозаборной точки диаметром 10 мм под давлением 0,05 МПа); Z – количество водозаборных точек, подключенных к одному трубопроводу.

Первым ученым, который применил теорию вероятности для определения параметров, характеризующих секундный расход, был Гунтер [13]. В основу теории положена мысль о том, что различные потребители, пользуясь идентичными водоразборными приборами, вероятнее всего, потребляют одинаковое количество воды. Рассматривая водоразбор как независимую переменную, вероятность потребления k водозаборными точками из N точек всего здания соответствует вероятности k «успехов» в N экспериментах Бернулли [13]. Распределение, характеризующее количество «успехов» из независимых экспериментов Бернулли, получило название биномиального распределения [2]. Функцию вероятности общего количества «успехов» k определяют следующим образом:

$$p_N(k) = \frac{N!}{k!(N-k)!} p^k (1-p)^{N-k} = \binom{N}{k} p^k (1-p)^{N-k}, \quad (2.4)$$

где p – вероятность потребления в пересчете на одну водоразборную точку; $p_N(k)$ – вероятность одновременного забора в k точках из N точек, расположенных в здании; N – общее количество водоразборных точек.

Вероятность потребления из водоразборной точки в данный момент времени рассчитывают по следующей формуле:

$$p = \frac{\tau}{T}, \quad (2.5)$$

где τ – средняя продолжительность потребления из водоразборной точки; T – средняя продолжительность времени между потреблениями из водоразборной точки.

Функция распределения выражена формулой:

$$F_N(k) = P_N(k) = \sum_{n=0}^k \binom{N}{n} p^n (1-p)^{N-n}. \quad (2.6)$$

Таким образом, математическое ожидание E и дисперсию биномиального распределения σ^2 вычисляют согласно уравнениям:

$$E(k) = Np; \quad (2.7)$$

$$\sigma^2 = Np(1-p). \quad (2.8)$$

Гунтер определял количество действующих водоразборных точек N полагая, что вероятность открытия более чем k точек равна 0,01, откуда значение функции распределения для распределения из k точек равно 0,99:

$$F_N(k) = p_N(0) + p_N(1) + p_N(2) + p_N(3) + \dots + p_N(k) \leq 0,99. \quad (2.9)$$

Расчет потребления Гунтер производил путем умножения количества действующих водоразборных точек k на потребление воды из одной водозаборной точки, а секундный расход q вычислял по формуле:

$$q = q_{\text{jedn}} k. \quad (2.10)$$

Некоторые изменения в данную модель внес Хлудов [4]. При большом значении N и маленьком значении p расчет функции вероятности и функции распределения можно произвести, используя модель, приближенную к Пуассоновскому процессу, который является предельным распределением биномиального распределения [2].

$$\left. \begin{array}{l} N \rightarrow \infty \\ p \rightarrow 0 \end{array} \right\} \Rightarrow Np = \alpha. \quad (2.11)$$

Тогда функция вероятности $p_N(k)$ общего количества «успехов» k будет иметь вид:

$$P_N(k) = \frac{\alpha^k e^{-\alpha}}{k!}. \quad (2.12)$$

А функция распределения:

$$F_N(k) = \sum_{n=0}^k \frac{\alpha^n e^{-\alpha}}{n!}. \quad (2.13)$$

Математическое ожидание и дисперсия распределения Пуассона соответственно выражены как:

$$E(k) = \alpha; \quad (2.14)$$

$$\sigma^2 = \alpha. \quad (2.15)$$

В работе [19] рассмотрен более сложный пример, в котором поток, выходящий из отдельных водоразборных точек, не является постоянным. Их непостоянство выражается экспоненциальным распределением, а количество открытых водоразборных точек – биномиальным распределением (Бернулли). Плотность такого распределения вычисляется согласно нижеследующему уравнению:

$$h(q) = \lambda e^{-\lambda q} \sum_{n=1}^N \left[\binom{N}{n} p^n (1-p)^{N-n} \frac{(\lambda q)^{n-1}}{(K-1)!} \right], \quad (2.16)$$

где λ – параметр экспоненциального распределения.

Функция распределения данного распределения выражена следующим образом:

$$H(q) = 1 - e^{-\lambda q} \sum_{n=1}^N \left[\binom{N}{n} p^n (1-p)^{N-n} \sum_{j=0}^{n-1} \frac{(\lambda q)^j}{j!} \right]. \quad (2.17)$$

После полного и необходимого преобразования получаем равенство для вычисления математического ожидания сложного распределения Бернулли, а именно:

$$E(k) = \frac{Np}{\lambda}. \quad (2.18)$$

Отсюда функцию распределения сложного распределения Бернулли можно вычислить следующим образом:

$$\sigma^2 = \frac{Np(2-p)}{\lambda^2}. \quad (2.19)$$

Пределом для вышеописанных распределений с заданным математическим ожиданием E и дисперсией σ^2 при количестве экспериментов, стремящимся к бесконечности, является нормальное распределение [2]. Данное свойство было отмечено Дитрихом [10; 11] и Шопенским [37; 38]. Они использовали данную зависимость, введя стандартную переменную нормального распределения, значение функции распределения для которой приводится в таблицах. Стандартную переменную U вычисляют по равенству:

$$U = \frac{k - E(k)}{\sigma}, \quad (2.20)$$

где k – действительная переменная (соответствующая количеству открытых водоразборных точек); $E(k)$ – среднее значение (среднее количество открытых водоразборных точек); σ – стандартное отклонение.

Рассматривая указанную вероятность открытых водоразборных точек, значение соответствующей переменной U можно получить из таблиц. Затем после преобразования равенства (2.20), можно вычислить соответствующее количество действующих водоразборных точек k :

$$k = U\sigma + E(k). \quad (2.21)$$

Дитрих [10; 11] и Шопенский [37; 38] определили среднее значение и среднее отклонение для данного равенства соответственно из зависимостей (2.7) и (2.8):

$$E(k) = Np, \quad (2.7)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{Np(1-p)}. \quad (2.22)$$

Подставив равенства (2.7) и (2.22) в зависимость (2.21), ученые получили формулу для вычисления открытых водоразборных точек в зависимости от принятой вероятности превышения, а именно:

$$k = U\sqrt{Np(1-p)} + Np. \quad (2.23)$$

Потребление воды рассчитывают по формуле (2.23) путем умножения количества открытых водоразборных точек на расход из одной водоразборной точки. Общее секундное потребление воды из системы водоснабжения с N водоразборными точками q_{chw} с заданной вероятностью превышения вычисляют по формуле:

$$q_{chw} = q_k = q_{jedn} U \sqrt{N} \sqrt{p(1-p)} + q_{jedn} Np. \quad (2.24)$$

Зависимость (2.24) – это сумма двух слагаемых, каждое из которых включает в себя количество приборов. В первом слагаемом – это корень второй степени из N , во втором – в первой степени. Следовательно, данную зависимость можно записать в виде:

$$q_{chw} = a\sqrt{N} + bN, \quad (2.25)$$

где a и b – коэффициенты.

Основываясь на полученных равенствах, Шопенский разработал вероятностную модель определения секундного расхода воды в системе, основанную на биномиальном распределении [37]. Данный метод был положен в основу расчетов советских норм [26]. В 80-х годах в техническом журнале COBRTI «Instal» напечатано публикацию, посвященную данному методу [7].

Представим несколько зависимостей для расчета расхода холодной и горячей воды в многоквартирных жилых зданиях.

1. Зависимость Спышнова [12; 29], используемая в 70-е и 80-е годы в Польше, называемая «советским методом расчета»:

$$q_{obl} = 0,2 \sqrt[n]{N} + kN, \quad (2.26)$$

где 0,2 – расход, приходящийся на одну стандартную водоразборную точку; N – количество подсоединеных приборов, соответствующее количеству стандартных водоразборных точек; α – корень n -ой степени, зависит

от нормы суточного потребления воды на одного жителя ($1,85 \leq \alpha \leq 2,2$); k – коэффициент, зависящий от количества стандартных водозaborных точек N (для $N = 300$ принимают $k = 0,002$, для $N \geq 1200$ – $k = 0,006$).

2. Зависимость согласно норме PN–92/B01706 [5; 21] (соответствует норме DIN 1988 [9]) –

$$q_{\text{obj}} = 0,682 (\sum q_n)^{0,45} - 0,14 \text{ дм}^3/\text{с}; \quad (2.27)$$

$$q_{\text{obj}} = 1,7 (\sum q_n)^{0,21} - 0,7 \text{ дм}^3/\text{с}, \quad (2.28)$$

где q_n – нормативный расход водоразборной арматуры.

Согласно норме рекомендуется использовать равенство (2.27), если $0,07 \leq \sum q_n \leq 20 \text{ дм}^3/\text{с}$ и для арматуры с $q_n \leq 0,5 \text{ дм}^3/\text{с}$, а равенство (2.28), если $\sum q_n > 20 \text{ дм}^3/\text{с}$ и для арматуры $q_n > 0,5 \text{ дм}^3/\text{с}$.

2.4. Определение параметров суточного потребления воды

Определение параметров суточного потребления крайне важно для должного проектирования систем ГВС с баками-аккумуляторами. На сегодняшний день такие системы стали менее популярны.

В прошлом центральное горячее водоснабжение осуществлялось с помощью систем с емкостными нагревателями воды. Задача расчета таких систем заключалась в соответствующем определении необходимого объема водонагревателя и мощности нагревательного элемента таким образом, чтобы, с одной стороны, система могла полностью покрыть потребность в воде в пиковые периоды водозaborа, а, с другой стороны, чтобы трубопроводы не превышали необходимых диаметров. Для решения поставленной задачи необходимо было знать разброс потребления воды в течение суток. Принимая во внимание характер водоразбора, был разработан ряд зависимостей для расчета объема и мощности водонагревателя, соответствующие количеству подогреваемой воды (расходу подогреваемой воды). Опираясь на характеристики потребления, ученые прибегали к аналитическим [18] или графическим методам определения объема емкости и расхода подогреваемой воды [4; 25].

В 50-е и 60-е годы ванные помещения квартир были преимущественно оборудованы ваннами. В это время подробным изучением вопроса определения емкости и мощности водонагревателя занимался немецкий ученый Сандер [25]. Он утверждал, что максимальное потребление горячей воды приходится на время принятия ванны в так называемые «банные» дни и продолжается около двух часов. Этот период получил название «банного» цикла. Среди основных факторов, влияющих на потребление горячей воды, Сандер выделил: площадь квартиры, уровень жизни и размер системы (количество квартир,

обслуживаемых данной системой). В качестве базового элемента Сандер принял нормативную квартиру со следующими характеристиками:

- количество жилых помещений $r = 4$;
- количество проживающих в одной квартире $p = 3,5$;
- оборудование: ванна с душем, мойка в кухне и умывальник.

При расчете пикового потребления тепловой энергии (горячей воды), автор взял за основу только количество ванн, не принимая во внимание такие приборы, как умывальники и мойки. Кроме того, Сандер установил, что для наполнения 200-литровой ванны требуется 12 мин., а температура воды для принятия ванны составляет 40°C . Максимальное часовое потребление теплоты Сандер рассчитывал по формуле:

$$\dot{Q}_{\max} = 7,7 n \varphi_1 \varphi_2 \varphi_n, \text{ кВт}, \quad (2.29)$$

где 7,7 – количество теплоты, необходимое для подогрева горячей воды в пересчете на одну ванну, кВт; n – количество квартир (ванн); φ_1 – коэффициент, зависящий от площади квартиры; φ_2 – коэффициент, зависящий от уровня жизни; φ_n – коэффициент одновременности, зависящий от количества квартир n и определяемый следующим образом:

$$\varphi_n = \frac{\sqrt{n}}{n} + \sigma, \quad (2.30)$$

где $\sigma = 0,15$ для $n = 1 \dots 10$; $\sigma = 0,18$ для $n = 11 \dots 300$; $\sigma = 0,20$ для $n > 300$.

Объем бака-аккумулятора Сандер [25] определяет равенством:

$$V_Z = \frac{\dot{Q}_{\max} \tau_B - \dot{Q}_W \tau_B}{c \rho (t_{\max} - t_{\min})}, \text{ дм}^3, \quad (2.31)$$

где \dot{Q}_{\max} – максимальная часовая потребность в тепловой энергии, кВт; \dot{Q}_W – тепловая мощность нагревательной спирали (змеевика) подогревателя, кВт; τ_B – продолжительность пикового потребления, связанного с принятием ванны (2 ч); c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); ρ – плотность воды, кг/м³; t_{\max} – максимальная температура воды в водонагревателе, К; t_{\min} – минимальная температура воды в водонагревателе, К.

Тепловую мощность спирали определяют на основании продолжительности подогрева горячей воды в теплообменнике в периоды, отличные от пикового потребления. Такой подогрев может длиться от 0,5 до 2 ч. Учитывая, что в «классических» жилых зданиях продолжительность подогрева горячей воды составляет 2 ч, получаем следующее равенство:

$$\dot{Q}_W = \frac{\dot{Q}_{\max} \tau_B}{\tau_B - \tau_P} = \frac{\dot{Q}_{\max}}{2}. \quad (2.32)$$

В Германии дальнейшую работу над расчетами уровня потребления горячей воды продолжил Дитттрих [10; 11]. Разработанная им методика была принята во внимание в первой части нормы DIN 4708 [8], посвященной горячему водоснабжению. Так же как и Рыдберг [23], при проведении расчетов Дитттрих придерживался идеи, что люди предпочитают купаться вечером перед сном практически в одно и то же время, но по разным причинам у каждого человека время принятия ванны происходит несколько раньше или позже. Перемещая количество потребленной жителями воды на графике по оси времени, при достаточно большом количестве людей, можно получить кривую Гаусса, по форме напоминающую колокол. Максимальная отметка на оси ординат соответствует на оси абсцисс моменту, в который все жильцы теоретически хотели бы принять ванну. На рис. 2.18 представлен график кривой Гаусса.

Проведенные в 70-х годах в Германии измерения [10] показали, что описанная выше теория потребления горячей воды характерна для традиционных «банных» дней (таким образом, подтвердив выводы других исследований о том, что пиковое потребление горячей воды приходится на время принятия жителями ванны). Период времени, в течение которого наблюдается значительное увеличение потребления воды по сравнению с остальным временем суток, Дитттрих [10] назвал «банным» циклом. Во время такого цикла расход горячей воды постепенно увеличивается, достигая максимальной отметки, а затем уменьшается. Дитттрих взял за основу тот факт, что распределение потребности в тепловой энергии, связанное с расходом горячей воды во время «банного» цикла, – это сумма двух центрически расположенных «колокольных» функций Гаусса.



Рис. 2.18. Пример среднего расхода тепловой энергии на подогрев горячей воды в многоквартирном жилом здании [8; 11]

Нижняя основная функция зависит от количества квартир N и включает в себя среднюю потребность в теплоте. А другая функция, зависящая от корня из числа квартир \sqrt{N} , учитывает показатель максимального водоразбора, превышающего среднее значение, что представлено на рис. 2.19.

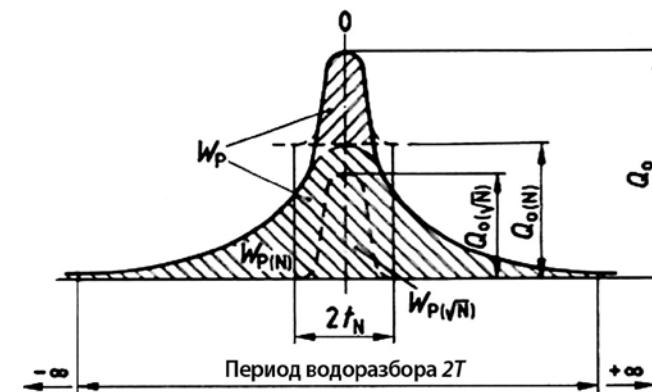


Рис. 2.19. Модель потребности в тепловой энергии системы ГВС многоквартирных жилых зданий [8; 11]

Уравнение для определения тепловой энергии Q_c при анализируемом водоразборе τ (т. е. потребность в теплете для определенного количества квартир во время водоразбора τ) записано следующим образом:

$$Q_c = Q_B[NK(u_1) + \sqrt{N}K(u_2)], \quad (2.33)$$

где Q_B – тепловая энергия, необходимая для подогрева горячей воды в пересчете на одну квартиру ($N = 1$); N – количество квартир, потребляющих горячую воду из данной системы водоснабжения; $K(u_1)$ – значение интеграла функции средней потребности в тепловой энергии (функция ошибки Гаусса), зависит от времени; $K(u_2)$ – значение интеграла функции максимальной потребности в тепловой энергии (функция ошибки Гаусса), зависит от \sqrt{N} , которое в свою очередь зависит от времени.

Продолжительность пикового расхода, слагаемого в уравнении (2.33), зависимого от \sqrt{N} , связана с продолжительностью наполнения ванны. Для типичных водонагревателей мощностью N_L (указывает на допустимое количество квартир с потребностью в тепловой энергии W_B в пересчете на одно принятие или наполнение ванны горячей водой за время z_B) продолжительность наполнения ванны принято рассчитывать как $z_B = 1/6 \text{ ч} = 10 \text{ мин.} = 0,166 \text{ ч.}$

Для расчета потребности в тепловой энергии необходимо определить функцию времени u_1 и u_2 . На основании принятых норм и проведенных исследований, Диттрих записал данную функцию следующим образом:

$$u_1 = z0,244 \frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}}, \quad (2.34)$$

$$u_2 = z3,599 \frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}}, \quad (2.35)$$

где z – продолжительность, ч.

На основании статистических данных, Диттрих вычислил, что количество тепловой энергии, необходимое для подогрева горячей воды в пересчете на одну стандартную квартиру, равно 5820 Вт·ч, а период среднего «банного» цикла $2T_N$ равен:

$$2T_N = 7,42 \frac{\sqrt{N}}{1 + \sqrt{N}}, \text{ ч.} \quad (2.36)$$

Период пикового потребления в «банном» цикле $2t_N$ вычисляют по формуле:

$$2t_N = 0,5 \frac{\sqrt{N}}{1 + \sqrt{N}}, \text{ ч.} \quad (2.37)$$

На основании вышеуказанных формул, Диттрих получил следующие зависимости:

- для потребности в тепловой энергии на подогрев воды в период z –

$$Q_z = 5820 \left[NK \left(z0,244 \frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}} \right) + \sqrt{N} K \left(z3,599 \frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}} \right) \right], \text{ Вт·ч;} \quad (2.38)$$

- для потребности в тепловой энергии –

$$Q_{z_B} = 5820 \left[NK \left(\frac{1}{6} 0,244 \frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}} \right) + \sqrt{N} K \left(\frac{1}{6} 3,599 \frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}} \right) \right], \text{ Вт·ч.} \quad (2.39)$$

В периоды времени, где параметры u_1 и u_2 превышают 1,81, значение функции $K(u_1)$ или $K(u_2)$ принимают равным единице. Исходя из этого, получают упрощенные уравнения для расчета:

- для максимальной часовой потребности в тепловой энергии $Q_{h\max}$ –

$$Q_{h\max} = 5820 \left[NK \left(0,244 \frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}} \right) + \sqrt{N} \right], \text{ Вт·ч;} \quad (2.40)$$

- для потребности в тепловой энергии в период всего «банного» цикла Q_c

продолжительностью $z = 2T_N$ –

$$Q_c = 5820 [N + \sqrt{N}] = 5820 \left(\frac{1 + \sqrt{N}}{\sqrt{N}} \right), \text{ Вт·ч.} \quad (2.41)$$

Вышеуказанные зависимости легли в основу графика, представленного в первой части нормы DIN 4708 «Центральное горячее водоснабжение» [8], применяемого для расчета потребности в тепловой энергии на подготовку горячей воды в зависимости от количества квартир N и времени подогрева z .

Наиболее точным способом при выборе емкостного водоподогревателя является сравнение количества теплоты, потребляемой с горячей водой, с количеством теплоты, накопленной в емкости и переданной из этой емкости в котел. Норма DIN 4708 [8] дает методику подбора водоподогревателя для жилого здания с одинаковым характером водозабора горячей воды в пересчете на одну квартиру. Немецкий стандарт предполагает меньшее потребление горячей воды, отнесенное к одной квартире, чем польские нормы [21]. Но, принимая во внимание тот факт, что почти все квартиры на сегодняшний день оборудованы счетчиками воды, и удельное потребление горячей воды в таких квартирах ниже принятой нормы, то и расчет можно проводить, опираясь на немецкие стандарты. Согласно стандарту DIN 4708 мощность водоподогревателя и его объем рассчитывают на основании количества условных квартир N в многоквартирном жилом здании, которые данный подогреватель будет обслуживать. Согласно указанному стандарту каждый производитель водоподогревателей определяет номинальную производительность прибора N_L , т. е. количество квартир, для которых данный подогреватель может подготовить горячую воду. При расчете номинальной производительности также принимается во внимание непрерывная мощность и емкость нагревателя.

Под понятием «работа с постоянной мощностью» подразумевается такая работа подогревателя, при которой со стороны нагревательного контура к водоподогревателю подается такое количество энергии, которое потребляется контуром системы ГВС для подогрева горячей воды. Указанная производителем непрерывная мощность соответствует температуре, представленной в условиях для проведения расчетов. Подогреватель может достигнуть номинальной непрерывной мощности только в том случае, если мощность источника теплоты как минимум соответствует номинальной мощности прибора.

Как уже было указано выше, номинальная производительность N_L определяет максимальное количество стандартных квартир, обеспечиваемых горячей водой. В качестве стандартной квартиры ($N = 1$) рассматривается четырехкомнатная квартира, где проживает 3,5 чел. (от 3 до 4 чел.), и которая оборудована среднего размера ванной, умывальником и мойкой в кухне.

В случае если квартира оборудована иначе, чем указано выше, при расчете коэффициента потребности N , количество таких квартир пересчитывается на соответствующее количество стандартных квартир. Выбирая водоподогреватель, следует помнить, что $N_L \geq N$.

Коэффициент потребности N рассчитывают следующим образом:

$$N = \frac{\sum (npvW)_v}{3,5 \cdot 5820}, \quad (2.42)$$

где n – количество квартир с аналогичной сантехнической арматурой и количеством помещений согласно строительной документации; p – реальное количество проживающих в квартире, но не менее, чем статистическое значение согласно табл. 2.8; v – количество водоразборных точек, учитываемых в расчете; W_v – потребность в тепловой энергии для водоразборных точек согласно табл. 2.9, Вт·ч.

Таблица 2.8. Минимальное количество людей p , проживающих в квартире

Количество помещений ¹⁾ r	Количество людей p
1	2,0 ²⁾
1,5	2,0 ²⁾
2	2,0 ²⁾
2,5	2,3
3	2,7
3,5	3,1
4	3,5
4,5	3,9
5	4,3
5,5	4,6
6	5,0
6,5	5,4
	5,6

¹⁾ Количество жилых помещений в квартире без учета нежилых помещений, таких как кухня, тамбур, коридор и гардероб.
²⁾ Если в жилом здании преобладают 1- и 2-комнатные квартиры, то для расчетов необходимо принимать количество человек равное $p = 2,5$.

Таблица 2.9. Потребность в тепловой энергии W_v в пересчете на одну водоразборную точку

Водоразборная точка или санитарно-техническое оборудование	Условное обозначение	Объем расходуемой воды, дм ³	Потребность в тепловой энергии, Вт · ч
Ванны¹⁾			
Ванна 1600 согласно DIN 4471	NB 1	140	5820
Ванна 1600 согласно DIN 4471	NB 2	170	6510

Ванна компактная или со ступенькой	KB	120	4890
Ванна большая (1800 × 750 мм)	GB	200	8720
Душевые кабины²⁾			
Душевая кабина со смесителем и стандартным душевым распылителем	BRN	40	1630
Душевая кабина со смесителем и эксклюзивным душевым распылителем	BRL	75	3020
Душевая кабина с 1 верхним душем и 2 боковыми распылителями	BRK	100	4070
Отдельный дополнительный душ для каждой душевой кабины	BR	30	1160
Другое			
Умывальник ³⁾	WT	17	700
Умывальник маленький для мытья рук ³⁾	HT	9	350
Биде ³⁾	BD	20	810
Мойка в кухне ³⁾	SP	30	1160

¹⁾ На одну квартиру в расчетах необходимо учесть 100 % потребность в водозаборе W_v для первой ванны, а для каждой последующей 50 %. Если емкость используемых ванн значительно отличается от принятых норм, то потребность в водозaborе рассчитывается путем умножения эксплуатационной емкости на 41 Вт · ч.

²⁾ Если существует вероятность одновременного использования ванны и душевой кабины в другом помещении, то необходимо принять во внимание потребность в еще одной водозaborной точке.

³⁾ Потребность в водозaborной точке учитывается только в том случае, если установлено более, чем один прибор.

В Польше для расчета объема емкости и тепловой мощности теплообменника применяют ряд различных формул [15; 31]. В 1974 году вступило в силу распоряжение Министерства земельного хозяйства и охраны окружающей среды, содержащее указания по вопросам проектирования систем ГВС при строительстве многоквартирных жилых зданий [44]. Расчетную потребность в воде, согласно данным указаниям, рассчитывают следующим образом:

$$\dot{m} = 5,4 n K_{godz}, \quad (2.43)$$

где 5,4 – средний расход горячей воды на одного жителя, кг/ч; n – количество жителей, пользующихся горячей водой из данной системы водоснабжения; K_{godz} – часовой коэффициент неравномерности потребления горячей воды.

Для квартир, оборудованных только душевыми кабинами, мойкой в кухне и умывальником, расчетную потребность в воде умножают на 0,85. Часовой коэффициент неравномерности потребления горячей воды зависит от количества жителей, потребляющих воду из данной системы ГВС, и взят из табл. 2.10. Данный коэффициент рассчитан согласно норме СНиП-2Г.8-62 [26] и директиве Совета экономической взаимопомощи, принятой в 1967 году.

Таблица 2.10. Часовой коэффициент неравномерности потребления горячей воды K_{godz}

Количество жителей, чел.	50	100	150	200	300	500	1000	3000	6000
Часовой коэффициент неравномерности потребления воды из центральной системы ГВС K_{godz}	4,5	3,5	3,0	2,9	2,7	2,5	2,3	2,1	2,0

Объем емкости с заданной аккумуляцией V_z вычисляют по равенству (2.44), разработанному на основании исследований Маньковского [14]:

$$V_z = \varphi V_o = 90\varphi n \lg K_{godz}, \text{ дм}^3, \quad (2.44)$$

где V_o – объем емкости с полной аккумуляцией; φ – коэффициент аккумуляции, являющийся отношением объема V_z используемой емкости к объему емкости с полной аккумуляцией V_o :

$$\varphi = \frac{V_z}{V_o}. \quad (2.45)$$

Маньковский считал [14], что при использовании бака с полной аккумуляцией ($\varphi = 1$) теплообменник горячей воды имеет мощность, позволяющую подогреть средний часовой расход в системе ГВС, а в случае отсутствия бака ($\varphi = 1$) – максимальный часовой расход горячей воды. На этом основании получена зависимость [14; 16] теоретической тепловой мощности теплообменника, а именно:

$$\dot{Q}_{cw}^w = \beta Q_{cw}^{godz\max} = \dot{Q}_{cw}^{sr} K_h \frac{1}{(K_h - 1)\varphi + 1}, \quad (2.46)$$

где β – коэффициент снижения производительности теплообменника.

Преобразовав вышеуказанную зависимость, получают взаимосвязь между расходом наполнения и емкостью бака согласно расчетам автора [14]:

$$V_z = \frac{\dot{m}_{cw}^{godzsr} K - \dot{m}_{cw}^{lad}}{(K_h - 1)\dot{m}_{cw}^{lad}} V_o. \quad (2.47)$$

Дальнейшими исследованиями зависимости между емкостью бака и мощностью теплообменника (расхода наполнения) занимался Василевский [43] и определил коэффициент снижения расхода наполнения. Он составляет $\beta \geq 0,5$ и рассчитывается следующим образом:

- при количестве жителей от 50 до 150 –

$$\beta = 1 - \frac{2,3V_z^{0,25}}{n^{0,33}}; \quad (2.48)$$

- при количестве жителей от 150 до 3000 –

$$\beta = 1 - 1,5 \left(\frac{V_z}{n} \right)^{0,25}. \quad (2.49)$$

На основании вышеуказанных формул зависимость между объемом емкости и расходом наполнения выражают следующим образом:

- при количестве жителей n от 50 до 150 –

$$V_z = \left(1 - \frac{\dot{m}_{cw}^{lad}}{\dot{m}_{cw}^{godzsr} K_h} \right)^4 \frac{n^{1,32}}{27,98}, \text{ дм}^3; \quad (2.50)$$

- при количестве жителей n от 150 до 3000 –

$$V_z = \left(1 - \frac{\dot{m}_{cw}^{lad}}{\dot{m}_{cw}^{godzsr} K_h} \right)^4 \frac{n}{5,06}, \text{ дм}^3. \quad (2.51)$$

В стандарте PN-92/B-01706 [21], предназначенном для проектирования системы водоснабжения, в разделе 3.2 рассмотрены устройства приготовления горячей воды. В этом разделе приведены формулы для расчета расхода воды в жилом здании, по которому определяют необходимый расход в узле водоподготовки:

$$\dot{m}_{cw}^{dsr} = n \dot{m}_{jedn cw}^d; \quad (2.52)$$

- средняя часовая потребность в горячей воде:

$$\dot{m}_{cw}^{godzsr} = 1 - \frac{\dot{m}_{cw}^{dsr}}{\tau}. \quad (2.53)$$

- максимальная часовая потребность в горячей воде:

$$\dot{m}_{cw}^{godz\max} = \dot{m}_{cw}^{godzsr} K_{godz}. \quad (2.54)$$

В жилых зданиях суточный расход горячей воды \dot{m}_{cw}^j составляет от 110 до 130 дм³/ч на одного жителя, а коэффициент часовой неравномерности рассчитывают по формуле:

$$K_{godz} = 9,32 n^{-0,244}. \quad (2.55)$$

В приведенной выше норме указано, что для других потребителей данные расчеты необходимо проводить на основании анализа соответствующего водоразбора горячей воды. Указано также, что расчет потребности в горячей воде необходимо производить в зависимости от способа подогрева воды и аккумуляционных свойств устройств для ее подогрева.

Литература

1. Brix J., Heyd H., Gerlach E.: Die Wasserversorgung, München — Berlin, Verlag, 1943.
2. Beniamin J. R., Cornell C. A.: Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów. Warszawa, WNT, 1977.
3. Cieślukowski R.: Wpływ struktury mieszkań w budynkach na wielkość zużycia ciepłej wody użytkowej, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1983, nr 10.
4. Chłudow A. W.: Zaopatrzenie w ciepłą wodę. Warszawa, Arkady, 1960.
5. Chudzicki J., Sosnowski S.: Instalacje wodociągowe projektowanie wykonanie eksploatacja, Warszawa, Wydawnictwo Seidel-Przywecki Sp. z o.o., 2005.
6. Chybowski B.: Instalacje ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Arkady, 1973.
7. C.O.B.R.T.I. „Instal”: Materiały pomocnicze do projektowania instalacji wody zimnej, ciepłej i kanalizacji. Warszawa, B. O. i N. T. i E., 1981.
8. DIN 4708 Zentrale Wasserwärmungsanlagen.
9. DIN 1988. Trinkwasser-Leitungsanlagen in Grundstücken. Technische Bestimmungen für Bau und Betrieb.
10. Ditrich A.: Brauchwassererwärmung in Hochbau. HLH, 1977, nr 3.
11. Ditrich A., Linneberger B., Wegener W.: Theorien zur Bedarfsermittlung und Vefahren zur Leistungskennzeichnung von Brauchwasser-Erwarmern. HLH, 1972, nr 2 i 3.
12. Gabryszewski T.: Instalacje wodociągowe i kanalizacyjne, Warszawa, Arkady, 1978.
13. Hunter R. B.: Methods of Estimating Loads in Plumbing System. Report BMS65, National Bureau of Standards, 1940.
14. Mańkowski S.: Kryteria doboru węzłów ciepłej wody współpracujących z wodną siecią cieplną, praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 1971.
15. Mańkowski S.: Optymalizacja węzłów ciepłej wody użytkowej. Nowa technika w inżynierii sanitarnej 2. Ogrzewanie i wentylacja, Warszawa, Arkady, 1972.
16. Mańkowski S.: Pojemność zasobnika ciepłej wody użytkowej, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 1972, nr 8, s. 240-245.
17. Mańkowski S.: Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej. Warszawa, Arkady, 1981.
18. Mańkowski S., Cwalina L.: Analiza porównawcza różnych metod obliczania węzłów ciepłej wody użytkowej. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1973, nr 4.
19. Nejranowski J.: Określenie poborów chwilowych ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych dla potrzeb wymiarowania układów jej przygotowania, praca doktorska realizowana pod kierunkiem W. Szaflika, Politechnika Szczecińska, Wydział Budownictwa i Architektury,

przewód otwarto 20.06.2007.

20. Nejranowski J., Szaflik W.: Zmienność poboru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych, wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 1999, nr 1.
21. PN-92/B-01706 Instalacje wodociągowe, Wymagania w projektowaniu.
22. Projekt badawczy KBN 8T07G 001 20, realizowany pod kierunkiem W. Szaflika. Określenie wskaźników zużycia ciepłej wody do wymiarowania układów służących do jej przygotowania dla budynków mieszkalnych wielorodzinnych wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe, maszynopis, Szczecin, grudzień, 2003.
23. Rydberg J.: Beräkning av maximala tappnings-effekten för varmvattenberednings-anläggningar. Zeitschrift V. V. S., 1945, nr 5.
24. Rynarzewski J., Żerdziński S.: Wpływ audycji telewizyjnych na rozbór wody wodociągowej na przykładzie miasta Poznania. GW i TS 1968, nr 1.
25. Sander H.: Warmwasserbereitungsanlagen. Berlin Charlottenburg, Verlag Haenchen u. Jäh., 1963.
26. СНиП II.8-62. Горячее водоснабжение, Москва, Стройиздат, 1962.
27. СНиП II-30-76. Внутренний водопровод и канализация, Москва, Стройиздат, 1977.
28. Sikorski M.: Metody ograniczania zużycia ciepłej wody użytkowej w instalacjach z centralnym podgrzewem wody, Przegląd Informacyjny „Ciepłownictwo” 1968, nr 4, Warszawa.
29. Спышнов П. А., Снегрев А. И. Справочник по внутреннему водопроводу, канализации и водостокам. – Москва: Госстройиздат, 1954.
30. Stępień H.: Wielkość i charakter poboru ciepłej wody gospodarczej w budownictwie mieszkaniowym, Przegląd Informacyjny „Ciepłownictwo” 1967, nr 1, Warszawa .
31. Stępień H., Węzły ciepłej wody z zasobnikiem ładowanym przez wydzielony wymiennik ciepła. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1971, nr 1, s. 1—7.
32. Suligowski Z.: Analiza zużycia i zapotrzebowania na wodę w osiedlach mieszkaniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej nr 327, Budownictwo Wodne nr 24, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 1981.
33. Suligowski Z.: Badania parametrów zależności warunkujących zmienność rozbioru wody zimnej i ciepłej, praca doktorska, Politechnika Gdańsk, Gdańsk, 1976.
34. Szaflik W.: Określenie wpływu obniżenia temperatury na jej pobór, w: Materiały sympozjum Naukowo-Technicznego „Problemy projektowania, budowy i eksploatacji urządzeń ciepłowniczych” Szczecin-Swinoujście, 21-23.11.1986.
35. Szaflik W.: Problemy modelowania rozbioru ciepłej wody użytkowej w budynkach wielorodzinnych w świetle wielodobowych pomiarów zużycia ciepłej wody użytkowej, w: Materiały Sympozjum PAN „Badania

- w ogrzewnictwie, wentylacji i ciepłownictwie”, Szczecin – Świnoujście 20-22.10.1988.
36. Szaflik W.: Modelowanie poboru ciepłej wody w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych przy użyciu teorii procesów stochastycznych, Szczecin, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, 1993.
37. Шопенский Л. А. К вопросу о методике определения расчетных расходов воды в водопроводных сетях зданий различного назначения и их комплексов // Водоснабжение и санитарная техника. – №12.– 1975.
38. Шопенский Л. А., Юрьева И. Р. Приемы вычисления расходов водопроводов зданий различного назначения и микrorайонов // Водоснабжение и санитарная техника. – №11. – 1968.
39. Tabernacki J., Sosnowski S., Heidrich Z.: Projektowanie instalacji wodociągowych i kanalizacyjnych. Warszawa, Arkady, 1985.
40. Tabernacki J.: Metodyka analizy powstawania zjawisk przepływu i zużycia wody w instalacjach wodociągowych budynków mieszkalnych, Prace Naukowe, Inżynieria Sanitarna i Wodna, z. 11, Politechnika Warszawska, Wyd. Politechniki Warszawskiej 1990, Warszawa
41. Tażbirek H.: Wpływ typu węzła cieplnego na zużycie ciepłej wody użytkowej, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 1976, nr 3.
42. Tiukalo A.: Dynamika poboru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych, praca doktorska, Politechnika Wrocławskiego, Wrocław, 1982.
43. Wasilewski W. Wybrane problemy wymiarowania węzłów cieplnych, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1978, nr 2, s. 29-36 i nr 3, s. 57-61.
44. Zarządzenie Ministra Gospodarki Terenowej i Ochrony Środowiska z dnia 10 sierpnia 1974 r. w sprawie wytycznych projektowania instalacji centralnej ciepłej wody w budownictwie mieszkaniowym wielorodzinnym. Dziennik Budownictwa nr 6 12.06.1974, poz. 18, s. 45-50.

3. МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТРЕБЛЕНИЯ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

3.1. Статистическое моделирование неравномерности потребления горячей воды

Исследователи всегда интересовались проблемой неравномерности суммарного расхода как холодной, так и горячей воды в определенный промежуток времени. Вопросы вероятностного моделирования расхода и потребности в воде были подробно рассмотрены в польских изданиях. Изначально предпринимались попытки подогнать статистические распределения к результатам измерений. Предпринимались также попытки использовать различные статистические распределения, чтобы определить неравномерность суточного потребления. Применялись следующие законы распределения: нормальный [21], нормально-логарифмический [16; 33; 38; 39], гамма [27; 35], а также распределение Пуассона [30; 36] и другие [17; 29]. При вероятностном моделировании потребления и потребности в воде в городах исследователь Сивонь [26] сформулировал выводы, в которых утверждает, что потребление и потребность в воде можно рассматривать как случайные переменные с ограничением снизу. Их свойства следуют определять на основании совокупных наблюдений, соответствующих критериям однородности и независимости их элементов. Эмпирические распределения частоты суточного, почасового расхода воды, по мнению автора, могут быть аппроксимированы с помощью гамма-распределения. Используя тесты Колмогорова и Пирсона, оценку степени эмпирических соответствий с гипотетическими провели Мелцажевич и Янчевски [17]. Они исследовали следующие гипотетические распределения: нормальное, нормально-логарифмическое, Вейбулла, гамма, Релея, Эрланга, Максвелла, бета, хи-квадрат, Фишера-Типпетта типа I макс. Для описания эмпирических распределений потребления воды различной продолжительности независимо от назначения воды, по мнению этих авторов, можно применять гамма-распределение (Пирсона III), а также Фишера-Типпетта I типа (распределение экстремальных значений, тип I).

Следующим вопросом, который решают исследователи, является определение изменения требуемой емкости аккумуляционного водоподогревателя. Для этого необходимо знать, как изменялся расход в течение суток. Ежовецкий и Тюкало [10] сформулировали модель потребности в горячей воде и энергии в течение периода времени, названного «длительностью расчетного цикла потребления». Ими была составлена модель неравномерности потребления горячей воды для одной квартиры с учетом того, что она подпадает под нормально-логарифмическое распределение. Идентификация параметров выполнена на основании исследований Сулиговского.

Также была определена задействованная вместимость водоподогревателя для зданий с различным количеством жителей. Ежовецкий, Тюкало, Залесский [11] на примере представленной выше модели с помощью метода Монте Карло определили задействованный объем бака горячей воды. Дискретная модель водозабора во внутренних системах была предложена Залесским [42]. Автор принял, что параметром, который характеризует расход воды в промежутке между двумя соседними моментами времени, является количество потребляемой воды и сопоставил его с моментом, определяющим окончание рассматриваемого периода времени. С учетом значения и нерегулярности случайных факторов, влияющих на потребление воды, принято, что параметры, характеризующие расход в определенный момент, принимают вероятностный характер – их можно считать случайными переменными с неизвестным распределением вероятности. Также предполагается, что расход воды в отдельно случайно выбранных временных моментах стохастически независим. Это предположение значительно упростило вопрос и позволило для каждого момента τ отдельно осуществлять идентификацию распределения вероятности и оценку его параметров. Выбор вида отрезков времени зависит от цикла, подвергающегося исследованиям, и от принятой единицы. По мнению автора, можно осуществлять дискретизацию любых отрезков времени. Сложность состоит в получении соответственно богатых экспериментальных материалов, позволяющих идентифицировать параметры модели. Определение модели разбора воды для произвольного здания осуществляется на основании модели расхода отдельными типами квартир (классифицированными по количеству проживающих людей и оборудованию). Автор предположил, что величина расхода воды различными квартирами одного и того же типа (М-1) в определенный момент τ (однокомнатная квартира) описывается с помощью такого же неизвестного распределения вероятности. Он ввел параметр, который назвал средним потреблением воды на однокомнатную квартиру типа М-1 в момент τ .

Случайная переменная $\dot{m}_t(\tau)$ ограничена снизу ($Q_{\min} = 0$) и сверху (Q_{\max}). Исходя из закона больших чисел и утверждения Линдерга-Леви, исследователь предположил, что для определенного количества квартир суммарный расход воды в момент τ на n -количество однокомнатных квартир имеет асимптотическое нормальное распределение $F(m, \delta)$.

Стандартная характеристика расхода воды на одну однокомнатную квартиру типа М-1 описана с помощью нормального распределения. Стандартная характеристика порядка n на квартиру (для рассматриваемых n -квартир) может быть разложена на сумму двух составляющих, из которых одна является детерминированной, а другая – случайной.

Модель расхода воды для произвольного цикла будет сводиться к

описанию характеристик для такого количества моментов, на сколько отрезков будет разделен цикл.

Новак [18; 19] представил дискретную модель, описывающую процесс водоразбора горячей воды для многоквартирных жилых зданий. В произвольный момент времени τ этот водоразбор является случайным, поэтому он рассматривается как случайная зависимая $q(\tau)$ полного вероятностного распределения. Новак и Залесский [42] рассматривают время как цепочку отдельных моментов τ_i , а $q(\tau)$ – как количество расходуемой воды между двумя соседними моментами τ_{i-1} и τ_i .

Тюкало [39] для симуляции обеспечения зданий водой разработал модель расхода, в которой с целью упрощения рассуждений все водоразборные точки, находящиеся в квартире, заменены одной показательной водоразборной точкой. Количество действующих показательных водоразборных точек является функцией полного расхода воды, потребляемой из системы, а также расходов, приписанных действующим показательным водоразборным точкам. Нестабильность расхода была моделирована эвристически с помощью бета-распределения с четырьмя параметрами. Для определения параметров распределения приняты минимальный и максимальный поток воды для конкретных видов квартир. Критическое значение расхода определено на основании работы Шопенского. При моделировании работы многих показательных водоразборных точек предположено, что расходы воды в конкретных квартирах не зависят друг от друга.

Сивонь и Станиславский [28] предлагают применить процесс Маркова при моделировании потребления и потребности в воде. Зависимость потребления и потребности от неслучайного параметра времени τ приводит к тому, что явление потребления и потребности в воде рассматривается как стохастический процесс, представленный в виде случайной последовательности $[X_t]$, принимающей значения от ограниченного и исчислимого пространства состояний. Стохастические свойства можно получить в результате соответствующей конструкции статистической пробы, элементами которой являются значения потребления по отношению к постоянному пределу времени. В случае с моделью суточного или часового потребления такой единицей являются сутки или час. Предположение авторов о том, что достигнутое в момент T значение случайной переменной $X_T(T)$ зависит исключительно от аналогичной величины $T - 1$, приводит к тому, что потребление воды рассматривается как процесс с памятью предыдущего шага, который называется простой цепью Маркова. Можно использовать процесс с памятью в несколько шагов $r > 1$, тогда мы получаем цепь Маркова с r -кратным определителем.

Для стохастического моделирования расхода воды используют методы анализа временных рядов [3; 27], а также методы анализа теории сигналов [9].

Разработкой общей методики анализа возникновения расхода и потребления воды в водопроводных системах жилых домов с использованием динамического симуляционного моделирования занимался Табернацкий в работе [37]. На основании своих рассуждений он разработал четыре модели, относящиеся к возникновению расхода и потребления воды в системах. Они относились к использованию системы, ее гидравлическому действию, динамике источника воды и возникновению потерь воды. Автор доказал пользу разработанных моделей для анализа проблем, появляющихся в системах, в том числе для определения расхода воды в трубопроводах.

Модель потребления горячей воды во время разных временных циклов разработала Чабак [4]. В принятой модели цикла суточной неравномерности она выделила три характерных периода потребления: утренний, послеполуденный и вечерний. Потребление в эти периоды очень сильно зависит от того, является ли день рабочим или выходным. В рабочие дни наибольшее потребление наблюдается в вечерние часы, меньшее – в утренние. В то же время в дни, свободные от работы, происходит наоборот: наиболее интенсивное потребление наблюдается с утра [4]. Время, когда начинается потребление горячей воды для гигиенических целей и для приготовления еды, по мнению [4], является случайной переменной с явным неравномерным распределением вероятности. Для определения неравномерности этого времени было принято нормальное распределение. Автор определила образцы параметров используемого распределения для разных категорий дней. Помимо расхода горячей воды на вечернее и утреннее мытье, а также на приготовление еды существуют другие потребности, удовлетворение которых приводит к намного меньшей неравномерности. К таким потребностям можно отнести, в том числе, мытье рук, уход за новорожденными и другие мелкие гигиенические процедуры. Автор модели предположила, что количество и время начала потребления воды для удовлетворения этих потребностей являются случайными переменными с равномерным распределением вероятности в течение всего периода интенсивного потребления воды. Для таких случаев примеры параметров распределения также были определены. Автор также определила потребление воды, расходуемой во время удовлетворения конкретных потребностей. Она разработала программу, которая позволяет на основании представленных принципов провести моделирование процесса.

В работе [30] представлено применение стохастических процессов для моделирования потребления горячей воды в многоквартирных жилых зданиях. Моделирование потребления было проведено, исходя из физического хода явления. При использовании этой модели можно определить все параметры, характеризующие потребление. Эта модель будет более

подробно представлена в следующем разделе.

Далее рассмотрен весь спектр методов определения неравномерности потребления горячей воды. Изменение в потреблении воды будут корректно описываться с помощью представленных методов, если произведены наблюдения за потреблением, на основании которых можно произвести оценку параметров модели. Предложенная в работе [30] стохастическая модель потребления горячей воды позволяет определить неравномерность параметров, характеризующих расход горячей воды в жилых многоквартирных зданиях, в свою очередь параметры этой модели имеют физический смысл.

3.2. Моделирование расхода горячей воды в суточном цикле с использованием стохастических процессов

3.2.1. Введение

Во многих вопросах современной науки и техники имеют место процессы и явления, ход которых нельзя точно предвидеть во времени. Это так называемые недетерминированные процессы. Их принято называть (при определенных условиях) случайными или стохастическими [7; 13]. Таким процессом является потребление потребителями горячей воды из системы водоснабжения. Стохастическим процессом называется совокупность случайных переменных V , зависящих от параметра τ , где параметр τ зависит от определенной совокупности реальных величин [6]. Во многих вопросах теории стохастических процессов параметр τ является временем, за которое действительно происходит данный процесс, например, в вопросах теории массового обслуживания. Однако возможны и другие ситуации, такие, при которых параметр τ не имеет реального смысла [23; 40].

Как было оговорено во вступлении, процесс разбора горячей воды в жилом здании зависит от многих факторов. Для разных категорий дня, т. е. для рабочего, выходного и праздничного потребление горячей воды (распределение потребления) подобно [32]. В то же время для коротких промежутков времени нельзя выявить какую-либо закономерность. Пример графика разбора горячей воды в зависимости от времени, полученный измерением, представлен на рис. 2.1 и 2.2.

Анализируя процесс потребления горячей воды в многоквартирном жилом здании, факторы, влияющие на процесс потребления, а также результаты измерений потребления, было отмечено, являются недетерминированными процессами – случайными и зависимыми от множества переменных. Некоторым категориям дней, таким как рабочие (по средам), выходные (по субботам), праздничные (воскресенья) можно приписать

соответствующие циклы, а также определить стохастическую повторяемость циклов.

3.2.2. Описание потребления горячей воды как стохастического процесса

В жилых зданиях, оборудованных системами ГВС, для определенной потребности произвольных пользователей в произвольный момент времени расходуется разное количество воды произвольными водоразборными точками системы. Для процесса потребления горячей воды время, в течение которого анализируется потребление, является параметром τ случайного процесса. Параметр τ для каждого цикла ограничен его длительностью и определяется началом и окончанием цикла:

$$\tau_p < \tau < \tau_k,$$

где τ_p – начало цикла, $\tau_p \geq 0$; τ_k – окончание цикла, $\tau_p \geq \tau_k$.

С целью упрощения моделирования явления потребления горячей воды количество израсходованной воды при одноноразовом отборе подчинено определенному значению параметра τ , а именно такому моменту, в который начался расход (т. е. тому моменту τ , в который из водоразборной точки начала течь вода). Идею этих действий представлено на рис. 3.1.

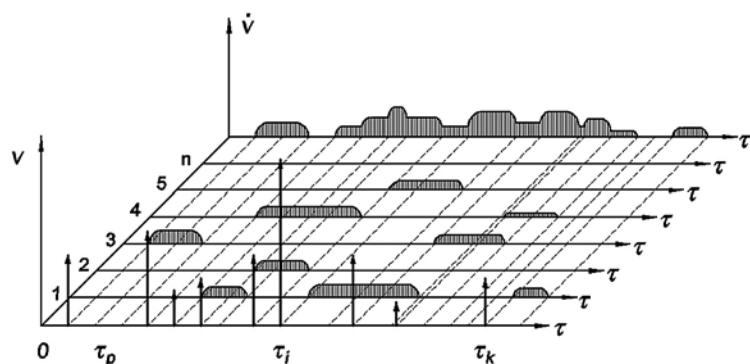


Рис. 3.1. Схема сопоставления одноноразового расхода горячей воды с одним значением параметра τ

На приведенной схеме n обозначает номер следующей водоразборной точки в жилом здании: $\dot{V}_n(\tau)$ – расход горячей воды (объемный расход)

из водоразборной точки n в момент τ ; $\dot{V}(\tau)$ – расход горячей воды в узле подогрева воды; $V(\tau)$ – общий объем вытекающей горячей воды из водоразборной точки n во время одного отбора, соответствующий моменту τ .

Привязка данного отбора из водоразборной точки к определенному моменту значительно упрощает задачу, поскольку это позволяет исключить из рассуждений время истечения горячей воды из водоразборных точек, а также значение и неравномерность расхода воды, что, в свою очередь, позволяет принимать во внимание только количество единоразово израсходованной воды при использовании системы [34]. Вышеупомянутые действия могут привести к расхождению между принятой моделью и процессом водоразбора, например, в результате исключения из модели отбора, начатого до времени τ_p или в связи с учетом отбора, продолжающегося после времени τ_k . Эти параметры могут взаимосокращаться. Для параметров модели, определенных на основании результатов измерений, это различие не влияет на определение количества отобранный воды, поскольку оно учтено при оценке параметров.

В первой фазе анализа рассматривается последовательность случайных событий, которыми является открытие водоразборной арматуры системы ГВС в доме в порядке их появления. $X(\tau)$ обозначает количество наблюдаемых открытий водоразборной арматуры (количество водоразборов), происходящих в границах (τ_p, τ_k) , где $\{\tau_p \leq \tau < \tau_k\}$. Мы сталкиваемся со стохастическим процессом $\{X(\tau), \tau_p \leq \tau < \tau_k\}$, где для каждого τ случайная переменная $X(\tau)$ может принимать абсолютно положительные значения $i = 0; 1; 2; 3 \dots$

Кроме того, для произвольных τ_1 и τ_2 , содержащихся в таких τ , что $\tau_1 < \tau_2$, прирост $X(\tau_1) - X(\tau_2)$ может быть равен 0; 1; 2; 3... Считается, что рассматриваемая последовательность событий удовлетворяет следующим условиям:

1. Количество открытий водоразборной арматуры (количество водоразборов) в отдельных часовых отрезках $(\tau_p, \tau_1), (\tau_p, \tau_2) \dots (\tau_{n-1}, \tau)$ является взаимозависимыми случайными переменными. Это означает, что в анализируемой последовательности не наблюдаются вторичные влияния. Таким образом, этот процесс $\{X(\tau), \tau_p \leq \tau < \tau_k\}$ является процессом с независимыми приращениями;

2. Открытие водоразборной арматуры приписывается одному моменту времени, поэтому считается, что открытие происходит в течение очень короткого отрезка времени и асимптотически стремится к нулю. Открытия происходят по одному, но не происходят парами, тройками и т. д. Практическая невозможность появления двух или более событий в один и тот же момент выражена условием единичности процесса. Это условие можно записать соотношением [24]:

$$\lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} \frac{p_{x \geq 2}(\Delta\tau)}{(\Delta\tau)} \rightarrow 0, \quad (3.1)$$

где $p_{x \geq 2}(\Delta\tau)$ – вероятность появления в течение промежутка времени длиной $\Delta\tau$ двух или более событий.

Иначе говоря, принимается, что процесс является единичным.

3. Для одинаковой категории дня (ход водоразбора) в соответствующих друг другу временных отрезках при последующих реализациях процесса вероятность появления определенного количества открытий водоразборной арматуры одинакова. Для различных временных отрезков эта вероятность может отличаться. Такое условие говорит о том, что этот процесс является повторяющимся. Иначе говоря, принимается, что процесс $\{X(\tau), \tau_p \leq \tau < \tau_k\}$ является единичным процессом.

Стохастический процесс, соответствующий вышеперечисленным критериям, называют процессом Пуассона с переменной интенсивностью [12]. Для процесса Пуассона с постоянной интенсивностью интенсивность процесса α определяют как среднее количество событий, появляющихся в течение единицы времени. В то же время для процесса Пуассона с переменной интенсивностью интенсивность описывается как функция параметра τ , $\alpha(\tau)$, соответствующая условию:

$$\alpha(\tau) = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} -\frac{\alpha(\tau + \Delta\tau) - \alpha(\tau)}{(\Delta\tau)}, \quad (3.2)$$

где $\alpha(\tau)$ – ведущая функция процесса, определяющая для повторяющихся процессов среднее количество событий, произошедших от начального момента до времени τ .

Этот процесс называют процессом Пуассона с ведущей функцией $\alpha(\tau)$ [12]. Таким образом, можно предположить, что процесс пользования водоразборными точками для данного водоразбора является процессом Пуассона с переменной интенсивностью с ведущей функцией $\alpha(\tau)$, которая описывает среднее количество открытий водоразборной арматуры от начального момента цикла до анализируемого момента.

События, происходящие в процессе Пуассона, создают последовательность событий, называемых расходом Пуассона. Можно сказать, что сумма расходов Пуассона с данными ведущими функциями является также расходом Пуассона с ведущей функцией, равной сумме функций суммируемых расходов [12; 20]:

$$\alpha(\tau) = \sum_{i=1}^n \alpha_i(\tau). \quad (3.3)$$

Аналогичная связь наблюдается для разницы потоков Пуассона. При изменении среднего количества событий тип распределения не изменяется. Модификации поддается только значение параметра α .

Распределение вероятности появления количества событий в процессе Пуассона называют распределением Пуассона [1; 25; 40]. Если принять

$$\alpha(\tau_k) + \alpha(\tau_p) = \alpha, \quad (3.4)$$

то плотность массы вероятности появления k -событий в этот период определяют зависимостью:

$$p_k = \frac{\alpha^k}{k!} e^{-\alpha}, \quad (3.5)$$

где α – среднее количество водоразборов (открытий кранов) горячей воды в течение отрезка времени (τ_p, τ_k) .

Для $k = 0$ эта зависимость описывает вероятность, что ни один водоразборный кран не будет открыт в течение анализируемого периода времени.

Каждому событию, соответствующему открытию водоразборного крана, приписывается определенный отбор горячей воды.

3.2.3. Неравномерность суммарного отбора в произвольный период времени цикла

Целью данных исследований является определение общего потребления горячей воды пользователями данной системы в любой период времени анализируемого цикла. Общий отбор из системы V – это сумма всех единоразовых водоразборов V_j в течение анализируемого периода времени Δt :

$$V(\Delta t) = \sum_{j=1}^n V_j(\Delta t), \quad (3.6)$$

где n – количество единоразовых водоразборов (открытий водоразборных точек); V_j – объем воды, взятой из водоразборной точки во время j -того водоразбора.

Можно принять, что единоразовые разборы горячей воды V_j являются независимыми друг от друга параметрами. С каждым открытием водоразборной арматуры связано потребление определенного количества горячей воды. Количество единоразово израсходованной воды при открытии водоразборного крана является величиной, зависимой от актуальной потребности пользователя системы. Количество зависит от многих факторов и является величиной, изменяющейся случайно. Характерной чертой расхода горячей воды при единоразовом водоразборе является то, что его можно определить только с помощью множества положительных чисел. Считается,

что функция распределения единичных разборов описывается с помощью функции распределения $F_j(V)$, а плотность с помощью $f_j(V)$, где $V \geq 0$. Для дальнейшего анализа предполагается, что для данного отрезка времени во всех объектах нестабильность единоразового водоразбора горячей воды описывается тем же самым распределением.

Переменная V , описывающая общее потребление жителями в анализируемый период времени, является суммой случайных переменных, описывающих отдельные водоразборы. Зная распределение этих переменных, можно определить распределение суммы путем расчета интеграла свертки (композиции) единичных распределений:

$$F_{j_1+j_2}(V) = \int_0^{+\infty} F_{j_1}(V_1)f_{j_2}(V - V_1)dV_1, \quad (3.7)$$

где $F_{j_1+j_2}(V)$ – функция распределения суммы двух случайных переменных с функцией распределения $F_{j_1}(V)$ и $F_{j_2}(V)$.

Зависимость (3.7) может быть записана также в виде:

$$F_{j_1+j_2}(V) = (F_{j_1} \bullet F_{j_2})(V). \quad (3.8)$$

Если случайные переменные, входящие в состав суммы имеют такое же распределение, то:

$$F_{j_1}(V) = F_{j_2}(V) = \dots F_{j_n}(V) = F_j(V); \quad (3.9)$$

$$F_{j_1+j_2}(V) = F_{j_2}(V) = F_j F_j(V) = F_j^{2+}(V), \quad (3.10)$$

а в общем:

$$F_{nj}(V) = F_j^n(V). \quad (3.11)$$

Точно такое же распределение имеет место для функции плотности вероятности:

$$f_{nj}(V) = f_j^n(V). \quad (3.12)$$

Считается, что количество водоразборов (открытый кранов) и объем единоразово израсходованной горячей воды являются взаимонезависимыми параметрами, в связи с чем вероятность того, что общий разбор не превысит определенного значения V , при реализации k открытых водоразборной арматуры, составляет [1]:

$$p(k, V \leq V') = p_k F_{kj}(V'). \quad (3.13)$$

Подставляя в вышеуказанный образец зависимости (3.5) и (3.11), получаем:

$$p(k, V \leq V') = \frac{\alpha^k}{k!} e^{-\alpha} F_j^{k+}(V'). \quad (3.14)$$

На основании утверждения об общей вероятности [1] можно определить, что вероятность того, что разбор V' жителями жилого здания не превысит заданного значения, составляет:

$$p(V \leq V') = H(V') \sum_{k=1}^{+\infty} p(k, V \leq V'). \quad (3.15)$$

После подстановки зависимости (3.14), получаем:

$$H(V') = \sum_{k=1}^{+\infty} \frac{\alpha^k}{k!} e^{-\alpha} F_j^{k+}(V'). \quad (3.16)$$

Распределение, функция которого описана с помощью вышеуказанного образца, называют сложным распределением Пуассона. При принятом подходе это распределение описывает в общем виде (для произвольного распределения единоразового водоразбора) распределение вероятности потребления горячей воды в произвольный период времени произвольной группой потребителей. В дальнейших рассуждениях представлен вид статистического распределения, описывающего распределение значения расхода горячей воды при единоразовом отборе.

Если каждому открытию водоразборной арматуры будет приписано конкретное значение потребляемой горячей воды V_j , то функция распределения $F(V)$ концентрируется в одной точке. Процесс отбора сокращается до простого процесса Пуассона [5], а зависимость (3.16) сводится к выражению:

$$p\{X(\tau) - X(0) = kV_j\} = \frac{\alpha^k}{k!} e^{-\alpha}. \quad (3.17)$$

В то же время, если предположить, что количество водоотборов является постоянным и равно k , то зависимость (3.16) сводится к равенству:

$$H(V) = F_j^{k+}(V'). \quad (3.18)$$

Как видно, функция распределения неравномерности количества отобранный воды описана k -кратным интегралом свертки функции распределения единичного отбора.

Функция каждого сложного распределения Пуассона имеет вид:

$$h(s, \alpha) = e^{-\alpha - \alpha f(s)}, \quad (3.19)$$

где s – комплексная переменная.

Эта функция обладает особым свойством, в частности:

$$h(s, \alpha_1 + \alpha_2) = h(s, \alpha_1)h(s, \alpha_2). \quad (3.20)$$

Следовательно, сумма переменных, описанных с помощью сложного распределения Пуассона, в котором распределение вероятности $f(s)$ случайных переменных, создающих расход Пуассона, является таким же – это переменная, описанная также с помощью распределения Пуассона с параметром α , равным сумме параметров α , добавляемых переменных:

$$\alpha = \sum_{i=1}^n \alpha_i. \quad (3.21)$$

Распределение переменных, сумма которых дает точно такое же распределение, называют «регенеративным» распределением. Среди распределений, изменяющихся скачкообразно, только распределения Пуассона (простой и сложный) обладают таким свойством. Это свойство возникает из самого процесса Пуассона. Распределение Пуассона принадлежит к классу бесконечно делимых распределений. Это означает, что для произвольного k можно его представить как k -кратную композицию (свертку) определенного распределения вероятности. Иначе говоря, случайную переменную в этом распределении можно представить как сумму k определенных одинаковых случайных переменных с таким же распределением, где k может быть произвольным. Это означает, если:

$$h(V) = e^{-\alpha} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\alpha^k}{k!} \{f\}^k \quad (3.22)$$

и

$$h_1(V) = h_2(V) = \dots = h_j(V) = \dots = h_n(V), \quad (3.23)$$

то распределение переменной $h_n(V)$ описывается с помощью зависимости:

$$h_n(V) = e^{-\alpha_n} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\alpha_n^k}{k!} \{f\}^k, \quad (3.24)$$

где

$$\alpha_n = \frac{\alpha}{n}. \quad (3.25)$$

Оговоренное свойство сложного распределения Пуассона можно использовать для моделирования распределения отбора горячей воды произвольной группой пользователей. Если предположить, что распределение единичного отбора у каждого потребителя одинаковое, то параметр α -распределения, описывающий среднее количество водоотборов группой потребителей, описывается суммой параметров α_i (средних кратностей отборов) отдельных потребителей (3.21). В то же время, зная значение параметра α_i для группы одинаковых потребителей, можно, используя это

свойство, определить параметр α_n отдельного потребителя (3.25).

Количество потребленной воды за один раз может быть только положительной величиной. Распределением для положительных случайных переменных может быть: гамма-распределение, логнормальное распределение, бета-распределение, распределение Гумбеля. Анализ показал, что из вышеперечисленных распределений гамма-распределение наилучшим образом описывает неравномерность длительности отдельных водоотборов горячей воды. Ход гамма-распределения изменяется в широком диапазоне в зависимости от параметров распределения.

Плотность распределения гамма описывается зависимостью:

$$f(\tau) = \frac{\lambda(\lambda\tau)^{n-1}}{\Gamma(n)} e^{-\lambda\tau}. \quad (3.26)$$

Параметр λ этого распределения можно интерпретировать как параметр масштаба, а параметр n – как параметр формы. После проведения идентификации параметров [30] было определено, что можно принять параметр n этого распределения равным 1 ($n = 1$). Для этого значения получаем особый случай гамма-распределения – экспоненциальное распределение. Плотность этого распределения описана с помощью зависимости:

$$f(\tau) = \lambda e^{-\lambda\tau}, \quad (3.27)$$

а функция распределения:

$$F_\tau(\tau) = 1 - e^{-\lambda\tau}. \quad (3.28)$$

Экспоненциальное распределение часто используют в теории надежности и в теории массового обслуживания [1; 25]. С его помощью описывают распределение часов безаварийной работы устройств [2], время эксплуатации устройства, время обслуживания [8; 12; 20]. Как доказано в работе [30], с его помощью можно также определить значение единоразового отбора горячей воды в здании. Без сомнения, это распределение является определенным приближением реальности. Например, время отбора воды не может быть меньше, чем определенная минимальная величина (например, время ополаскивания рук), а распределение начинается со значения, равного нулю.

Экспоненциальное распределение описывает также распределение промежутков времени между событиями в процессе Пуассона. Для постоянного наблюдателя момент начала и окончания отбора воды являются независимыми переменными. Параметр λ интерпретируют как обратный коэффициент среднего времени между событиями. В этом случае – как обратный коэффициент среднего времени одного отбора горячей воды.

После подстановки в равенство (3.16) зависимости (3.28) получаем

пример функции распределения суммарного отбора воды в определенный период времени:

$$H(V) = e^{-\alpha} \left\{ 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha^n}{n!} \left[1 - e^{-\lambda V} \sum_{j=0}^{n-1} \frac{(\lambda V)^j}{j!} \right] \right\}. \quad (3.29)$$

После дальнейших преобразований получаем:

$$H(V) = 1 - e^{-\alpha - \lambda V} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha^n}{n!} \sum_{j=0}^{n-1} \frac{(\lambda V)^j}{j!}. \quad (3.30)$$

Плотность распределения описана зависимостью:

$$h(v) = \lambda e^{-\alpha - \lambda V} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha^n}{n!} \frac{(\lambda V)^{n-1}}{(n-1)!}. \quad (3.31)$$

Для отбора, равного нулю ($V = 0$) функция распределения описывается формулой:

$$H(0) = 1 - e^{-\alpha} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha^n}{n!} = e^{-\alpha}. \quad (3.32)$$

Этот пример описывает вероятность того, что водоразборный кран не будет открыт, а значит и вероятность того, что вода не будет вытекать.

Если количество отборов в анализируемый период времени является постоянным и равно k , то полученное распределение преобразуется в гамма-распределение с параметрами k и λ . Распределение гамма применяют для описания изменения отбора воды [30].

Для представленного сложного распределения Пуассона, подобно, как для гамма-распределения, один из параметров отвечает за форму распределения, другой является параметром масштаба. Форма распределения Пуассона зависит от параметра α , в то же время параметр λ является параметром масштаба.

3.2.4. Определение неравномерности максимальных кратковременных отборов за более длительные периоды времени

Цикл или фрагмент цикла отбора горячей воды можно поделить на отрезки времени. Неравномерность интенсивности отбора горячей воды в цикле можно определить, представив интенсивность отбора в виде последующих отрезков времени [32]. Из проведенных рассуждений следует, что для каждого такого отрезка времени распределение изменения потребления горячей воды может быть определено с помощью сложного распределения Пуассона с плотностью $h(V)$.

Рассматриваемый отрезок времени $\Delta\tau_c$ поделен на отрезки:

$$\Delta\tau_1, \Delta\tau_2, \dots, \Delta\tau_{i-k}, \dots, \Delta\tau_i, \dots, \Delta\tau_{n-1}, \dots, \Delta\tau_n.$$

Отбор воды в этих отрезках времени описывается случайными переменными:

$$V_1, V_2, \dots, V_{i-k}, \dots, V_i, \dots, V_{n-1}, \dots, V_n.$$

Эти переменные независимы, постоянны и определяются плотностью:

$$h(V_1), h(V_2), \dots, h(V_{i-k}), \dots, h(V_i), \dots, h(V_{n-1}), \dots, h(V_n).$$

Таким образом рассматривают n -мерную случайную переменную (V_1, \dots, V_n) . Эта переменная имеет плотность $h(V_1, \dots, V_n)$. В связи с независимостью переменных, получают формулу [6; 41]:

$$h(V_1, \dots, V_n) = h_1(V_1) \cdot h_2(V_2) \cdot \dots \cdot h_{i-k}(V_{i-k}) \cdot \dots \cdot h_i(V_i) \cdot \dots \cdot h_{n-1}(V_{n-1}) \cdot h_n(V_n). \quad (3.33)$$

Плотность $h(V_1, \dots, V_n)$ определяет распределение переменной (V_1, \dots, V_n) , т. е. для каждого борелевского множества A n -мерных евклидовых пространств:

$$p[(v_1, \dots, v_n) \in A] = \iint_A h(v_1, \dots, v_n) dv_1 \dots dv_n = \iint_A h(v_1) \dots h(v_n) dv_1 \dots dv_n. \quad (3.34)$$

Каждую вероятностную задачу, связанную с переменными (V_1, \dots, V_n) , можно решить, определив соответствующее им множество A и взяв вышеуказанный интеграл.

Рассматривается отрезок времени $\Delta\tau_c$, состоящий из n коротких отрезков $\Delta\tau_i$. В анализируемом отрезке времени для каждого отрезка времени $\Delta\tau_i$ происходит случайно переменный отбор горячей воды V_i . Искомым является распределение значения максимального отбора горячей воды V_{\max} за отдельные отрезки $\Delta\tau_i$.

Определяется вероятность осуществления отбора горячей воды в течение произвольного отрезка времени $\Delta\tau_i$. Отбор может произойти в максимальном объеме V_{\max} . Для функции искомого распределения пространство событий определено следующим образом:

$$V_1 \leq V_{\max}, \dots, V_i \leq V_{\max}, \dots, V_n \leq V_{\max}. \quad (3.35)$$

Распределение случайной переменной для определенного множества A определяют следующим образом:

$$H_{\max}(V_{\max}) = p[(V_1 \dots V_i \dots V_n) \in A] = \\ = \int_0^{V_{\max}} \int_0^{V_{\max}} \dots \int_0^{V_{\max}} h_1(V_1) \dots h_i(V_i) \dots h_n(V_n) dV_1 \dots dV_i \dots dV_n. \quad (3.36)$$

Поскольку границы постоянны, а функции плотности независимы друг от друга, то интегралы можно разделить:

$$H_{\max}(V_{\max}) = \int_0^{V_{\max}} h_1(V_1) dV_1 \dots \int_0^{V_{\max}} h_i(V_i) dV_i \dots \int_0^{V_{\max}} h_n(V_n) dV_n. \quad (3.37)$$

После интегрирования получаем:

$$H_{\max}(V_{\max}) = H_1(V_{\max}) \dots H_i(V_{\max}) \dots H_n(V_{\max}) = \prod_{i=1}^n H_i(V_{\max}). \quad (3.38)$$

Функция распределения максимальных отборов бытовой горячей воды за промежутки времени, входящие в состав произвольного отрезка, описывается зависимостью (3.38) и является произведением всех функций распределения в отдельных промежутках.

Решение проблемы максимального распределения суммы отборов горячей воды для суммы нескольких последующих промежутков времени представлено в [30].

3.2.5. Определение неравномерности потребности в регулирующем объеме бака водоподогревателя в период определенной интенсивности потребления (ПОИП)

В этой части будет определена связь между расходом наполнения и регулирующим объемом бака за период определенной интенсивности потребления в зависимости от вероятности появления потребности в этом объеме. Схема системы наполнения представлена на рис. 3.2.

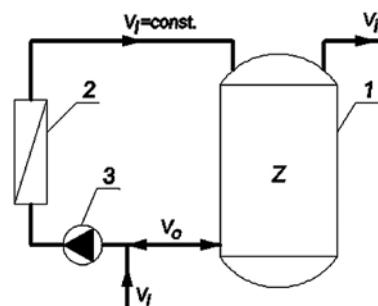


Рис. 3.2. Схема системы наполнения: 1 – водоподогреватель; 2 – проточный теплообменник; 3 – насос

Переменная, определяющая расход воды, вытекающей из водоподогревателя – это разница двух параметров: расхода отбора и расхода подпитки. Считается, что подпитка происходит постоянно и что подпитывающий расход постоянен. Принимается также, что в этот период процесс открытия водоразборной арматуры можно описать с помощью процесса Пуассона с постоянной и известной интенсивностью. Распределение изменения отборов горячей воды при одном открытии водоразборного крана описывается как экспоненциальное распределение с известным параметром.

Объем бака определяют для времени максимальной интенсивности отбора. Считается, что по отношению к отрезкам времени между моментами отбора воды длительность максимального отбора настолько велика, что в аналитических рассуждениях можно считать ее неограниченной. Такое решение возможно тогда, когда среднее поступление тепловой энергии или воды в бак больше среднего отбора. Эту проблему можно разрешить несколькими способами [5; 30; 31; 40]. Рассмотрим один из них – определение максимума случайного блуждания так называемым способом «ступенчатых точек» [30].

Работу системы подпитки можно представить в виде стохастического процесса, связанного со случайным блужданием. Для упрощения отборы V_i приписываются, как и ранее, определенным моментам. Рассматривается состояние, имеющее место в момент отбора. Количество поступающей между отборами воды из теплообменника в бак пропорционально разнице времени между последним и текущим отбором. Если промежуток времени между последним и происходящим отбором i обозначим $\Delta\tau_i$, то поступающей объем воды в это время составляет:

$$V_i = \dot{V}_i \Delta\tau_i. \quad (3.39)$$

Для момента отбора τ_i объем горячей воды, вытекающей из бака V_0 , можно определить с помощью зависимости:

$$V_0 = V_i - V_i. \quad (3.40)$$

Способ определения последующих объемов горячей воды, вытекающих из бака, представлен на рис. 3.3.

Потребление горячей воды V_i и объем горячей воды V_i , подпитывающей бак в определенный момент, являются случайными переменными. Следует определить распределение случайной переменной V_0 , описывающей изменение объема воды, поступающего из бака, который является разницей этих случайных переменных. Случайную переменную V_0 , определяющую отбор горячей воды при одном открытии водоразборного крана, можно

описать с помощью экспоненциального распределения, общего для всех отборов. Плотность распределения определяют зависимостью:

$$f(V) = f(\bar{V}) = \lambda e^{-\lambda \bar{V}}. \quad (3.41)$$

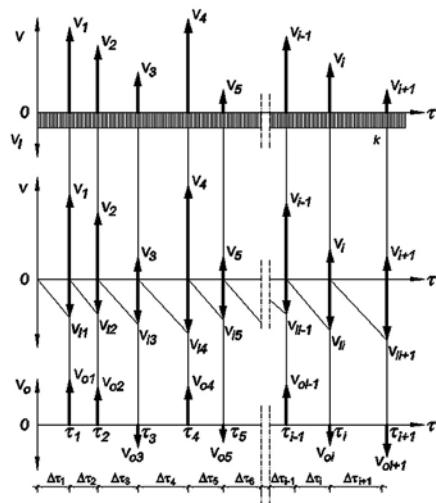


Рис. 3.3. Способ определения последующих объемов горячей воды, вытекающей из бака

Случайная переменная V_{0i} , определяющая объем воды, подпитывающей бак, является произведением постоянного параметра (расхода подпитки) и случайной переменной Δt_i , соответствующей длительности времени между отборами. Случайная переменная Δt_i обладает экспоненциальным распределением, что является результатом свойств процесса Пуассона с постоянной интенсивностью. Если случайную переменную с данным распределением умножить на постоянную величину, то вид распределения новой переменной такой же, как и старой [5]. Плотность распределения длительности между следующими моментами, приписанными отборам, определена как общая зависимость для всех отрезков времени Δt_i :

$$f(\Delta\tau_i) = f(\Delta\tau) = \alpha e^{-\alpha\Delta\tau}. \quad (3.42)$$

В то же время плотность распределения, определяющего объем воды, поступающей в бак (питающей бак) между отрезками, соответствующими отборам, описывают формулой:

$$f(V_{ti}) = f(V_t) = \frac{\alpha}{V_t} \lambda e^{-\frac{\alpha}{V_t}}. \quad (3.43)$$

Ищем распределение случайной переменной, которая является разницей двух переменных с экспоненциальным распределением:

$$V_{0i} = V_i = V_{li}. \quad (3.44)$$

Обе случайные переменные являются независимыми случайными переменными, их общая плотность вероятности описана с помощью зависимости:

$$f(V, V_l) = f_V(V)f_l(V_l), \quad (3.45)$$

а функция зависимости

$$F_{v_0}(V_0) = F(v_0) = \iint_A f_V(V)f_{Vl}(V_l)dVdV_l. \quad (3.46)$$

Случайные переменные V и V_l могут принимать положительные значения, в то время, как переменная V_0 , определенная зависимостью (3.44), может принимать как положительные, так и отрицательные значения. Площадь существования переменной V_0 вместе с пределами и разбиением на площади интегрирования представлена на рис. 3.4.

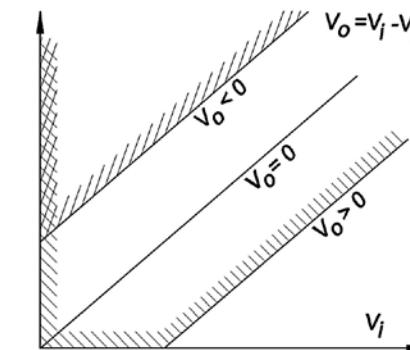


Рис. 3.4. Площадь существования переменной V_0 вместе с пределами и разбиением на площади интегрирования

Ввиду различного определения пределов площади существования случайной переменной для положительных и отрицательных значений для этих значений функция распределения определена отдельно, на основании зависимости (3.46):

для $V_0 < 0$

$$F(v_0) = \frac{\lambda \dot{V}_l}{\alpha + \lambda \dot{V}_l} e^{-\frac{\alpha}{\dot{V}_l} V_0}; \quad (3.47)$$

для $V_0 > 0$

$$F(v_0) = 1 - \frac{\lambda \dot{V}_l}{\alpha + \lambda \dot{V}_l} e^{-\lambda V_0}. \quad (3.48)$$

Функции плотности определены соответственно:

для $V_0 < 0$

$$f(v_0) = 1 - \frac{\alpha \lambda}{\alpha + \lambda \dot{V}_l} e^{-\lambda V_0}, \quad (3.49)$$

для $V_0 > 0$

$$f(v_0) = \frac{\alpha \lambda}{\alpha + \lambda \dot{V}_l} e^{-\lambda V_0}. \quad (3.50)$$

Среднее значение составляет:

$$\bar{V}_0 = \frac{1}{\lambda} - \frac{\dot{V}_l}{\alpha}. \quad (3.51)$$

Значения V_0, V_0, \dots, V_{0_i} являются случайными переменными с общим распределением, определенным функцией распределения F . Искомым является распределение максимумов следующих сумм вышепредставленных случайных переменных. Таким образом, рассматривается последовательность случайных переменных:

$$S_0 = 0; \quad S_n = V_{0_1} + V_{0_2} + V_{0_3} + \dots + V_{0_n}, \quad (3.52)$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$

Предположим, что имеем дело с процессом, в котором $\Delta\tau_1, \Delta\tau_2, \Delta\tau_3, \dots, \Delta\tau_n$ являются моментами появления сигналов, S_i – это величина сигнала в момент τ_i , V_{0_i} – прирост параметра. В начальный момент сигнал не появляется. Считается, что в n -ную минуту произошла рекордная величина сигнала, если:

$$S_n > S_j \quad \text{для } j = 0, 1, 2, 3, \dots, n-1. \quad (3.53)$$

Это значит, что в момент τ_n значение сигнала положительно и больше значений во всех предыдущих моментах. Показатель n , для которого неравенство (3.53) появилось первый раз, называется первым показателем ступени. Это показатель, для которого S_n первый раз стал положительным, (в начальный момент $S_0 = 0$ по принципу: последующие приrostы V_{0_i} могут быть положительными или отрицательными: так, что первое положительное значение может появиться спустя длительный период времени или же вообще не появиться). Показатель n , для которого неравенство (3.53) имеет место k раз, называется k -ступенчатым параметром. Величина сигнала описывается как k -ступенчатая величина. Считается, что в распределении, определенном функцией распределения F , существует ограниченная ожидаемая величина μ . Если $\mu > 0$, то ступенчатые параметры имеют тенденцию к неограниченному уменьшению. Ступенчатых точек вообще может

не быть либо может быть их ограниченное количество, а потому будет существовать максимальная ступенчатая точка, т. е. максимальное значение во всем процессе. Если $\mu = 0$, то процесс является осцилирующим.

Доказано, когда существует только предельное количество ступенчатых точек, то последняя (n -ная) – экстремальная и распределение ее величины описано n -ной композицией распределения величины первой ступенчатой точки [5].

Обозначим функцию распределения максимальных ступенчатых значений $G(z)$:

$$G(z) = \max(S_0, S_1, S_2, \dots, S_n), \quad (3.54)$$

а плотность этого распределения обозначим $g(z)$.

Переменная S_i соответствует опустошению водоподогревателя в момент τ_i . Переменная z описывает максимальное опустошение водоподогревателя (максимальное суммарное вытекание из бака) и, таким образом, описывает максимально требуемый объем бака. Учитывая предположения, что существуют ступенчатые точки и существует последний ступенчатый пункт, распределение $G(z)$ связано с функцией распределения F с помощью интегрального уравнения Гопфа-Винера [5]:

$$G(z) = \int_{-\infty}^z G(z-y) f(y) dy. \quad (3.55)$$

Существует общее решение уравнения Гопфа-Винера [14]. После дифференцирования уравнения (3.55) и после подстановки

$$u = z - y \quad (3.56)$$

получаем уравнение:

$$g(z) = G(0)f(z) + \int_{-\infty}^z g(u)f(z-y) dy. \quad (3.57)$$

Вышеуказанное уравнение известно как интегральное уравнение Фредгольма [14; 15]. Для функции f в виде, определенном уравнениями (3.49) и (3.50), решение уравнения (3.57), которое является функцией плотности вероятности появления потребности в объеме бака, имеет следующий вид:

$$g(z) = \frac{\lambda \dot{V}_l - \alpha}{\lambda \dot{V}_l} \frac{\alpha}{\dot{V}_l} e^{-(\lambda - \frac{\alpha}{\dot{V}_l})z}. \quad (3.58)$$

Функция распределения появления потребности в объеме бака определена уравнением:

$$G(z) = 1 - \frac{\alpha}{\lambda \dot{V}_l} e^{-(\lambda - \frac{\alpha}{\dot{V}_l})z}. \quad (3.59)$$

Вероятность того, что объем бака будет достаточен, равна нулю, $z = 0$, и равна дефекту ступенчатых переменных, а именно:

$$G(z = 0) = 1 - \frac{\alpha}{\lambda \dot{V}_t}. \quad (3.60)$$

Функция распределения вероятности неопустошения бака описана с помощью зависимости (3.59). В этой зависимости появляющийся фактор α/λ определяет средний расход горячей воды. Обозначая соотношение подпитывающего потока к среднему потреблению в анализируемый период с помощью β :

$$\beta = \frac{\lambda \dot{V}_t}{\alpha}, \text{ где } \beta \geq 1, \quad (3.61)$$

после подстановки получаем:

$$G(z) = 1 - \frac{1}{\beta} e^{-(1 - \frac{1}{\beta}) \lambda z}. \quad (3.62)$$

Плотность полученного распределения описывают формулой:

$$g(z) = \lambda \frac{1}{\beta} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) e^{-(1 - \frac{1}{\beta}) \lambda z}. \quad (3.63)$$

Полученное распределение является неполным распределением: интеграл плотности в пределах существования случайной переменной меньше единицы.

Графики функции распределения $G(z)$ для разных значений фактора β в зависимости от уменьшающего объема $\lambda \cdot z$ представлены на рис. 3.5. Уменьшающий объем $\lambda \cdot z$ определяет количество средних объемов воды, использованной во время одного отбора горячей воды.

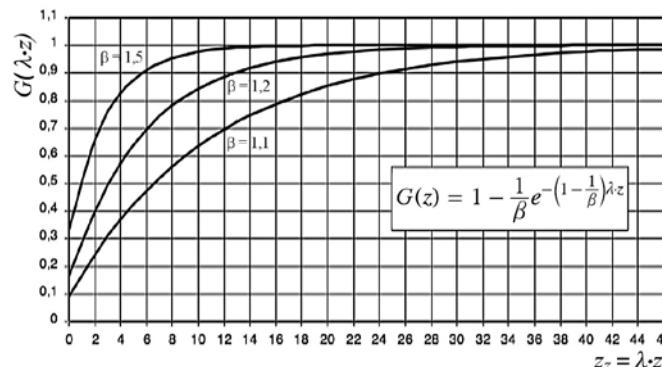


Рис. 3.5. Графики функции распределения $G(z)$ для разных значений фактора β в зависимости от уменьшающего объема $\lambda \cdot z$

Потребность в объеме бака определяется на основании данных о потреблении горячей воды, расходе наполнения и вероятности неопустошения бака с помощью зависимости (3.62).

После преобразования получаем зависимость:

$$z = -\frac{\ln\{[1 - G(z)]\beta\}}{\lambda\left(1 - \frac{1}{\beta}\right)}. \quad (3.64)$$

Если принять во внимание, что вероятность появления вместе с вышеуказанными описана зависимостью:

$$p(z) = 1 - G(z), \quad (3.65)$$

то потребность в объеме водонагревателя с вероятностью появления $p(z)$ составляет:

$$z = -\frac{\ln[p(z)\beta]}{\lambda\left(1 - \frac{1}{\beta}\right)}. \quad (3.66)$$

В то же время потребность на сокращенный объем $\lambda \cdot z$ выражается формулой:

$$\lambda z = -\frac{\ln[p(z)\beta]}{\lambda\left(1 - \frac{1}{\beta}\right)}. \quad (3.67)$$

На рис. 3.6 представлена потребность в относительном объеме бака $\lambda \cdot z$, определенная на основании уравнения (3.66), в зависимости от фактора β и вероятности неопустошения бака.

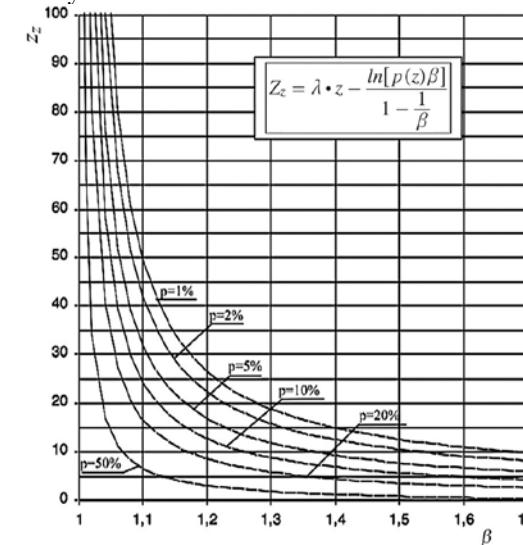


Рис. 3.6. Потребность в относительном объеме водонагревателя $\lambda \cdot z$ в зависимости от фактора β

3.2.6. Определение параметров принятого распределения (распределения Пуассона) на основании результатов измерений

На основании данных измерений можно найти параметры принятого распределения (Пуассоновского распределения) методом моментов, основанном на моментах образца. Момент n -го порядка случайной величины X может быть представлен следующим выражением: [1]:

$$E(X^n) = \int_{-\infty}^{+\infty} x^n h_x(x) dx. \quad (3.68)$$

Момент первого порядка ($n = 1$) является ожидаемым значением E . Помня, что в нашем случае случайной переменной является объем воды, принимающий положительные значения, то после подстановки ранее полученного уравнения (3.31), получим:

$$E(v) = \int_0^{+\infty} v \lambda \cdot e^{-\alpha - \lambda V} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha^n}{n!} \cdot \frac{(\lambda \cdot V)^{n-1}}{(n-1)!} dv. \quad (3.69)$$

После осуществления необходимых преобразований и интегрирования, получаем формулу, которая определяет ожидаемое значение распределения комплекса Пуассона в виде:

$$E(v) = \frac{\alpha}{\lambda}. \quad (3.70)$$

Момент второго порядка ($n = 2$) представляет иную вариацию $Var(n)$. Подставляя в зависимость (3.31) и (3.69) получаем:

$$Var(v) = \int_0^{+\infty} v^2 \lambda \cdot e^{-\alpha - \lambda V} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha^n}{n!} \cdot \frac{(\lambda \cdot V)^{n-1}}{(n-1)!} dv. \quad (3.71)$$

Затем, используя соответствующие преобразования и интегрирование, получаем зависимость, определяющую вариацию распределения Бернулли:

$$Var(v) = 2 \frac{\alpha}{\lambda^2}. \quad (3.72)$$

Принимая, что среднее значение E -образца соответствует ожидаемому значению, а вариации $Var(v)$ соответствует дисперсия выборки σ^2 , получаем уравнение:

$$\begin{cases} E = \frac{\alpha}{\lambda}; \\ \sigma^2 = \frac{\alpha}{\lambda^2}. \end{cases} \quad (3.73)$$

Решая данную систему уравнений, получаем соотношение между параметрами распределения Бернулли и моментами образца:

$$\begin{cases} \lambda = 2 \frac{E}{\sigma^2}; \\ \alpha = \frac{E^2}{\sigma^2}. \end{cases} \quad (3.74)$$

Применяя зависимость (3.25) и подставляя вместо параметра n количество жителей M , можно α представить уравнением:

$$\alpha = \alpha_{jedn} M. \quad (3.75)$$

Затем, подставляя в уравнение (3.73) вышеприведенную зависимость, получаем выражение для определения среднего потребления горячей воды на одного жителя и соответствующее отклонение:

$$\begin{cases} E_{jedn} = \frac{E}{M} = \frac{\alpha_{jedn}}{\lambda}; \\ \sigma_{jedn}^2 = \frac{\sigma^2}{M} = \frac{\alpha_{jedn}}{\lambda^2}. \end{cases} \quad (3.76)$$

Имея среднее значение на единицу потребления и дисперсию выборки измерений, можно определить теоретические параметры распределения:

$$\begin{cases} \lambda = 2 \frac{E_{jedn}}{\sigma_{jedn}^2}; \\ \alpha_{jedn} = \frac{E_{jedn}^2}{\sigma_{jedn}^2}. \end{cases} \quad (3.77)$$

3.2.7. Примеры применения модели

Применение описанной выше математической модели потребления горячей воды представлено примерами на приведенных ниже рисунках. На одном из объектов, расположенных в г. Щецине, проведены исследования отбора горячей воды [22], в которых сопоставлены теоретические результаты по модели с данными натурных измерений. На рис. 3.7 представлено изменение суточного потребления.

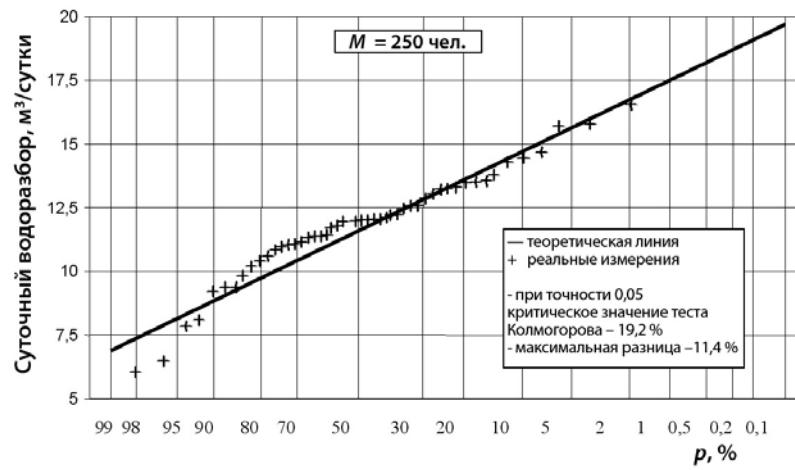


Рис. 3.7. Результаты измерений и теоретическая прямая вероятности появления суточных отборов для рабочих дней (по средам) на объекте с наибольшим количеством жителей

Как видно, теоретическая кривая достаточно хорошо совпадает с результатами измерений. Максимальное расхождение между теоретической кривой и результатами измерений не превышает 11,4 %.

Для этого же жилого здания были выполнены расчеты соответствия теоретического распределения максимальных почасовых расходов, определенных с помощью параметров распределения в период максимально определенной интенсивности потребления (ПМОИП) с данными, полученными в результате измерений. Результат представлен на рис. 3.8, где, как и ранее, достаточно высокое соответствие теоретического подхода с данными измерений. Максимальное расхождение между теоретической кривой и результатами измерений не превышает 11,6 %.

Использование представленной модели для определения потребности в объеме водоподогревателя при разных потоках наполнения представлено в [30]. Расчеты проведены для расхода наполнения, превышающего средний разбор в период максимально определенной интенсивности потребления (ПМОИП). Было проверено соответствие теоретического распределения с данными измерений. Получены также удовлетворительные результаты.

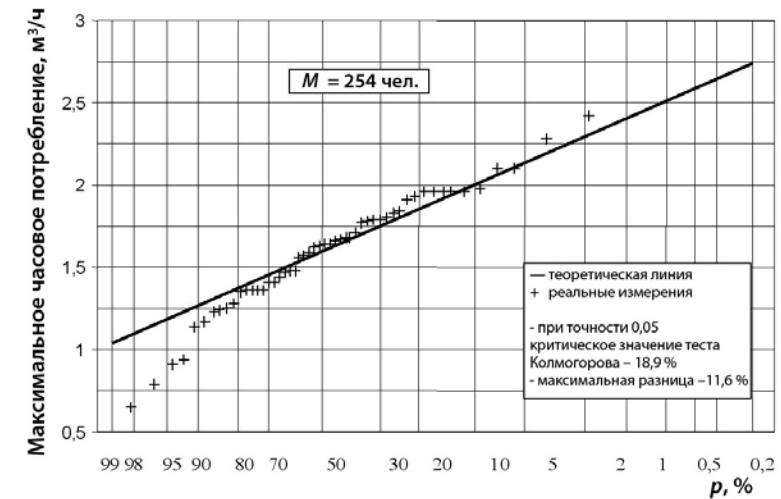


Рис. 3.8. График теоретической прямой вероятности появления часовых максимальных разборов в период максимально определенной интенсивности потребления (ПМОИП) с нанесенными данными измерений

По данным измерений, относящимся к водопотреблению на одного жителя, – среднему значению расхода E_{jedn} и дисперсии σ^2 – могут быть определены параметры α_{jedn} и λ по уравнению (3.77). На этом основании для любого количества жителей можно найти распределение потребности в горячей воде в какой-либо промежуток времени, например, для каждого часа в течение суток или для суток.

На основании усредненных удельных показателей (табл. 2.4) получена вероятность суточного распределения потребления горячей воды по воскресеньям для домов с различным количеством проживающих. Это дало возможность по принятой модели рассчитать удельное потребление горячей воды по воскресеньям с разной вероятностью его превышения для зданий с различным количеством проживающих, что показано на рис. 3.9.

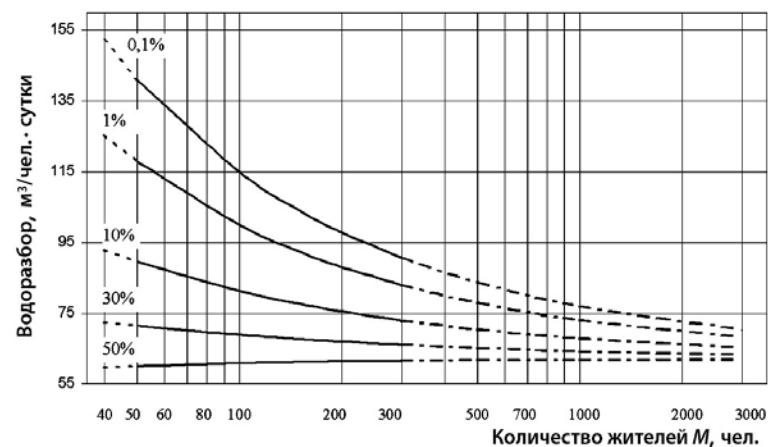


Рис. 3.9. Удельное потребление горячей воды по праздничным дням (по воскресеньям) при заданной вероятности его превышения в зависимости от количества проживающих

Литература

1. Beniamin J.R., Cornell C. A.: Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów, Warszawa, WNT, 1977.
2. Bobrowski D.: Probabilistyka w zastosowaniach technicznych, Warszawa, WNT, 1986.
3. Cichalesvili Z. I.: Modelirovanie processa vodopotreblenija sistem vodosnabzenija, Seminarium «Zużycie wody wodociągowej – wielkość, zmienność racjonalizacja», Białystok, 1984.
4. Czabak B.: Modelowanie matematyczne procesu poboru ciepłej wody w budownictwie wielorodzinnym, rozprawa doktorska, Opole, 2003.
5. Feller W.: Wstęp do rachunku prawdopodobieństwa, Warszawa, PWN, t. I 1977, t. II, 1978.
6. Fisz M.: Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna, Warszawa, PWN, 1967.
7. Gichman I. I., Skorochod A. W.: Wstęp do teorii procesów stochastycznych, Warszawa, PWN, 1968.
8. Gniedenko B. W., Kowalenko J. N.: Wstęp do teorii obsługi masowej, Warszawa, PWN, 1971.
9. Hummel J., Nestler W., Kittner H., Luckner L.: Wasserbedarfsprognose mit Hilfe Signalmodellen, Seminarium «Zużycie wody wodociągowej – wielkość zmienność, racjonalizacja», Białystok, 1984.
10. Jeżowiecki J., Tiukało A.: Modelowanie matematyczne poboru ciepłej wody użytkowej, Prace Naukowe Instytutu Chem. i Urz. Cieplnych Politechniki Wrocławskiej nr 43, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1984.
11. Jeżowiecki J., Tiukało A.: Zaleski J.: Probabilistyczna charakterystyka jednostkowego zużycia ciepłej wody z uwzględnieniem zmienności godzinowej, w: Materiały VI Krajowej Konferencji Naukowo-Technicznej «Postęp Techniczny w Ciepłownictwie», Poznań 1985.
12. Klimow G. P.: Procesy obsługi masowej, Warszawa, WNT, 1979.
13. Kowalenko J., Kuzniecow N., Szurienkow W.: Procesy stochastyczne Poradnik, Warszawa, PWN, 1989.
14. Krasnosielski M. A., Koszelew A. I., Michlin S. G., Rakowszczik Ł. S., Stiecenko W. J., Zabrejko P. P.: Równania całkowe, Warszawa, PWN, 1972.
15. Krasnow M. L., Kisielew A. I., Makarenko G. I.: Zadania z równań całkowych, Warszawa, PWN, 1972.
16. Mańkowski St.: Analiza statystyczna wyników pomiarów zużycia wody, GWiT 1968, nr 12.
17. Mielcarzewicz E. W., Janczewski J.: wyniki badań struktury zużycia wody w wielorodzinnym budownictwie mieszkalmym, w: Seminarium «Zużycie wody wodociągowej – wielkość, zmienność, racjonalizacja», Białystok, 1984.

18. Nowak B.: Model dobowego procesu poboru ciepłej wody w wielorodzinnych budynkach mieszkalnych, rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska.
19. Nowak B.: Model ogólny a model wskaźników jednostkowych poboru ciepłej wody dla wielorodzinnego budownictwa mieszkalnego, Ciepłownictwo, Ogrzewanie, Wentylacja, 1997, nr 8, s. 5-10.
20. Obretanow A., Dimitrow B.: Teoria masowej obsługi. Poradnik, Warszawa, PWN, 1989.
21. Pieńkowski K.: Analiza charakteru rozbioru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych i użyteczności publicznej zlokalizowanych w aglomeracji białostockiej, praca wykonana w ramach PR-8, kier. 4 Ciepłownictwo, Politechnika Białostocka, Białystok, 1982.
22. Projekt badawczy KBN 8T07G 001 20, realizowany pod kierunkiem W. Szaflika: Określenie wskaźników zużycia ciepłej wody do wymiarowania układów służących do jej przygotowania dla budynków mieszkalnych wielorodzinnych wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe, maszynopis, Szczecin, grudzień 2003.
23. Rosenblatt M.: Procesy stochastyczne, Warszawa, PWN, 1967.
24. Rozanow J. A: Wstęp do procesów stochastycznych, Warszawa, PWN, 1974 .
25. Smirnow N. W., Dunin-Borkowski I. W.: Kurs rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej, Warszawa, PWN, 1973.
26. Siwoń Z.: Podstawy probabilistycznego modelowania zużycia i zapotrzebowania na wodę w miastach, Archiwum Hydrotechniki 1981, z. 3.
27. Siwoń Z.: Stochastyczne modelowanie procesu zużycia wody i prognozowanie zapotrzebowania na wodę w miastach, Prace Naukowe Instytutu Inż. Ochr. Środ. Politechniki Wrocławskiej nr 56, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1986.
28. Siwoń Z., Stanisławski J.: Podstawy stochastycznego modelowania godzinowego zużycia wody w miastach dla potrzeb sterowania systemem jej dystrybucji, w: Seminarium «Zużycie wody wodociągowej — wielkość, zmienność, racjonalizacja», Białystok, 1984.
29. Starinskij W. P. Statisticeskij metod predstavlenija rezima vodopotreblenija naselennych punktov i ego ispol'zovanije pri proektirovanií sistem wodosnabzenija, w: Seminarium «Zużycie wody wodociągowej — wielkość, zmienność, racjonalizacja», Białystok, 1984.
30. Szaflik W.: Modelowanie poboru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych przy użyciu teorii procesów stochastycznych, Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej. Instytut Inżynierii Wodnej, Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 1993.
31. Szaflik W.: Określenie pojemności cieplnej zasobnika w układach przygotowania ciepłej wody przy użyciu elementów bieżenia przypadkowego, w: Zbiór referatów III Sympozjum «Zagadnienia energetyczne w mechanice», Szczyrk 13-15.05.1991, PTMTiS Oddz. w Bielsku-Białej i Katedra Termodynamiki Politechniki Łódzkiej filia w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała, 1991.

32. Szaflik W.: Określenie optymalnego układu przygotowania ciepłej wody użytkowej współpracującego z systemem ciepłowniczym, praca wykonana w C.P.B.P. -02,22.-03.11. Zadanie 1, Etap I-IV, kierownik tematu W. Nowak, K.T.C., Politechnika Szczecińska, maszynopis, Szczecin, 1987-1990.
33. Szaflik W.: Problemy określania niektórych wielkości charakteryzujących rozbior ciepłej wody, w: Materiały II Sympozjum Naukowo-Technicznego «Problemy projektowania, budowy i eksploatacji urządzeń ciepłowniczych», Szczecin-Świnoujście, 23-25.09.1986.
34. Szaflik W.: Zastosowanie procesu Poissona do określania zapotrzebowania ciepła na przygotowanie ciepłej wody, w: Zbiór referatów III Sympozjum «Zagadnienia energetyczne w mechanice», Szczyrk 13—15.05.1991, PTMTiS Oddz. w Bielsku-Białej i Katedra Termodynamiki Politechniki Łódzkiej filia w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała, 1991.
35. Szaflik W.: Zastosowanie modelowania statystycznego do określania zapotrzebowania ciepła na przygotowanie ciepłej wody użytkowej, Materiały XXX Sympozjonu «Modelowanie w mechanice», Wisła luty 1991, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika, z. 103, Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1991.
36. Szaflik W.: Zastosowanie procesu Poissona do określania zapotrzebowania ciepła na przygotowanie ciepłej wody. w: Zbiór referatów III Sympozjum «Zagadnienia energetyczne w mechanice», Szczyrk 13—15.05.1991, PTMTiS Oddz. w Bielsku-Białej i Katedra Termodynamiki Politechniki Łódzkiej filia w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała, 1991.
37. Tabernacki J.: Metodyka analizy powstawania zjawisk przepływu i zużycia wody w instalacjach wodociągowych budynków mieszkalnych, Prace Naukowe, Politechnika Warszawska, Inżynieria Sanitarna i Wodna, z. 11. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1990.
38. Tiukało A.: Dynamika poboru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych, praca doktorska, Politechnika Wrocławskiego, Wrocław, 1982.
39. Tiukało A.: Symulacja systemów zaopatrzenia budynków w wodę - podstawy i zastosowania, Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Cieplnych Politechniki Wrocławskiej, nr 49, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1987.
40. Veen B.: Wstęp do teorii badań operacyjnych, Warszawa, PWN, 1970.
41. Wentzell A. D.: Wykłady z teorii procesów stochastycznych, Warszawa, PWN.
42. Zaleski J.: Stochastyczne modelowanie procesu poboru wody w instalacjach wewnętrznych i jego zastosowania, Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Cieplnych Politechniki Wrocławskiej, nr 48, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1987.

4. ПОКАЗАТЕЛИ ХАРАКТЕРНОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ УЗЛОВ ПОДОГРЕВА

4.1. Введение

Для разработки проекта теплового узла крайне важно знать значение показателей, характеризующих потребление горячей воды. В 1996-2003 годах в г. Шецине проведены исследования потребления горячей воды в многоквартирных жилых зданиях с водоснабжением из городской теплосети [3]. Все исследуемые здания оборудованы квартирными счетчиками воды. Результаты исследований позволили вывести ряд зависимостей, которые могут послужить для характеристики потребления горячей воды: суточное потребление, максимальное часовое потребление и секундное потребление. Появление данных зависимостей связано со стохастическим характером потребления горячей воды.

Для того, чтобы выведенные зависимости могли гарантировать надежность в расчетах, принято, что аппроксимирующие кривые проходят через максимальную точку, полученную в результате измерений, с указанной вероятностью превышения, а также, что при стремящемся к бесконечности количестве приборов и количестве жителей, потребление стремится к среднечасовому в период потребления. Отсюда получаем следующие формулы:

$$\dot{V}_{godz,jedn}^{sr} = \lim_{N \rightarrow \infty} \dot{V}_{N,jedn} = \lim_{N \rightarrow \infty} \dot{V} \left(a \frac{1}{\sqrt{N}} + b \right) = b; \quad (4.1)$$

$$\dot{V}_{godz,jedn}^{sr} = \lim_{M \rightarrow \infty} \dot{V}_{M,jedn} = \lim_{M \rightarrow \infty} \dot{V} \left(a \frac{1}{\sqrt{M}} + b \right) = b, \quad (4.2)$$

где N – количество приборов; M – количество жильцов; a, b – коэффициенты.

Общее количество приборов, установленных в исследуемых зданиях, примерно соответствовало количеству проживающих. Максимальное среднесуточное потребление горячей воды было зафиксировано в воскресенье на уровне 66,2 дм³/сутки·чел.) [1]. В исследуемых объектах [1] количество жителей соответствовало количеству приборов, а значит, и значение коэффициента b одинаково как в пересчете на одного человека, так и на один прибор. Если система (потребление воды) в течение суток работает 18 ч, то среднее потребление воды в данный период составит 0,001022 дм³/(с·чел.) либо 0,001022 дм³/(с·прибор), что дает следующие две формулы:

$$b = \dot{V}_{godz,jedn}^{sr} = 0,001022 \approx 0,00102 \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{чел}); \quad (4.3)$$

$$b = \dot{V}_{godz,jedn}^{sr} = 0,001022 \approx 0,00102 \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{прибор}). \quad (4.4)$$

4.2. Суточное потребление

Суточное потребление (среднечасовое) зависит от количества жителей и вычисляется согласно следующей аппроксимирующей зависимости:

$$\dot{V}_d = a\sqrt{M} + bM. \quad (4.5)$$

Для описания неравномерности суточного потребления использованы данные, полученные в результате измерений [3] в дни с максимальным средним потреблением – праздничные дни (воскресенье).

Как результат, получены следующие аппроксимирующие зависимости для расчета суточного потребления с указанной вероятностью превышения, а именно:

- суточное потребление с вероятностью превышения 1 %:

$$\dot{V}_d^{1\%} = 413,8\sqrt{M} + 66,2M, \text{ дм}^3/\text{сутки}; \quad (4.6.a)$$

$$\dot{V}_d^{1\%} = 0,006386\sqrt{M} + 0,00102M, \text{ дм}^3/\text{с}; \quad (4.6.b)$$

- суточное потребление с вероятностью превышения 10 %:

$$\dot{V}_d^{10\%} = 197,5\sqrt{M} + 66,2M, \text{ дм}^3/\text{сутки}; \quad (4.7.a)$$

$$\dot{V}_d^{10\%} = 0,003048\sqrt{M} + 0,00102M, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (4.7.b)$$

4.3. Максимальное часовое потребление

Максимальное часовое потребление (в течение суток), как и суточное потребление, зависит от количества жителей и рассчитывается согласно аппроксимирующей зависимости (4.5).

Для описания нестабильности суточного потребления использованы данные, полученные в результате измерений [3] в дни с максимальным средним потреблением – праздничные дни (воскресенье). Аппроксимирующие зависимости для расчета максимального часового потребления с вероятностью превышения 1 % и 10 %:

- максимальное часовое потребление с вероятностью превышения 1 %:

$$\dot{V}_{max,godz}^{1\%} = 108,55\sqrt{M} + 3,68M, \text{ дм}^3/\text{ч}; \quad (4.8.a)$$

$$\dot{V}_{max,godz}^{1\%} = 0,03017\sqrt{M} + 0,00102M, \text{ дм}^3/\text{с}; \quad (4.8.b)$$

- максимальное часовое потребление с вероятностью превышения 10 %:

$$\dot{V}_{\max godz}^{10\%} = 51,44 \sqrt{M} + 3,68M, \text{ дм}^3/\text{ч}; \quad (4.9.a)$$

$$\dot{V}_{\max godz}^{10\%} = 0,01429 \sqrt{M} + 0,00102M, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (4.9.b)$$

4.4. Определение секундного потребления

Секундное потребление зависит от количества водоразборных точек и вычисляется согласно следующей аппроксимирующей зависимости:

$$\dot{V}_N = a\sqrt{N} + bN. \quad (4.10)$$

На рис. 4.1. представлены показатели потребления отдельных объектов с принятой вероятностью превышения, а также кривые, отображающие расчеты, полученные из аппроксимирующих зависимостей, выведенных на основании проведенных исследований.

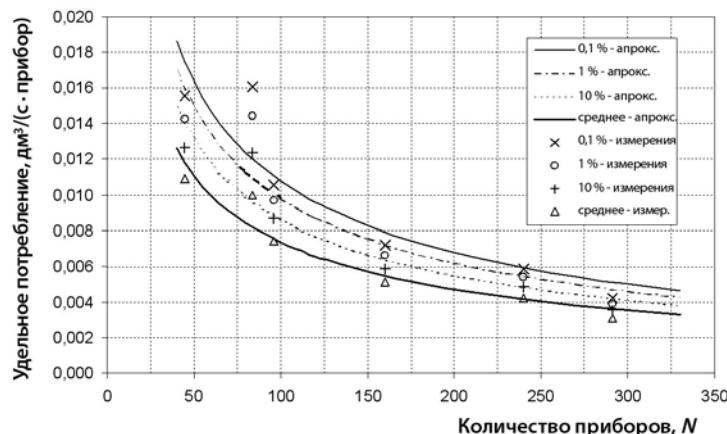


Рис. 4.1. Максимальный удельный секундный (пятиsekундный) отбор горячей воды с указанной вероятностью превышения в зависимости от количества водоразборных точек N

Затем, принимая во внимание вышеуказанные подходы, произведен расчет коэффициентов для формул, характеризующих неравномерность секундного потребления с указанной вероятностью превышения. Зависимости с указанными коэффициентами можно использовать при проведении расчетов для зданий с количеством водоразборных точек от 40 до 300. Результаты расчетов представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1. Коэффициенты аппроксимирующих зависимостей для кривых максимального секундного потребления горячей воды с принятой вероятностью превышения

Потребление с вероятностью превышения, %	Коэффициент		Коэффициент корреляции
	$a, \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{прибор}^{0,5})$	$b, \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{прибор})$	
0,1	0,1379	0,00102	0,909
1	0,1227	0,00102	0,918
10	0,1041	0,00102	0,932
Среднее максимальное секундное	0,0823	0,00102	0,954

Считаем, что формула с вероятностью превышения 1 % дает приведенным расчетам достаточную достоверность. Следовательно, расход воды для расчета теплового узла можно вычислить согласно следующей формуле:

$$\dot{V}_N = 0,1227 \sqrt{N} + 0,00102N, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (4.11)$$

Полученные данные отличаются от данных согласно действующей норме PN-92/B01706 [2]. Это связано с другим подходом к проводимым расчетам, изменением в количестве потребляемой воды и с принятием другой вероятности превышения. При расчете расхода воды в жилом здании q_{obl} для проектирования системы водоснабжения необходимо использовать одну из формул, указанных в стандарте. Для многоквартирных жилых зданий данные формулы выглядят следующим образом:

$$q_{obl} = 0,682 (\sum q_n)^{0,45} - 0,14, \text{ дм}^3/\text{с}; \quad (4.12)$$

$$q_{obl} = 1,7 (\sum q_n)^{0,21} - 0,7, \text{ дм}^3/\text{с}, \quad (4.13)$$

где q_n – нормативный расход воды в водоразборной арматуре.

В соответствии с нормой рекомендуется использовать формулу (4.12), если $0,07 \leq \sum q_n \leq 20 \text{ дм}^3/\text{с}$, и для арматуры, если $q_n < 0,5 \text{ дм}^3/\text{с}$, и формулу (4.13), если $\sum q_n > 20 \text{ дм}^3/\text{с}$, и для арматуры, если $q_n > 0,5 \text{ дм}^3/\text{с}$.

Литература

1. Nejranowski J., Szaflik W.: Zmienność poboru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych, wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, styczeń 1999, s. 13-18 i 27.
2. PN-92/B-01706 Instalacje wodociągowe, Wymagania w projektowaniu.
3. Projekt badawczy KBN 8 T07G 001 20, realizowany pod kierunkiem W. Szaflika. Określenie wskaźników zużycia ciepłej wody do wymiarowania układów służących do jej przygotowania dla budynków mieszkalnych wielorodzinnych wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe, maszynopis, Szczecin, grudzień 2003.

5. СОВРЕМЕННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И АВТОМАТИЧЕСКАЯ РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА В СИСТЕМАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

5.1. Введение

Система ГВС с центральным узлом подготовки горячей воды включает в себя разводящие и циркуляционные трубопроводы, изготовленные из металла или полимерных материалов, смесительную, водоразборную и регулирующую арматуру, а также циркуляционные насосы.

Настоящий раздел посвящен трубопроводам систем ГВС, их теплоизоляции, а также терmostатическим циркуляционным и смесительным клапанам. Более подробную информацию об остальных видах арматуры можно найти в технической литературе, посвященной системе холодного водоснабжения [4]. Согласно принятым директивам [9] материалы, применяемые для систем горячего и холодного водоснабжения, должны быть подобраны таким образом, чтобы их взаимодействие не приводило к ухудшению качества подаваемой воды и при этом гарантировало продолжительную работу системы. Все материалы, вступающие в непосредственный контакт с водой, должны пройти сертификацию в Государственной санитарной службе на допустимость контакта с питьевой водой [5].

5.2. Трубы

5.2.1. Основная информация

На сегодняшний день на рынке имеются в наличии и допущены к применению в системах ГВС металлические трубы: оцинкованные из углеродистой стали, нержавеющей стали, меди; трубы из полимерных материалов: хлорированного поливинилхлорида (PVC-C), полипропилена (PP), поливинилена (PB), спанного полиэтилена (PE-X), полиэтилена типа PE-RT, а также комбинированные трубы с алюминиевым внутренним слоем и внешними защитными слоями из полимеров, например, на основе полиэтилена (PE-X/Al/PE-X) [7].

5.2.2. Металлические трубы

Основным фактором, влияющим на срок службы металлических трубопроводов, является появление коррозионных процессов при контакте с водой, а также скорость развития коррозии.

При использовании медных труб к причинам, сокращающим срок службы системы, относят также высокую скорость потока воды и наличие в

воде твердых тел, что может привести к механическому вымыванию или повреждению защитного кислородного слоя на поверхности меди. Значительное влияние на продолжительность службы системы могут также иметь ошибки при монтаже – образование затека на внутренней поверхности трубы во время пайки. Оценить продолжительность срока службы металлических трубопроводов достаточно трудно. Это связано с невозможностью точно предсказать, когда и как быстро начнут развиваться коррозионные процессы, которые зависят от ряда перечисленных выше причин.

Для того, чтобы определить, можно ли использовать данные металлические трубы, необходимо провести физико-химический анализ воды из ее источника (например, водопровода) и сравнить полученные показатели агрессивности воды с допустимыми для данного материала нормами. В связи с тем, что физико-химические свойства воды могут изменяться в процессе эксплуатации, данный способ проверки пригодности материала является достаточно неточным. Следует также помнить, что на срок службы системы могут оказывать влияние ошибки проектирования и монтажа. Тем не менее, на сегодняшний день описанный далее метод дает единственную возможность принятия решения о применении труб из данного металла [7].

Стальные трубы

Во внутренних системах ГВС применяют оцинкованные трубы с увеличенным слоем цинка ОС2. Монтаж данных труб в системе можно производить посредством резьбовых и фланцевых соединений. Оцинкованные трубы сейчас не свариваются, но их можно паять, применяя тугоплавкий припой.

Резьбовые соединения бывают разъемными и неразъемными. Разъемные соединения выполняют при помощи двухсторонних соединительных муфт и сгонов с длинной резьбой. Герметичность резьбового соединения обеспечивают благодаря соответствующему затягиванию и использованию уплотнительных материалов. Все типы резьбы четко стандартизированы, а их параметры описаны в PN-ISO 7-1. Внешнюю резьбу для соединения трубопроводов применяют коническую, а для внутренних соединений используют цилиндрическую резьбу. В качестве уплотняющего материала применяют паклю из конопли или льна, пропитанную олифой или суриновой пастой, а на сегодняшний день чаще всего фторопластовую ленту или пасту. Резьбовые фитинги для труб, используемые в резьбовых соединениях, изготавливают из ковкого чугуна согласно PN-EN 10242.

В ситуации, если не удается достичь соответствующей герметичности резьбового соединения только при помощи резьбы, применяют фитинг с

двойной резьбой – внутренней и наружной. Если элементы, соединяемые этими двумя видами резьбы, должны оставаться герметичными под давлением, то между поверхностями, находящимися под прямым углом к резьбе обоих фитингов, вкладывают соответствующую прокладку и прижимают, максимально затягивая соединяемые элементы. Указанные резьбовые соединения подробно описаны в PN-ISO 228-1.

Фланцевые соединения служат для соединения трубопроводов большого диаметра (более 100 мм), а в системах высокого давления также применяются при соединении труб меньшего диаметра. Фланцы – это плоские детали круглой формы, устанавливаемые на трубы вдоль ее оси, с равномерно расположеннымми отверстиями. Для уплотнения фланцевых соединений применяют различные прокладки.

На сегодняшний день стальные оцинкованные трубы в системах ГВС применяются все реже. Это связано с тем, что они быстро подвергаются коррозии. Кроме того, в них образуются плотные осадки, в которых может легко развиваться легионелла.

Медные трубы

Медные трубы использовали для подачи воды еще в древние времена, например, в Древнем Египте. На сегодняшний день, с учетом технологического прогресса, такие трубы все чаще применяют в санитарно-технических системах. Медные трубопроводы считаются прочными и безопасными для здоровья. Они нашли широкое применение в системах подачи питьевой воды [10]. В системах горячего и холодного водоснабжения применяют трубы из меди марки Cu-DHP (меди дезоксидированная фосфором, обозначение согласно ISO 1190-1). Такие трубы нельзя укладывать непосредственно под землей. Трубы из меди должны соответствовать ряду требований по химическому составу, размеру (с учетом допустимой погрешности), механическим свойствам, а также качеству внутренней поверхности. Такие трубы также должны соответствовать механическим и гигиеническим нормам.

Соответствие вышеуказанным требованиям дает гарантию, что выполненные из медных труб системы будут достаточно прочными, а, кроме того, удобными в монтаже. Производят три типа труб для инженерных систем (обозначение согласно EN 1057):

- мягкие – R 220;
- полутвердые – R 250;
- твердые – R 290.

Требования, предъявляемые к размерам труб, касаются внешнего диаметра (диаметра номинального), толщины стенки и длины. Эти требования имеют отличия для труб, предназначенных для водопроводных систем

(подачи горячей и холодной воды) и газопроводов, а также для труб, используемых в системах отопления. В стандарте PN-EN 1057 данный вопрос рассмотрен намного подробнее (табл. 5.1).

Таблица 5.1. Номинальный внешний диаметр и толщина стенки медной трубы согласно PN-EN 1057 (полный перечень, представленный в стандарте)

Номинальный внешний диаметр, мм	Толщина стенки трубы, мм
6	0,6; 0,8; 1,0
8	0,6; 0,8; 1,0
10	0,6; 0,7; 0,8; 1,0
12	0,6; 0,8; 1,0
14a	0,7; 0,8; 1,0
15	0,7; 0,8; 1,0
16*	0,8; 1,0
18	0,8; 1,0
22	0,9; 1,0; 1,2; 1,5
25 ^a	1,0; 1,2; 1,5
28	0,9; 1,0; 1,2; 1,5
35	1,2; 1,5
40 ^a	1,0; 1,1
42	1,2; 1,5
54	1,2; 1,5; 2,0
64	2,0
66,7	1,2
70 ^a	2,0; 2,5
76,1	1,5; 2,0
80 ^a	2,0
88,9	2,0
108	1,5; 2,5
133	1,5; 3,0
159	2,0; 3,0
219	3,0
267	3,0

^a В стандарте не рекомендуется использовать данный диаметр.

Внимание! Жирным шрифтом обозначена толщина стенки трубы, диаметр которой используется для трубопроводов холодного и горячего водоснабжения, отопления и газоснабжения.

В стандартах некоторых стран максимальный диаметр может быть иным. Так, в Украине допускается максимальный диаметр 219 мм.

Соединение медных труб так же, как и всех остальных видов труб можно разделить на разъемное и неразъемное. Неразъемное соединение выполняют такими методами:

- капиллярная пайка – мягкая либо твердая в зависимости от припоя и назначения системы;
- сварка с фитингами или без;
- механическая опрессовка.

Для соединения медных труб внешнего диаметра 8...108 мм применяют следующие виды фитингов:

- для капиллярной пайки;
- для механической опрессовки.

Трубы диаметром более 108 мм рекомендуется соединять только посредством сварки встык. К неразъемным соединениям относят такие виды соединений, при которых используют фитинги-переходники. Такие фитинги с одной стороны имеют внутреннюю или внешнюю резьбу, а с другой стороны – раstrub, соответствующий неразъемному соединению. Изготавливают переходники с раstrubами различного типа (смешанного) для соединения медных труб с трубами из других материалов (стальными или полимерными), а также с арматурой и другими элементами систем. Все виды фитингов должны соответствовать требованиям, обеспечивающим прочность и герметичность соединения с трубами. Часть таких требований одинакова для фитингов различного типа, например, требования, предъявляемые к материалам, качеству поверхности, допустимому давлению и маркировке.

Разъемные соединения применяют, прежде всего, для соединения медных труб с различного рода арматурой, оснащением (включая распределители, насосы, счетчики, фильтры), приборами, а также с целью разделения большой трубопроводной системы на разъемные участки. Разъемные соединения труб диаметром до 100 мм выполняют при помощи соединительных муфт, а на трубах большего диаметра применяют фланцевые соединения.

Исторически сложилось, что основным способом соединения медных труб в санитарно-технических системах была капиллярная пайка. В отличие от Западной Европы она продолжает оставаться наиболее распространенным методом соединения в странах Восточной Европы. При этом используют следующие материалы для пайки:

- мягкие припои (температура плавления 220...250 °C);
- твердые припои (температура плавления 630...890 °C);
- флюсы, основная роль которых состоит в защите спаиваемых поверхностей от окисления и удалении окисных слоев на механически очищенной поверхности во время постепенной обработки припоеем.

Для соединения медных труб также применяют пасты для пайки (мягкая пайка), представляющие собой смесь флюса с соответствующим мягким припоеем (минимум 60 % мягкого порошкообразного припоя).

В Польше независимо от вида системы (система подачи питьевой воды, система отопления) разрешено применение только рекомендованных припоеев для строительства, имеющих гигиенический сертификат, выданный Государственной санитарной службой. Согласно санитарным требованиям

в системах подачи питьевой воды запрещается использовать припои, содержащие кадмий и олово.

Ниже представлены преимущества меди, обеспечивающие прочность и экономичность системы:

1. Очень высокая стойкость к коррозии, что связано с химическими свойствами меди. Медь проявляет устойчивость к соединениям, находящимся в воде;

2. Медь – это очень прочный материал. Большинство производителей медных труб дают 50-летнюю гарантию. Трубопровод из медных труб не требует текущего обслуживания и ремонта;

3. Постоянство механических и физических свойств меди;

4. Современные технологии производства обеспечивают максимально гладкую внутреннюю поверхность трубы, что препятствует образованию камня на поверхности трубопровода, гарантирует постоянство диаметра медной трубы в течение всего срока эксплуатации, а также ограничивает развитие местной коррозии. Гладкая поверхность трубы с низким коэффициентом шероховатости (около 0,0015 мм) обеспечивает минимальные линейные потери давления воды;

5. Медь очень износостойка. Медные трубопроводы не подвержены расширению или сужению при изменении температуры;

6. В сравнении с другими трубами, применяемыми в системах ГВС, медные трубы имеют меньший внешний диаметр, занимают меньше места, поэтому они менее заметны;

7. Медные трубы не горят (в отличие от полимерных), не поддерживают горения, а также не выделяют токсичные газы при пожаре. Медные трубы не плавятся и по ним может течь вода, даже если такие трубы находятся в охваченном пожаром помещении;

8. Медь считается экологическим материалом, является вторичным сырьем, полностью обновляемым в процессе переработки. Применяемые в инженерных системах медные трубы подлежат вторичной переработке, а в случае демонтажа медные трубы и фитинги можно использовать повторно [10].

Такие свойства меди, как пластичность и в то же время высокая устойчивость к растяжению делают процесс монтажа более легким. Как уже говорилось ранее, медные трубы могут быть трех типов, что позволяет оптимально использовать их свойства. Например, на длинных участках имеет смысл прокладывать твердые трубы (меди R290), поскольку они обладают максимальной жесткостью, а при прокладке системы в помещении рекомендуется применять трубы из мягкой меди (R220), которые легкогибаются. При проектировании систем водоснабжения необходимо помнить о тепловых свойствах меди. Медь является одним из лучших проводников теплоты, а коэффициент ее теплопроводности равен 395 Вт/(м·К). В связи

с этим необходимо производить термическую изоляцию трубопровода при помощи специальных изоляционных цилиндров. Коэффициент теплового линейного удлинения меди равен 0,0166 мм/(м·К). При проектировании системы необходимо уделить особое внимание компенсации теплового удлинения трубопроводов (применению соответствующей длины прямолинейных участков, компенсаторов, соответствующего крепления). Этот факт крайне важен в местах соединений, поскольку при неправильном расчете компенсации место пайки может быть легко повреждено. Тепловое удлинение медных труб приблизительно в три раза меньше, чем труб из полимерных материалов [10].

Медь – это химический элемент, крайне важный для здоровья человека, участвующий в процессе образования гемоглобина и энзимов. Медь обладает бактерицидными свойствами. Ионы меди убивают бактерии и водоросли. В медных трубах не развивается биологическая мембрана, что особенно важно в случае такой бактерии как легионелла – источника опасности в системах ГВС. Поскольку медь не допускает развития бактерий, качество воды после прохождения по системе остается неизменным [3]. Растворенная медь является безопасной для здоровья, поскольку она не накапливается в организме человека.

Системы, выполненные из медных труб, чаще всего содержат 99,9 % чистой меди. Встречаются также трубы с маркировкой «Carbon Free», что означает «не содержащие углерода». Этот термин обозначает, что медная труба обеспечивает неизменное качество питьевой воды, а также имеет исключительную устойчивость к питтинговой (язвенной) коррозии, которая возникает под воздействием углерода, оставшегося на поверхности трубы в момент ее производства. Согласно Европейскому Стандарту EN1057 уровень углерода не может превышать 0,20 мг С/дм². В трубах «Carbon Free» углерод содержится в минимальном количестве – менее 0,05 мг С/дм². Такие трубы характеризуются особой чистотой. Они изготовлены из меди высшего класса, полученной электролитическим путем. Содержание меди в продукте составляет 99,97 %, что соответствует европейскому стандарту UNI-EN 1412. По технологическим причинам, в процессе производства таких труб не используется медный лом. Кроме того, весь процесс производства проходит под тщательным контролем на предмет появления микротрещин, выявить которые можно только в процессе эксплуатации. Трубы «Carbon Free» сохраняют однородность и размерную стабильность.

Трубы из нержавеющей стали

Трубы из нержавеющей стали начали использовать в системах горячего и холодного водоснабжения лишь в последние годы. Такие трубы производят по стандарту PN-EN ISO 1127:1999. Основной характерной чертой

труб из нержавеющей стали является устойчивость к коррозии и гладкая поверхность, что обеспечивает низкие потери давления, а также затрудняет образование осадка.

При соединении труб из нержавеющей стали прибегают к неразъемным пресс-соединениям. Такой способ соединения требует применения специальных фитингов из бронзы с кольцевыми прокладками типа «оринг», а также специального прибора для опрессовки. Во время пресс-соединения происходит изменение формы раstra трубы фитинга, трубы и прокладки, обеспечивающее герметичность и перенос осевых напряжений. Время выполнения такого пресс-соединения составляет около 6 с. Для выполнения соединения нет необходимости использовать дополнительные приборы. Это полностью безопасная операция, выполняемая при температуре окружающей среды. Приборы для пресс-соединений могут быть ручными или электрическими (с питанием от аккумулятора). Трубы из нержавеющей стали можно также соединять с помощью сварки.

Разъемные соединения труб из нержавеющей стали выполняют классическим способом с помощью соединительных муфт.

5.2.3. Трубы из полимерных материалов

В системах ГВС используют, в основном, термопластические термополивиниловые материалы (плотностью 1,3...1,45 г/см³) и полиолефины (плотностью 0,89...0,96 г/см³) [7]. В таких системах среди поливиниловых материалов предпочтение отдается хлорированному поливинилхлориду (CPVC), а среди полиолефинов – сшитому полиэтилену высокой плотности (PE-X), полибутилену (PB) и полипропилену (PP).

Рядом с наименованием пластика указывают принятую маркировку. В практике можно встретить и другие обозначения, являющиеся чаще всего фирменной маркировкой, которые не следует путать с названиями отдельных материалов.

Технические характеристики поливиниловых материалов зависят от процесса производства. В процессе изготовления происходит перемешивание, а затем термоформовка в четко указанных условиях (включая, давление, температуру и продолжительность процесса). Даже малейшее отклонение от «рецептуры» производства может привести к изменению характеристик готового изделия. Продукты из полиолефинов изготавливают из полуфабриката – гранулята, производимого на химических предприятиях. Характеристики конечного продукта зависят, прежде всего, от используемого сырья.

Другие пластические материалы используют редко. Это связано со специальными, предъявляемыми к этим материалам требованиями либо же

с их ограниченным количеством. Условия применения таких материалов четко определены производителем.

В монтажных изделиях (часто в одном изделии) можно наблюдать соединение различных видов полимеров и других материалов – металлических вкладок, ленты и пр. Например, в многослойных трубах с целью обеспечения диффузионной непроницаемости кислорода и ограничения теплового линейного удлинения, внутренний слой изготавливают из алюминия.

В монтажных изделиях практически не используют полимеры в чистой форме (гомополимеры). В их состав всегда входят другие различные компоненты, такие как краситель или добавки, модифицирующие свойства полимеров, увеличивающие прочность, упругость, устойчивость к термическому износу и др. Именно поэтому полимерные материалы различных производителей, имеющие идентичное название, могут отличаться по своим свойствам. Для определения свойств материала крайне важно ознакомиться с фирменной маркировкой и информацией производителя.

Принято считать, что прочность труб и арматуры из полимерных материалов при температуре 20 °C составляет 50 лет. Однако необходимо помнить, что при увеличении рабочей температуры, прочность материала уменьшается. Химическая стойкость зависит как от вида вещества, так и от его концентрации и температуры. В таблицах химической стойкости производителей представлена стойкость материала труб согласно различным критериям. Все виды полимеров характеризуются стойкостью к воде. В табл. 5.2. представлены некоторые свойства полимеров, применяемых в системах ГВС.

Таблица 5.2. Некоторые свойства полимеров [7]

Свойства	Гомополимер полипропилена	Сополимер полипропилена	Полибутилен	Сшитый полиэтилен	Хлорированный поливинилхлорид
	PP-H	PP-Co	PB	PE-X	PVC-C
Плотность, г/см ³	0,90	0,89...0,92	0,93	0,93...0,96	1,3...1,45
Температура размягчения, °C	80	85	Примерно 95	Примерно 115	90
Модуль упругости, Н/мм ²	1200...1650	1800	340	Более 600	2400...4100
Разрушающее напряжение при растяжении, МПа	–	32	22	25	Примерно 40
Разрушающее напряжение при разрыве, МПа	31	39	–	–	–
Относительное удлинение при разрыве, %	800	800	–	–	–
Коэффициент линейного расширения, 10 ⁻⁴ 1/K	1,8	1,8	1,3	1,4	0,062
Коэффициент теплопроводности Вт/(м·К)	0,13	0,13	0,23	0,40	0,16

Система может быть собрана из отдельных элементов или из элементов, составляющих определенную инженерную конструкцию. Если во время сборки системы используют общедоступные элементы, выполненные по общепринятым стандартам и нормам (например, трубы и раstrубные фасонные детали, резьбовые соединения), то такие элементы не являются сложной инженерной конструкцией и могут быть соединены в любой последовательности, при условии, что готовая система будет выполнять свою функцию. При этом крайне важно, чтобы элементы в целом или их отдельные детали в местах соединения соответствовали друг другу (например, диаметры труб и размеры раstrубов, тип и размер резьбы).

Полимер является легким, удобным в монтаже и наиболее дешевым материалом, из которого можно изготовить широкий ассортимент фасонных деталей и фитингов. Применяемые монтажные методы позволяют легко провести сборку, разборку, а также замену необходимого компонента системы. Полимерные трубопроводы характеризуются гладкой поверхностью, что обеспечивает минимальные потери давления, снижают вероятность появления отложений и зарастания системы. Материал, из которого выполнены трубы, не оказывает влияния на качество поставляемой воды. Благодаря стойкости к воздействию различных находящихся в воде субстанций, полимерные трубопроводы устойчивы к коррозии, а также не зарастают накипью. Последние исследования показывают, что питьевая вода, как горячая, так и холодная, не приводит к вымыванию каких-либо субстанций из стенок таких трубопроводов.

Полимерный трубопровод является плохим теплопроводником, а значит можно уменьшить теплоизоляционный слой, что является важным аргументом с точки зрения экономичности системы. Однако, при этом полимерный трубопровод характеризуется довольно высоким коэффициентом линейного расширения ($0,08\ldots0,18 \text{ мм}/(\text{м}\cdot\text{К})$), т. е. на участке длиной 1 м будет наблюдаться удлинение материала на 4...9 мм при увеличении температуры на 50 К. При сборке системы необходимо уделить особое внимание компенсации удлинения. В этом случае изменяют направление укладки трубопровода, устанавливают фасонные компенсаторы или компенсационные раstrубы, обеспечивающие свободное передвижение трубопровода. Необходимо также разместить специальные крепления, которые будут выполнять функцию жестких и скользящих опор проложенных трубопроводов.

Системы из полимерных материалов несомненно обладают целым рядом преимуществ, однако не следует забывать и о недостатках, присущих непосредственно полимерным материалам, а именно о склонности к износу и плохой морозостойкости. Кроме того, под воздействием света, а точнее ультрафиолетовых лучей, полимерные трубопроводы теряют некоторые

свои свойства: становятся менее прочными и более подверженными повреждениям. Еще одним недостатком таких труб является их газопроницаемость. Под воздействием низких температур пластиковые материалы становятся хрупкими и механически нестойкими. Современные технологии помогают повысить качество и прочность полимерных материалов. Разрабатываются новые материалы, предпринимаются попытки изменить молекулярную структуру «старых» материалов путем, например, введения молекул веществ, которые могут улучшить свойства полимеров, соединяют полимер с другими материалами (алюминием, стеклянным волокном), а также создают комбинированные или многослойные трубы типа «сэндвич».

Прочность полимерных трубопроводов в системах зависит от температуры и рабочего давления. Такие трубы не подвержены коррозии. Важным является также соблюдение рекомендованной производителем технологии монтажа, что, в особенности, касается выполнения соединений и компенсации термического удлинения трубопроводов. Срок службы полимерных трубопроводов при различной температуре и при различном рабочем давлении определяют на основании продолжительных тестов на усталость материала, результаты которых экстраполируются методом SEM (ISO/TR 9080), что позволяет прогнозировать поведение материалов по прошествии 50 лет. Более чем 30-летняя практика эксплуатации полимерных трубопроводов подтверждает правильность выбранной методики.

Размеры полимерных труб (внешний диаметр и толщина стенок) проектируют на основании результатов исследований LTHS так, чтобы обеспечить минимум 50-летний срок эксплуатации при максимальной температуре для данного типа системы (например, при температуре 60 °C для системы ГВС). Допустимое рабочее давление для данного материала зависит от отношения внешнего диаметра к толщине стенки трубы, которое характеризуется обозначением серии трубы S. Допустимый параметр указан производителем, а также в соответствующей технической документации. В системах ГВС максимальное рабочее давление для полимерных трубопроводов составляет 1 МПа (10 бар) [7].

Основным условием обеспечения соответствующего срока эксплуатации системы с полимерным трубопроводом является соблюдение допустимых рабочих температуры и давления.

Соединение труб из полимерных материалов

Соединение труб всегда было слабым местом системы. При соединении труб из полимерных материалов применяют широкий спектр технических решений. Выбор соединения зависит от типа системы, рабочего давления и свойств полимера. В системах ГВС используют резьбовые, фланцевые

и обжимные соединения, а также соединения методом сварки и склеивания.

Существует несколько возможных вариантов резьбовых соединений. Например, соединение с уплотнением на резьбе или с уплотнением на поверхности трубы при помощи прокладки или без нее. Резьба может быть выполнена непосредственно на теле муфты (в процессе формования или путем механической обработки детали) или же в виде вкладки с резьбой из другого материала (чаще всего металла), являясь затем неотъемлемой частью муфты. При сборке сначала детали соединяют вручную, а затем затягивают при помощи универсальных или специальных, изготовленных производителем, инструментов. Независимо от вида применяемого инструмента недопустимо пережимать соединение или механически повреждать какой-либо элемент системы. В качестве уплотнительных материалов резьбовых соединений, выполненных из полимера без металлических вкладок (что также касается только одной из соединяемых деталей), запрещается использовать материалы, разбухающие под воздействием воды, например, коноплю.

При фланцевом соединении требуется применение плоской прокладки между плоскостями, прилегающими к фланцу, или фасонной прокладки между соответствующими плоскостями. Фланцевое соединение может быть также выполнено без прокладки, если поверхности фасонных деталей имеют соответствующую форму. Фланец может быть выполнен непосредственно в корпусе соединяемого элемента либо же в виде вкладыша (из полимерного или другого материала) для соответствующим образом сформированного торца соединяемого элемента. Недопустимо перемещать оси соединяемых элементов.

Обжимные соединения выполняют путем соответствующего соединения трубы и фитинга. На трубе может также быть расположен специальный компрессионный фитинг. Обжимное соединение выполняют механическим путем, и оно является полностью герметичным. Довольно часто используют дополнительный уплотняющий элемент в виде резиновой прокладки (эластичное резиновое кольцо типа «оринг»). Существует огромное количество различных технических решений обжимного соединения, монтаж каждого из которых необходимо выполнять строго соблюдая указания производителя. Крепление обжимного элемента может быть выполнено различными способами, например, путем завинчивания гайки, обеспечивающей соответствующее давление, или путем прессования обжимного кольца на трубе с помощью пресса и др. Ключом к успеху в выполнении обжимного соединения является применение соответствующих согласно инструкции и сертификату (либо других соответствующих документов) фитингов, либо же выполнение обжимного соединения согласно

инструкции с применением указанных инструментов. Обжимные соединения широко применяют при соединении труб из сшитого полиэтилена (РЕ-Х) и полибутилена (РВ). На рис. 5.1 представлены варианты выполнения обжимного соединения.

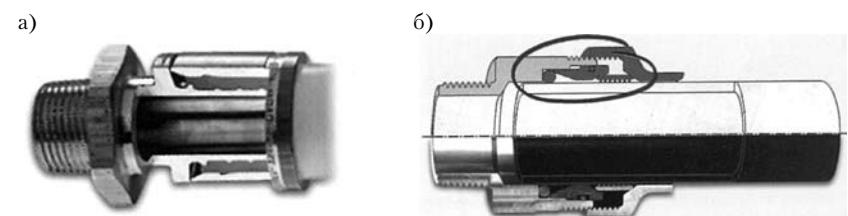


Рис. 5.1. Обжимное соединение труб: а) при помощи обжимного кольца, б) резьбовое с резиновой прокладкой [2]

Сварное соединение выполняют путем соединения разогретых и слегка расплавленных поверхностей соединяемых элементов, в результате чего создается полифузионное соединение материалов. Время разогрева обоих свариваемых элементов указывается в инструкции производителя. При разогреве может понадобиться корректировка продолжительности нагрева, например, в сторону увеличения, если работы выполняют в условиях низкой температуры, или же необходимость сбалансированности продолжительности нагрева при соединении элементов со значительно отличающимися по толщине стенами (например, соединение фасонных деталей с тонкостенными трубами). Момент начала разогрева отдельных элементов необходимо выбирать таким образом, чтобы обеспечить одновременное завершение данного процесса для обеих деталей. После завершения разогрева в течение некоторого времени элементы должны оставаться в зафиксированном друг к другу положении. Различают следующие виды сварных соединений: муфтовое; стыковое; при помощи фитинга для терморезисторной сварки. На рис. 5.2 представлены виды сварных соединений.

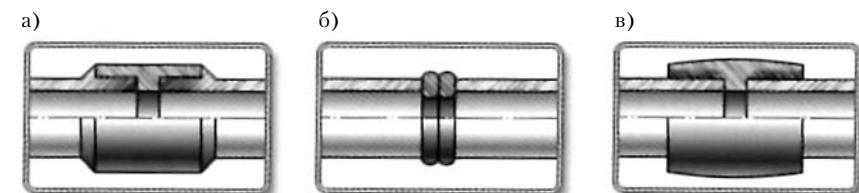


Рис. 5.2. Сварное соединение труб: а) муфтовое; б) стыковое; в) при помощи фитинга для терморезисторной сварки [2]

При муфтовом сварном соединении производят одновременный нагрев фрагментов соединяемых элементов при помощи соответствующих сварочных насадок, а именно цилиндрической наружной поверхности (рас-труб трубы, фасонной детали) и внутренней цилиндрической поверхности фитинга (насадка фасонной детали). Разогретые элементы по прошествии указанного в инструкции времени снимают со сварочной насадки и вставляют цилиндрическую часть в муфту. Сварочные насадки аппарата являются сменными. Их подбор осуществляют в зависимости от фасонной детали и размеров соединяемых элементов. Муфтовая сварка широко применяется для соединения пропиленовых труб (РР).

При стыковом соединении концы соединяемых элементов соответствующим образом подготавливают и нагревают в течение заданного времени плоскими сварочными насадками, а затем стыкуют при помощи специального инструмента до тех пор, пока не сформируется шов. Стыковое соединение применяют для соединения полиэтиленовых (РЕ) труб большого диаметра.

Контактная сварка является разновидностью муфтовой сварки, но при этом вместо нагревательного элемента применяют фасонные детали, являющиеся частью трубопровода, с монтированными электроспиральюми. Для соединения свариваемых элементов надевают на них фасонную деталь с электроспиралью. Подключают электроспираль к источнику питания. Спираль нагревается, расплавляет материал трубы и терморезисторного фитинга, соединяя их друг с другом. Такое соединение чаще всего выполняют фирменными фитингами, для которых автоматически определяются параметры сварки (сила тока и продолжительность его подачи) в зависимости от соединения и температуры окружающей среды. Терморезисторную сварку применяют для соединения полиэтиленовых труб (РЕ).

Сварка проведена качественно, если соблюдены следующие требования:

- применены соответствующие нагревательные цилиндрические элементы и проведена сварка в помещении, предназначенном для стыкового соединения;
- соблюдены требуемые параметры сварки – температура, время нагрева и охлаждения;
- соединяемые поверхности очищены от жира, устраниены все неровности, а также проведена зачистка внешних слоев;
- применены нагревательные аппараты, предназначенные для данного вида соединения, нагревательные элементы чистые и исправные;
- обеспечена старательность при выполнении соединения.

В случае применения kleеного соединения используют специальным образом обработанные элементы. Элемент с наружной цилиндрической частью вставляют в гладкую муфту. Поверхности обоих соединяе-

мых элементов хорошо очищают от загрязнения и жира. Для очистки от загрязнения и жира применяют только средства, рекомендованные производителями труб. Наносят клей на соединяемые поверхности элементов. Используемые клеи должны соответствовать рекомендациям производителя, а также пройти сертификацию. Покрытие kleem поверхности соединяемых элементов по прошествии указанного в инструкции времени соединяют. Далее эти элементы фиксируют в положении по отношению друг к другу и выдерживают в течение указанного в инструкции времени. Лишь спустя указанное в инструкции время соединение может быть подвергнуто нагрузке. Необходимо также уделить особое внимание времени выполнения всех вышеуказанных процедур в зависимости от условий: скратить рекомендуемое время склеивания при более высокой температуре или увеличить – при более низкой температуре. В инструкции должна быть четко указана минимальная допустимая температура, при которой можно проводить склеивание. При этом следует помнить, что склеивание не рекомендуется проводить при температуре ниже +5 °C. При выполнении kleевого соединения запрещается применять другие дополнительные герметизирующие материалы. Клей должен быть свежий, с непросроченным сроком годности. Запрещается разводить клей. Склейивание применяют для соединения поливинилхлоридных труб (PVC-C).

Полипропиленовые трубы

Полипропилен – это термопластический полимерный материал, производство которого началось в 1957 году. Это первый полимер со стереорегулярным строением. Благодаря химическому строению данного полимера, можно говорить об идеальных свойствах полипропилена. Именно поэтому полипропилен нашел свое место на рынке среди других полимеров и на сегодняшний день принадлежит к числу материалов со стабильным динамическим ростом объемов производства.

Из полипропиленовых труб и фасонных деталей, соединенных посредством сварки, выполняют не только системы ГВС, но также системы холодного водоснабжения и отопления. Полипропиленовые трубы характеризуются высокой химической стойкостью, гладкостью внутренней поверхности и низкой теплопроводностью. К основным преимуществам выполненных из полипропилена трубопроводов относятся:

- физиологическая и микробиологическая нейтральность трубопроводов и фасонных деталей;
- небольшая масса;
- высокая прочность (до 50 лет);
- устойчивость к процессам коррозии;
- простой, быстрый и чистый монтаж;

- стойкость к образованию накипи;
- малое сопротивление внутренней поверхности;
- высокие шумоизоляционные свойства;
- легкость;
- высокие электроизоляционные свойства.

Полибутиленовые трубы

Впервые полибутилен произведен немецкой фирмой «Chemische Werke» в 1965 году. Однако только дальнейшие разработки данного материала американской фирмой «Stell Chemicals» позволили начать применение полибутиленовых труб в системах водоснабжения и отопления.

В Европе полибутилен получил широкое применение только в начале 80-х годов, после того как «Stell Chemicals» представила рынку улучшенную версию данного материала со стабильными эксплуатационными характеристиками при максимальной температуре 70 °C и давлении 1 МПа в системах горячего и холодного водоснабжения, а также при температуре 95 °C и давлении 0,6 МПа в системах отопления.

Полибутиленовые трубы выдерживают высокие ударные нагрузки. Характеризуются высокой эластичностью, стойкостью к растяжениям, ползучести и стиранию. Такие трубы можно с успехом использовать там, где требуется стойкость к большому напряжению и высоким температурам. Благодаря перечисленным свойствам полибутилена этот материал идеально подходит для систем водоснабжения. Ввиду своей эластичности, полибутилен обладает свойством гашения вибраций, что обеспечивает тихую работу системы даже при высокой скорости водяного потока.

Полибутиленовая труба не теряет своей эластичности даже при температуре -15 °C, что позволяет производить монтаж систем также в зимний период. В случае замерзания объем воды в трубе увеличивается на несколько процентов, а после разморозления трубы возвращается в свою первоначальную форму. Эластичность, а также длина одного витка трубы дают возможность оптимизировать однородные отрезки системы, избегая дополнительных соединений. Полибутиленовые трубы устойчивы к воздействию большинства кислот, щелочей, а также слабых растворителей [7].

Высокая эластичность полибутиленовых труб дает множество преимуществ. Среди основных можно выделить:

- возможность и простота монтажа при низких температурах;
- возможность сгибания в соответствии с трассировкой укладки трубопровода, что позволяет уменьшить количество используемых растробов (колен);
- стойкость к последствиям замерзания и оттаивания воды.

Кроме того, полибутиленовые трубопроводы характеризуются:

- стойкостью к коррозии под напряжением и высокой прочностью;
- сроком службы до 50 лет.

Соединение полибутиленовых труб выполняют путем полифузионной или контактной сварки.

В современных системах соединение труб осуществляют с помощью специальных фитингов с пружинистыми элементами, обеспечивающими прочную фиксацию труб с растробами без применения специальных инструментов.

Трубы из хлорированного поливинилхлорида PVC-C

Непластифицированный поливинилхлорид (PVC) начали производить еще до начала Второй мировой войны. Непластифицированный поливинилхлорид – это твердый, механически стойкий полимер, который малоустойчив к температуре (до 40 °C, а в условиях контакта с питьевой водой до 20 °C). В этой связи непластифицированный поливинилхлорид применяли для изготовления труб для систем холодного водоснабжения. Модифицированный путем хлорирования в соответствующих условиях поливинилхлорид впервые использован для систем в Соединенных Штатах в 1968 г. Этот материал обладает одними из лучших эксплуатационных свойств среди всех полимерных материалов, применяемых для трубопроводов. Тепловое расширение хлорированного поливинилхлорида (PVC-C) почти в два раза меньше, чем популярного полипропилена. Этот полимер также характеризуется низкой теплопроводностью. Системы из хлорированного поливинилхлорида не поддерживают горения и сами гаснут после ликвидации источника огня. Трубопроводы из PVC-C характеризуются высокой механической прочностью, что позволяет уменьшить толщину стенок и внешний диаметр труб. Это особенно важно при прокладке трубопроводов в стенах панельных домов – достаточно сделать небольшие борозды.

Хлорированный поливинилхлорид, также как и обычный PVC, при температуре 0 °C становится хрупким и непригодным к использованию, однако, достаточно хорошо сохраняет свои эксплуатационные свойства при температуре до 100 °C. Это значит, что данный материал можно применять в системах ГВС и отопления, а также в системах холодного водоснабжения. При этом, стоимость хлорированного поливинилхлорида выше, чем обычного PVC.

Монтаж трубопроводов осуществляют методом склеивания. Для этого используют специальный клей для PVC-C, являющийся смесью быстроиспаряющихся растворителей. Клей играет роль посредника в процессе диффузии, размягчая полимер так, чтобы обеспечить проникание частиц

трубы в поверхностный слой фитинга и наоборот, после чего клей самопарится. Именно поэтому процесс соединения (от момента нанесения клея на поверхность трубы и фитинга и до момента выполнения соединения) должен протекать очень быстро и не может длиться более 1 мин. Образующийся в месте соединения грат (валик) – это только хлорированный поливинилхлорид. Существует также возможность соединения труб из PVC-C с резьбовыми фасонными деталями с помощью специальных переходных фитингов. Именно такие фитинги используют для соединения труб с запорной и санитарно-технической арматурой.

Трубы из спитого полиэтилена

Анализируя физико-химические свойства полимеров и опираясь на накопленный опыт, можно утверждать, что одним из лучших полимерных материалов для сборки системы является спитый полиэтилен (PE-X). Присущие только этому полимерному материалу свойства достигаются благодаря используемой технологии производственного процесса, получившей название «сшивка».

Спитетый полиэтилен – это высокоплотный полиэтилен PE-HD, подвергнутый специальной обработке, в результате которой возникают попечевые связи звеньев молекул. В зависимости от применяемого метода сшивки различают четыре типа спитого полиэтилена при производстве труб: PE-Xa (сшивка с применением пероксидов – метод «а» именуемый также методом Энгеля), PE-Xb (сшивка с применением силанов – метод «б»), PE-Xc (сшивка исходного сырья электронами – метод «с»), и PE-Xd (сшивка азотными радикалами – метод «д»). Степень сшивки определяют в процентах, причем оптимальной считается сшивка 80...82 %. Чаще всего для получения спитого полиэтилена применяют метод Энгеля (обозначение PE-Xa), благодаря которому достигается оптимальный процент сшивки. При остальных методах – «б», «с» и «д» – максимальный процент сшивки равен лишь 76 %.

Спитетый полиэтилен устойчив к воздействию большинства кислот и щелочей, а также кальция и цемента. Данный материал можно применять в системах с рабочей температурой до +90 °C и давлением до 1 МПа. Диаметр труб из спитого полиэтилена составляет от 10 до 160 мм. Трубы из PE-X покрывают кислородонепроникающим, антидиффузионным слоем. Среди преимуществ труб PEX по отношению к другим полимерным материалам выделяют:

- высокую гладкость;
- более высокую допустимую скорость перемещения жидкости (даже до 6 м/с);
- высокую химическую стойкость;
- высокое растяжение и эластичность (если полимер неэластичен,

появляется необходимость применения дополнительных фитингов);

- способность гасить звуковые и механические вибрации;
- трубопровод обладает так называемой «памятью формы» – после деформации и приложения нагрузки материал стремится вернуться в исходное состояние;
- устойчивость к высокой температуре (PEX характеризуется отсутствием термопластических ограничений, выдерживает температуру от –110 °C до 110 °C);
- проверенный процесс старения полимера в условиях эксплуатации (при температуре 95 °C и давлении от 0,6 до 1 МПа (6...10 бар);
- возможность монтажа при низкой температуре (до минус 15 °C);
- отсутствие микротрещин при низкой температуре.

Соединение трубопроводов из спитого полиэтилена выполняют при помощи зажимных фитингов. Такое соединение может быть как разъемным, так и неразъемным. Благодаря сшивке такие трубопроводы обладают очень высокой стойкостью к высокой температуре и давлению, но при этом не могут свариваться или склеиваться.

Разводку трубопроводов системы ГВС можно проводить традиционным способом, используя тройники, либо же с применением специальных разделителей. При этом запитывание каждой водоразборной точки осуществляют отдельного разделителя. Кроме того, трубопроводы прокладывают в защитных трубах (так называемая система трубы в трубе). Используя разделители, места всех соединений остаются доступными, несмотря на то, что вся система расположена в стене или в полу, поскольку все соединения расположены в специальных шкафах с разделителями и возле арматуры. Данный метод прокладки трубопровода позволяет избежать возможных ошибок при монтаже, где наиболее слабым местом являются именно места соединения труб.

Многослойные полимерные трубы

Полимеры характеризуются намного более значительным термическим расширением (в несколько, а иногда и в десятки раз большим, чем у металлов), что требует комплексной компенсации расширения трубопроводов ГВС и отопления.

Трубопровод из полиэтилена, полибутилена и спитого полиэтилена характеризуется также вероятным проникновением кислорода через его стенку в воду. Наличие в воде кислорода при температуре более 60 °C – это основная причина возникновения коррозии металлической арматуры систем. Именно поэтому в процессе производства полимерные трубы покрывают неметаллическим защитным слоем, ограничивающим диффузию кислорода.

Устойчивость к давлению среды в полимерном трубопроводе уменьшается

по мере роста рабочей температуры. Чем выше рабочая температура, тем хуже прочность трубопровода и тем меньше срок его эксплуатации.

Для уменьшения негативного влияния вышеуказанных свойств полимерных трубопроводов были разработаны трубы с трехслойной конструкцией. Первый, так называемый «базовый», слой изготовлен из полимера, чаще всего сшитого полиэтилена PEX или полипропилена. Второй слой – это алюминиевый «плащ», а третий – внешний защитный слой из полипропилена, сшитого полипропилена или полипропилена. Алюминиевый слой формируют из сплошной или перфорированной фольги, а соединение выполняют ультразвуковой или лазерной сваркой. Затем этот слой с двух сторон покрывают высокопрочным kleem. Внутренний и внешний полимерные слои приклеиваются к обеим сторонам внутреннего слоя из алюминия. Такие трубы получили название многослойных и обладают улучшенной стойкостью к высоким температурам по сравнению с остальными полимерными трубами [7].

Коэффициент линейного расширения многослойных труб примерно равен аналогичному коэффициенту алюминиевых труб, т. е. лишь почти в два раза больше, чем у стали. Алюминиевый слой ограничивает на 100 % проникновение кислорода в систему. Благодаря алюминиевой прослойке многослойные трубопроводы могут работать в условиях повышенной температуры. Кроме вышеуказанных преимуществ, многослойные трубы также сохраняют все положительные свойства полимерных материалов, использованных для их производства. Такие трубы можно применять во всех видах трубопроводов, но прежде всего в системах ГВС и центрального отопления многоквартирных и одноквартирных зданий, а также в общественных зданиях. Многослойные трубы можно соединять с трубами из других материалов, например, из стали, меди, полибутилена, полипропилена или поливинилхлорида.

Основное преимущество многослойных труб заключается в том, что они поддаются сгибанию вручную, могут принимать любую форму и не стремятся вернуться в первоначальную форму. Все остальные преимущества данных труб аналогичны преимуществам труб из других полимеров.

5.3. Терmostатические циркуляционные клапаны

Основной арматурой для балансировки циркуляционных систем ГВС являются терmostатические циркуляционные клапаны. Принцип работы этих балансировочных клапанов рассмотрим на примере клапанов первой серии компании «Данфосс» – TCV [1]. Он аналогичен принципу работы радиаторного терmostатического клапана с той лишь разницей, что терmostатический датчик размещен внутри клапана и реагирует на

температуру воды, а не воздуха. Температура проходящей воды оказывает непосредственное воздействие на термоэлемент, находящийся в потоке воды. Если температура проходящей воды увеличивается, то термоэлемент удлиняется и перемещает затвор клапана в сторону седла, уменьшая расход. При снижении температуры термочувствительный элемент укорачивается, и затвор клапана перемещается от седла. Сопротивление клапана при этом уменьшается, что приводит к увеличению расхода воды, проходящей через клапан. Чаще всего в качестве термочувствительного вещества в термоэлементе используют парафин, что связано с высокой тепловой инерцией данного материала. Винт настройки регулирует перемещение терmostатического элемента по отношению к корпусу клапана. Закручивание настроечного винта приводит к снижению температуры, при которой происходит закрытие клапана. Конструкция описанного выше терmostатического циркуляционного клапана представлена на рис. 5.3 [1].

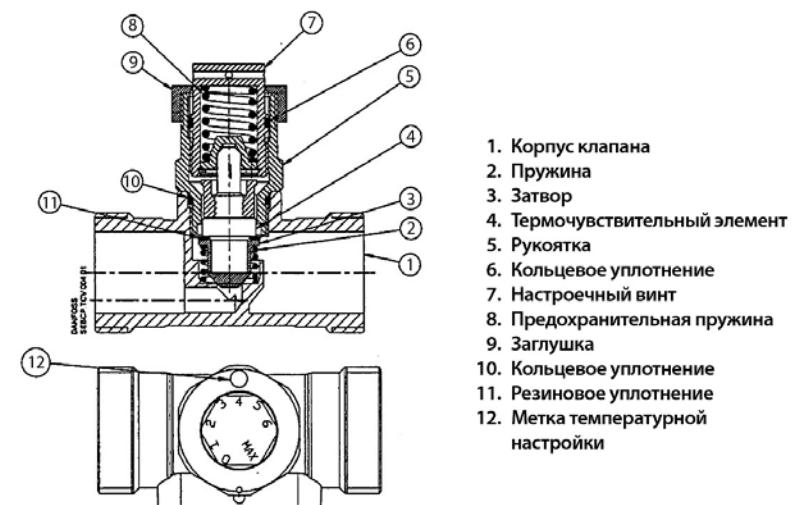


Рис. 5.3. Устройство терmostатического циркуляционного клапана TCV [1]

Конструкции современных терmostатических клапанов MTCV компании «Данфосс» изображены на рис. 5.4. Клапан MTCV выпускают в трех версиях: версия A – базовая, действует аналогично клапану TCV; версия B, оснащенная дополнительным терmostатическим клапаном, который открывается при температуре воды выше 65 °C, позволяя осуществлять термическую дезинфекцию системы; версия C оборудована термоэлектроприводом, управляемым специальным контроллером. В версии C можно настраивать параметры термической дезинфекции, т. е. период,

продолжительность и, если необходимо, последовательность дезинфекции стояков непосредственно на контролере.

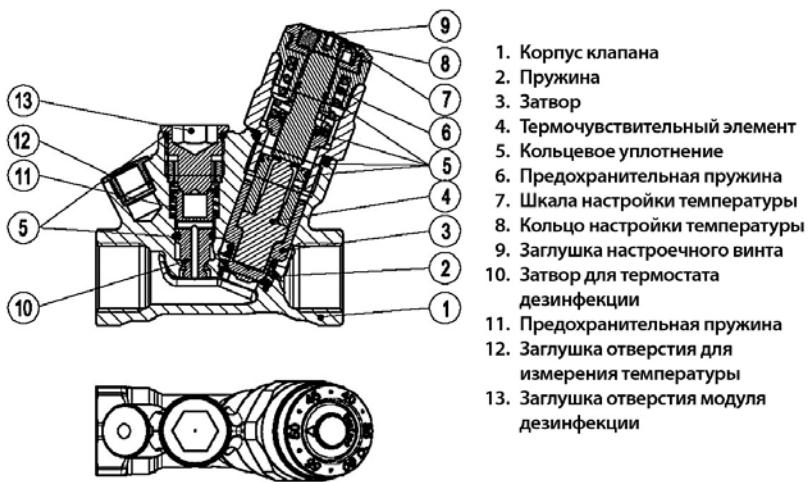


Рис. 5.4.а. Устройство терmostатического циркуляционного клапана MTCV [1] – базовая версия В

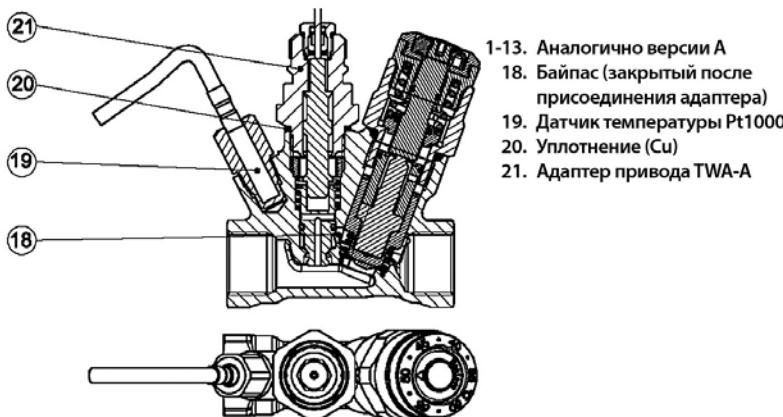


Рис. 5.4.б. Устройство терmostатического циркуляционного клапана MTCV [1] – версия С для установки термоэлектропривода и подключения к контролеру

Расходная характеристика клапана различных версий в зависимости от температуры воды представлена на рис. 5.5.

Предварительная температурная настройка на значение 50°C

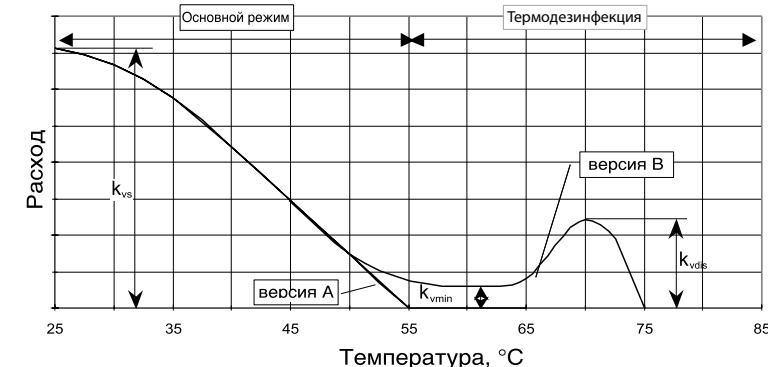


Рис. 5.5. Расход воды через клапан MTCV в зависимости от температуры воды [1]

Для описания пропускной способности k_v терmostатического циркуляционного клапана в зависимости от температуры прибегают к линейной характеристике. Компания «Данфосс» [1] разработала график для терmostатических циркуляционных клапанов системы ГВС, на котором пропускная способность k_v представлена в зависимости от заданной настройки и температуры воды. На рис. 5.6 показано, как k_v изменяется в зависимости от температуры. Данный график приведен для клапана MTCV.

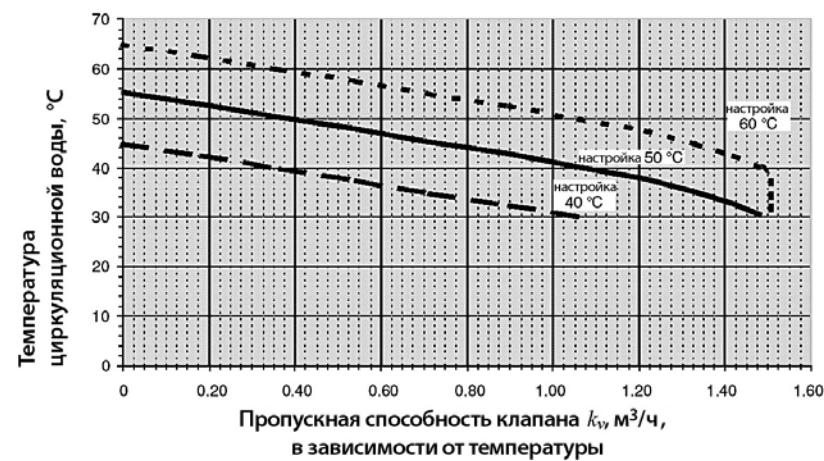


Рис. 5.6. Расходная характеристика терmostатического циркуляционного клапана MTCV, DN 15 [1]

5.4. Терmostатические смесительные клапаны

Согласно действующим нормам [9] температура горячей воды в системе ГВС должна быть 55...60 °C, а в период термической дезинфекции – не менее 70 °C. Когда подобные требования были введены в Голландии на стыке 1986 и 1987 годов, оказалось, что при термодезинфекции стало больше проблем, вызванных ожогами горячей водой, чем от легионеллеза.

Устранить ожоги позволил терmostатический смесительный клапан, установленный перед водоразборной арматурой. Он обеспечивает подачу горячей воды более низкой температуры, защищая пользователя от ошпаривания водой слишком высокой температуры в системе ГВС в момент термодезинфекции. Температура горячей воды на уровне 45...50 °C в системе гарантирует отсутствие ожоговых травм у пользователя. Монтаж терmostатических смесительных клапанов на трубопроводе горячей воды производят перед водоразборными точками. Место монтажа представлено на рис. 5.7. Такие клапаны применяют, прежде всего, в зданиях с людьми, имеющими ограниченные физические возможности (больные, пожилые люди, дети): больницы, дома престарелых, детские садики и т. п. Реже указанные клапаны применяют в помещениях многоквартирных или одноквартирных жилых зданий, в частности, в душевых.

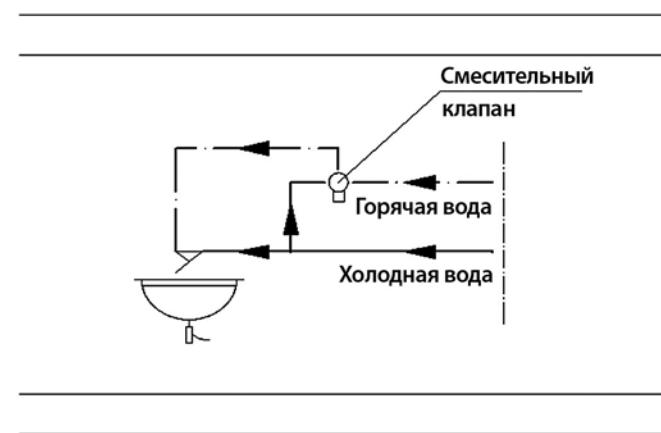


Рис. 5.7. Терmostатический смесительный клапан в системе ГВС [10]

Установка клапанов особенно важна в системах, где обнаружена бактерия *Legionella* и периодически проводится термическая дезинфекция системы. Периодический профилактический перегрев воды (более 70 °C) в системе позволяет провести дезинфекцию системы и снизить вероятность

развития этой болезнестворной бактерии. Терmostатические смесительные клапаны, установленные перед водоразборными точками, защищают пользователей от ошпаривания во время дезинфекции. В связи с тем, что в больницах иммунитет пациентов ослаблен, термическая дезинфекция системы должна проводиться значительно чаще. Терmostатические смесительные клапаны позволяют защитить объекты повышенного риска от обеих перечисленных угроз.

В одноквартирном жилом здании терmostатический смесительный клапан может быть установлен на выходе из водоподогревателя, обеспечивая горячую воду необходимой температуры во всех водоразборных точках. При установке соответствующей температуры на терmostатическом смесительном клапане исчезает необходимость смешивания горячей воды с холодной непосредственно в разборной арматуре. Схема описанного технического решения представлена на рис. 5.8.

Принцип работы терmostатического смесительного клапана основан на такой настройке затвора, при которой горячая вода после смешения внутри клапана с холодной водой на выходе обладает заданной температурой. Настройку температуры производят настроенным маховиком (рукойткой), расположенным в верхней части регулятора, который соединен посредством пружины с терmostатическим элементом. Термоэлемент под воздействием температуры горячей воды, поступающей к клапану из входного патрубка, прикрывает или приоткрывает посредством затвора поступление холодной воды из второго патрубка. В результате смешивания обоих потоков в систему или в водоразборную арматуру поступает вода с заданной температурой.

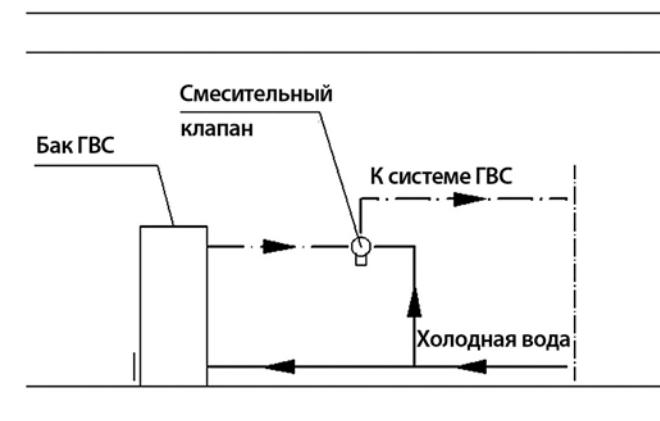


Рис. 5.8. Схема подключения терmostатического смесительного клапана к системе ГВС одноквартирного жилого здания [10]

5.5. Совместимость различных материалов

Не существует причин, по которым следовало бы отказаться от соединения в системе элементов, выполненных из металла и полимерных материалов. Решение об использовании данного металла необходимо принять только на основании анализа степени агрессивности воды по отношению к выбиравемому металлу.

Более сложной является задача соединения меди со сталью, оцинкованной сталью (а также алюминием) в одном циркуляционном контуре. В результате непосредственного соединения данных металлов возникают электрохимические очаги, которые способствуют быстрому растворению железа и цинка. Предотвратить данное явление можно применением изоляционных прокладок, разделяющих между собой данные материалы [8].

Коррозия железа и цинка также имеет место, если вода содержит ионы меди (например, в результате коррозии элементов системы, содержащих медь), которые переходят на поверхность других металлов и затем значительно ускоряют процесс коррозии. Именно поэтому в циркуляционных системах ГВС не рекомендуется соединять стальные и медные трубы [3]. В случае применения обоих этих металлов следует помнить об общепринятых принципах монтажа системы из медных и стальных труб, касающихся направления потока воды, а именно: монтаж медных труб допускается только после стальных труб, учитывая направление движения потока воды.

Опыт эксплуатации систем из стальных и медных труб показывает, что данный принцип не дает полной гарантии надежной работы системы. Продукты коррозии стальных труб могут отрываться от их поверхности и затем повреждать защитный слой оксидов меди, что только усиливает коррозию. Таким образом, чтобы избежать преждевременной коррозии системы, лучше всего производить монтаж системы из труб одного металла.

5.6. Термоизоляционные материалы для системы горячего водоснабжения

Температура горячей воды в системе ГВС должна быть от 55 °C до 60 °C. При отсутствии теплоизоляции элементов системы вода будет терять теплоту в окружающую среду и охлаждаться. Этот процесс особенно интенсивен, если трубопроводы проложены в холодных неотапливаемых помещениях. С целью ограничения потерь передаваемой либо же накапливаемой теплоты осуществляют теплоизоляцию баков, разводящих и циркуляционных трубопроводов.

Применение соответствующей теплоизоляции систем ГВС регламентировано законодательством. В распоряжении Министерства инфраструктуры Польши относительно технических условий, которым должны соответствовать здания и их расположение, указывается: «Теплоизоляция системы ГВС должна соответствовать требованиям Польской нормы касательно теплоизоляции трубопроводов, арматуры и оборудования» [9]. Это означает, что необходимо выполнять требования нормы PN-B-02421 «Теплоизоляция трубопроводов горячей воды, арматуры и оборудования. Требования и контроль» [6] по теплоизоляции всех трубопроводов горячей воды.

Согласно указанной норме [6] теплоизоляцию следует выполнять:

- всей поверхности прямых участков трубопровода, фасонных деталей и фитингов;
- по мере технической возможности всей поверхности или отдельных участков теплообменников или накопителей тепловой энергии.

Теплоизолируют, по мере технической возможности, всю поверхность или отдельные участки арматуры, установленной на трубопроводах.

Теплоизоляцию не применяют на поверхности предохранительных клапанов, двигателей насосов, а также на электроприводах клапанов.

Соответствующую тепловую защиту применяют в теплосетях, в сетях и системах, а элементов систем, расположенных в помещениях, в тех случаях, если это требуется по технической целесообразности.

В системах ГВС осуществляют теплоизоляцию горизонтальных и вертикальных трубопроводов, в том числе циркуляционных, независимо от места их расположения.

Чтобы теплоизоляция выполняла свою функцию, она должна иметь следующие свойства:

- низкий коэффициент теплопроводности – чем меньше коэффициент, тем лучше изоляционные свойства материала;
- стойкость к высокой температуре и перепаду температур, что характеризуется сохранением свойств материала независимо от температуры;
- устойчивость к воздействию окружающей среды и воды, включая микроорганизмы и грызунов;
- негорючесть или высокую огнестойкость;
- химическую устойчивость к изолируемому материалу;
- стойкость к статическим и динамическим нагрузкам при монтаже, а также высокую эластичность.

Теплоизоляция чаще всего состоит из двух слоев:

1 слой – непосредственно теплоизоляционный, характеризующийся низким коэффициентом теплопроводности;

II слой – защищающий теплоизоляционный материал от внешнего воздействия, механических повреждений, влажности, воздействия агрессивных химических веществ, а также окружающей среды.

Материалы, применяемые для теплоизоляции элементов системы ГВС, обладают схожими (описанными выше) свойствами, однако, характеризуются индивидуальными особенностями. В качестве теплоизоляционных материалов чаще всего применяют:

- пористые полимерные материалы (вспененный полиэтилен, пенопласт, синтетический каучук);
 - волокнистые материалы (минеральная и стеклянная вата).
- Теплоизоляционный материал может иметь вид:

- мата;
- плиты;
- войлока;
- цилиндров,
- фасонной детали.

Теплоизоляцию системы проводят на месте готовыми теплоизоляционными материалами. Либо же такой материал может быть получен непосредственно при проведении теплоизоляции элементов системы (например, при применении вспенивающегося полиуретана). Кроме того, элементы сети и системы могут быть изолированы уже в процессе их производства (например, предизолированные трубы).

На сегодняшний день для теплоизоляции трубопроводов применяют практически только теплоизоляционные цилиндры, состоящие из изоляционного слоя и защитного покрытия. Выпускаемый ассортимент теплоизоляционных цилиндров соответствует используемым в монтажной практике диаметрам трубопроводов, а толщина цилиндра позволяет проводить теплоизоляцию трубопровода с теплоносителем различной температуры.

Теплоизоляционные цилиндры, кроме своего основного задания в ограничении теплопотерь, также выполняют следующие функции:

- увеличивают долговечность и прочность системы, ограничивая воздействие внешних факторов на трубопровод;
- обеспечивают механическую защиту трубопровода, что особенно важно для медных и полимерных трубопроводов;
- обеспечивают шумоизоляцию, связанную с потоком воды в трубопроводе;
- ограничивают теплопоступление в помещение, где проходит трубопровод, если такой рост температуры нежелателен.

Качество монтажа цилиндра имеет ключевое значение для эффективности теплоизоляции. При неправильном монтаже теплоизоляционного

цилиндра, фактические теплопотери могут быть даже выше на 40 %, чем при соответствующей теплоизоляции. В данном случае основное внимание следует уделять:

- правильности выбора типа, диаметра и толщины цилиндра (значительное влияние на рост теплопотерь оказывает слишком большой внутренний диаметр цилиндра по сравнению с диаметром трубопровода);
- тщательность выполнения теплоизоляции. Это особенно касается местстыковки теплоизоляционного материала на поверхности трубопровода (стык встык) либо же так называемое соединение на шве (продольный разрез цилиндра);
- теплоизоляции отводов, клапанов, тройников, сварочных швов и т. д.;
- теплоизоляции торцов трубопроводов (при помощи специальных манжет);
- сухости и чистоте изолируемой поверхности.

Теплоизоляционные цилиндры – это эффективное решение для теплоизоляции системы ГВС. Производители предлагают современные изоляционные системы, обеспечивающие быстрый, легкий и профессиональный монтаж. На рынке представлен широкий выбор цилиндров из различного сырья, разной толщины и диаметра, а также с разными механическими свойствами.

Толщину цилиндра выбирают по норме PN-B-02421. Она может быть от 6 до 40 мм для цилиндров, применяемых при теплоизоляции трубопроводов с температурой воды до 130 °C [6].

Заданный слой создают с целью предохранения теплоизоляционного слоя от воздействий окружающей среды и механических повреждений. Материал, из которого изготовлен защитный слой, должен обладать следующими характеристиками:

- стойкостью к воздействию воды и внешних факторов, включая микробиологические и грызунов;
- негорючестью или очень низкой горючностью (как минимум не распространять огонь);
- устойчивостью к статическим и динамическим нагрузкам в период монтажа и эксплуатации.

Чаще всего для изготовления теплоизоляционных цилиндров применяют такие материалы:

- вспененный полиэтилен;
- вспененный эластичный полиуретан;
- вспененный жесткий полиуретан;
- синтетический каучук;
- минеральная вата;

- стеклянная или базальтовая вата;
- пенопласт (вспененный полистирол);
- два или более вышеуказанных материала.

Ниже представлены общие характеристики каждого теплоизоляционного материала, применяемого для теплоизоляции системы ГВС. Вначале рассмотрены свойства пенок: полиэтиленовой, полиуретановой и из синтетического каучука. Затем – представителей неорганических волокнистых материалов: стеклянной и минеральной ваты. И, напоследок, – древесноволокнистых плит, относящихся к категории органических волокнистых материалов.

Полиэтиленовая пена

Цилиндры из вспененного полиэтилена используют не только для изоляции системы ГВС, но и холодного водоснабжения, центрального отопления, а также систем кондиционирования воздуха. Вспененный полиэтилен используют в температурном диапазоне от 45 °C до +105 °C. Коэффициент теплопроводности составляет от 0,035 до 0,045 Вт/(м·К). Вспененный полиэтилен характеризуется высокой эластичностью, отсутствием токсичности, высоким коэффициентом стойкости к диффузии водяного пара. Чаще всего полиэтиленовую пену производят в различных оттенках серого цвета без дополнительного защитного слоя. Некоторые производители предлагают цилиндры из полиэтиленовой пены с внешним покрытием полимерной пленкой [7].

Полиуретановая пена

Полиуретановая пена может быть твердая PUR и эластичная PUF. Полиуретан PU и полизоцианат PI относят к уретанам. Начиная с 50-х годов, в твердой и полутордой форме эти материалы в виде пены стали широко применять для теплоизоляции. Полиуретановую пену разделяют на:

- полученную в процессе изготовления цилиндра (полуцилиндра);
- вспененную на месте.

Твердая (жесткая) полиуретановая пена PUR – это твердый теплоизоляционный материал, состоящий из более чем на 90 % закрытых пор, заполненных газом с низкой теплопроводностью. Такую пену широко применяют для теплоизоляции поверхности трубопроводов и оборудования с температурой до 140 °C, для теплоизоляции зданий и криогенных установок, холодильных и отопительно-вентиляционных систем. Полиуретановую пену производят плотностью от 12 до 50 кг/м³, а также с повышенными параметрами прочности – 60, 80, 120 и 160 кг/м³. При плотности 50 кг/м³ и температуре 20 °C коэффициент теплопроводности пены составляет 0,023 Вт/(м·К). Пена характеризуется наличием закрытых пор,

обладающих очень низким коэффициентом впитывания влаги. Пена PUR устойчива к прению и гниению, не привлекает насекомых и грызунов. Эластичная полиуретановая пена PUF – это изоляционный материал с открытыми порами, применяемый также для шумоизоляции. При плотности 100 кг/м³ и температуре 20 °C коэффициент теплопроводности пены $\lambda = 0,039$ Вт/(м·К). Элементы из твердой полиуретановой пены легко поддаются обработке и монтажу, для этого не требуются специальные инструменты. Для обработки такой пены с успехом можно применять ножовку, нож или молоток. Обработку эластичной пены можно произвести при помощи ножа.

Пена из синтетического каучука

Синтетический каучук производят из кополимера бутадиена. Теплоизоляционная пена характеризуется мелкой структурой с закрытыми порами. При температуре 20 °C коэффициент теплопроводности равен 0,038 Вт/(м·К). Из пены производят цилиндры и изоляционные маты. Поры пены имеют закрытую структуру, устойчивую к поглощению влаги. Пена устойчива к прению и гниению, не привлекает насекомых и грызунов. Кроме того, пена характеризуется стойкостью к большинству органических растворителей. В противопожарной классификации данную пено относят к категории не-распространяющих огонь. Она предназначена для тепло- и холдоизоляции трубопроводов, арматуры и оборудования, установленного внутри и снаружи здания, тепло- и холдоносителей в температурном диапазоне от -40 °C до + 85 °C. В случае применения пены снаружи здания необходимо применять дополнительный слой изоляции или специальные малярные сетки, защищающие от солнечных лучей, атмосферного и механического воздействия. Пену легко нанести: уложенную теплоизоляцию приклеивают специальным kleem для синтетического каучука, а излишки срезают ножом.

Стеклянная вата

Сырье для производства стеклянной ваты является натуральное, экологически чистое стекло. Такие изделия чаще всего поддаются гидрофобизированию. Стеклянная вата негигроскопична. Стекловолокно является негорючим и нетоксичным материалом, безопасным для окружающей среды, а также характеризуется биологической стойкостью. После монтажа стеклянная вата не требует дальнейшего ухода. Широко применяется для тепло- и звукоизоляции. При плотности 48 кг/м³ и температуре 20 °C коэффициент теплопроводности стеклянной ваты $\lambda = 0,032$ Вт/(м·К). Благодаря низкой плотности и своему составу стеклянная вата характеризуется легкостью в монтаже. Для ее обработки достаточно использовать нож из

нержавеющей стали с гладким или зубчатым острием. Стеклянную вату используют самостоятельно или в сочетании, например, с алюминиевой фольгой для пароизоляции.

Минеральная вата

Основным сырьем для производства минеральной ваты является базальт в сочетании с другими минеральными добавками. В процессе плавления получают диабазовое волокно, которое соединяют со связующим веществом для получения ваты. Затем полученный материал может пройти прессование, формовку и резку. При плотности 100 кг/м³ и температуре 20 °C коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,034 \text{ Bt}/(\text{m}\cdot\text{K})$. В результате получают твердый, негорючий теплоизоляционный материал. Минеральная вата обладает шумоизоляционными свойствами. Полуцилиндры из минеральной ваты характеризуются стабильностью, не изменяют своей формы и размеров в процессе эксплуатации, а также не становятся мягкими. В строительных конструкциях сохраняют свои свойства практически в течение всего срока эксплуатации объекта. Являясь продуктом натуральным и неорганическим, минеральная вата проявляет биологическую стойкость (не гниет и не подвержена разрушению насекомыми и грызунами). Кроме того, базальтовая минеральная вата устойчива к воздействию воды, негигроскопична и не способствует развитию плесени. Минеральную вату легко укладывать с помощью простых инструментов, например, ножовки, ножа и молотка.

Пенопласт

Изоляционные материалы из пенопласта (вспененного полистирола) характеризуются необычайной легкостью и точностью размеров. Их применяют для теплоизоляции трубопроводов различного типа. С этой целью достаточно воспользоваться такими инструментами, как ножовка, нож или молоток.

Температурный диапазон применения пенопласта от -100 °C до +80 °C.

Литература

1. Каталог компании «Данфосс» с информацией о терmostатических циркуляционных клапанах и о смесительных клапанах для систем ГВС.
2. Gaßner A.: Instalacje sanitarne poradnik dla projektantów i instalatorów, Warszawa, WNT, 2008.
3. Informacja i doradztwo techniczne w zakresie wykonywania instalacji z rur miedzianych, www.ciim.pl, styczeń, 2008.
4. J. Chudzicki, S. Sosnowski: Instalacje wodociągowe i kanalizacyjne, Warszawa, 2001.
5. Norma PN-92/B-01706, Instalacje wodociągowe. Wymagania w projektowaniu.
6. Norma PN-B-02421, Izolacje cieplne przewodów, armatury i urządzeń. Wymagania i badania odbiorcze.
7. Praca zbiorowa pod kierunkiem prof. B. Stefańczyka.: Budownictwo ogólne, tom 1, Materiały i wyroby budowlane, Rozdział 14, Materiały i wyroby instalacyjne oraz termoizolacyjne, Warszawa, Arkady, 2005.
8. Recknagel-Sprenger: Ogrzewanie i Klimatyzacja. Poradnik, Warszawa, Arkady, 1976.
9. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12.04.2002 w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie, Dz. U. nr 75, poz. 690.

6. ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

6.1. Расход теплоты на приготовление горячей воды

6.1.1. Тепловой баланс

Потребление горячей воды из отдельных водоразборных точек в связи с характером потребности, происходит случайно и в течение относительно короткого периода времени, в то время, как система должна быть готова к подаче воды в необходимом количестве и с необходимой температурой в любое время. Бесперебойная подача воды может быть гарантирована благодаря соответственно спроектированному тепловому узлу и циркуляции горячей воды в системе. Как показывает практика, узел приготовления горячей воды и система ГВС теряют значительное количество теплоты в окружающую среду, о чем ранее не было известно. Об этом свидетельствуют уже утратившие силу сообщения и распоряжения Министерства финансов Польши относительно удельного показателя теплопотребления при приготовлении горячей воды, который можно принять при определении стоимости тепловой энергии для населения. Значение этого показателя, в соответствии с распоряжением от 23.01.1996 составляло 0,191 ГДж/м³, в то время, как в соответствии с последующим распоряжением от 9.06.1997 необходимо было принимать показатель на уровне 0,242 ГДж/м³. Авторы работы [2] провели исследование систем центрального отопления и ГВС в жилом многоквартирном здании в г. Щецине. Результаты показали, что теплопотери в системе ГВС составляют 23 % от общего количества теплоты, подаваемой в узел приготовления горячей воды. На основании измерений, проведенных в г. Познани [4], определено, что потери составляют примерно 30 %.

Теплопотребление системы ГВС можно рассчитать с помощью теплового баланса. Общий тепловой поток для ГВС \dot{Q} определяют уравнением [12]:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{cw} + \dot{Q}_{sw} + \dot{Q}_{si} + \dot{Q}_a, \quad (6.1)$$

где \dot{Q}_{cw} – поток теплоты, необходимый для подогрева холодной воды до температуры, требуемой потребителю; \dot{Q}_{sw} – теплопотери в узле приготовления горячей воды; \dot{Q}_{si} – поток теплоты, необходимый для поддержания соответствующей температуры горячей воды в системе (теплопотери при подаче и циркуляции воды); \dot{Q}_a – теплопотери системы при наполнении и опорожнении бака-аккумулятора при его наличии.

В тепловом балансе для длительного периода слагаемое, связанное с аккумуляцией, опускают. Количество теплоты Q , потребляемой системой ГВС за это время, определяют уравнением:

$$Q = Q_{cw} + Q_{sw} + Q_{si}, \quad (6.2)$$

где Q_{cw} – количество тепловой энергии, необходимой для подогрева холодной воды до температуры горячей воды; Q_{sw} – количество тепловой энергии, теряемой в узле приготовления горячей воды; Q_{si} – количество тепловой энергии, необходимое для поддержания соответствующей температуры горячей воды в системе (теплопотери при подаче и циркуляции воды).

Ниже представлена методика определения составляющих теплового баланса, определяемого зависимостью (6.2).

6.1.2. Расход теплоты при подогреве воды

Количество теплоты для подогрева горячей воды Q_{cw} за определенный период времени определяется по формуле:

$$Q_{cw} = V_{cw} \rho_{cw} c_{cw} (t_{cw} - t_{zw}), \text{ Вт}, \quad (6.3)$$

где V_{cw} – объем горячей воды, потребленной за определенный период времени, дм³; ρ_{cw} – плотность горячей воды, кг/дм³; c_{cw} – удельная теплоемкость воды, Вт/(дм³ · К); t_{cw} – температура горячей воды, поступающей к потребителю, °C; t_{zw} – температура холодной воды, °C.

Температура горячей воды на входе в систему не должна превышать 60 °C. Температура горячей воды в наиболее удаленной водоразборной точке не может быть ниже 55 °C. Расчетную температуру холодной воды, поступающей к узлу подогрева воды, следует принимать [10]:

- 5 °C, если вода из поверхностных источников водоснабжения;
- 10 °C, если вода из подземных источников водоснабжения.

В реальных условиях температура холодной воды, потребленной из подземных источников, практически постоянна и составляет около 10 °C. Температура воды из поверхностных источников изменяется в течение года вместе с изменением температуры воздуха. В зимние месяцы температура холодной воды может составлять несколько градусов, а летом – возрастать от 10 до 20 °C.

6.1.3. Теплопотери в системе и узле подогрева воды

Теплопотери системы ГВС при проектировании определяют расчетом. Общие потери рассчитывают, суммируя теплопотери в отдельных элементах (оборудовании и трубопроводе). Теплопотери Q_s для элемента либо участка системы рассчитывают по основной зависимости (6.4) или ее модификации:

$$Q_s = Fk(t_{cw} - t_o)\Delta\tau, \text{ Вт}, \quad (6.4)$$

где F – площадь элемента узла приготовления воды или участка системы ГВС, м²; k – коэффициент теплообмена, Вт/(м² · К); t_{cw} – температура горячей воды в элементе либо участке системы, °С; t_o – температура окружающей среды, °С; $\Delta\tau$ – определенный отрезок времени, с.

Теплопотери зависят от размера системы, диаметра труб, их теплоизоляции, средней температуры воды и окружающей среды в отдельных элементах системы (устройствах и трубопроводах). В технической литературе [1; 3; 5] представлены подробные зависимости, служащие для расчета теплопотерь. В норме по теплоизоляции трубопроводов [11] определена минимальная толщина теплоизоляции.

Необходимо обратить внимание на то, что разница температур в формуле (6.4) невелика (около 30 К), поэтому незначительное изменение (порядка нескольких градусов) приводит к существенному изменению теплопотерь.

Для определения средней температуры воды необходимо обязательно знать расход в отдельных элементах и участках системы, который определяют путем гидравлического расчета.

6.2. Показатели использования тепловой энергии

6.2.1. Показатели теплопотребления системы

Основным показателем оценки процесса передачи энергии является КПД процесса η . Для системы ГВС η определяют отношением количества теплоты Q_{cw} , потребленной жителями с горячей водой, к общему количеству теплоты Q , потребленной узлом подогрева воды:

$$\eta = \frac{Q_{cw}}{Q}. \quad (6.5)$$

При расчете теплопотребления и определении затрат на приготовление горячей воды применяют удельное теплопотребление w_{cw} для приготовления одного кубического метра горячей воды. Его определяют как отношение общего количества теплоты Q , потребленной узлом подогрева воды, к количеству горячей воды V_{cw} , израсходованной потребителями:

$$w_{cw} = \frac{Q}{V_{cw}}. \quad (6.6)$$

Значение этих параметров зависит от теплопотерь в узле подогрева воды и теплопотерь в системе ГВС, а также от количества потребленной воды и от количества теплоты, содержащейся в этой воде.

На практике при определении количества теплоты, потребленной жителями с горячей водой, вышеуказанные показатели рассчитывают косвенным образом по зависимости (6.3) на основании показаний теплосчетчиков и счетчиков воды, принимая определенный прирост температуры горячей воды. Ввиду того, что прирост температуры потребляемой горячей воды определяется приблизительно, рассчитанные таким образом коэффициенты могут быть ошибочны.

6.2.2. Показатели теплопотерь

Долю потерь энергии в системе определяют точно так же, как КПД. Таким образом можно определить долю потерь теплоты q в общем теплопотреблении для потребностей ГВС:

$$q = \frac{Q_s}{Q} = 1 - \eta. \quad (6.7)$$

Потребность в теплоте w_{lok} , связанную с распределением горячей воды, определяют через теплопотери системы ГВС за определенное время в пересчете на одну квартиру:

$$w_{lok} = \frac{Q_s}{n}, \quad (6.8)$$

где n – количество квартир, в которые подается горячая вода системой ГВС.

Было предложено использовать этот показатель в методе расчета потребления тепловой энергии для приготовления горячей воды. Этот метод применяли в приложении уже утратившего силу распоряжения Министерства земельного хозяйства и строительства и Министерства финансов от 21 декабря 1995 года по вопросу принципов расчета расхода тепловой энергии для ГВС квартир [6]. Этот метод был основанием для расчетов между администрацией зданий и жителями. В нем определялись, в том числе, теплопотери системы ГВС, приходящиеся на одну квартиру в течение месяца, а также расход теплоты для нагрева одного кубического метра воды.

Теплопотери для одной квартиры в месяц [ГДж/(квартира·месяц)] были определены для квартир с одним и двумя стояками систем ГВС, а также в зависимости от материала трубопровода. Так, для системы ГВС из стальных оцинкованных труб при принятой разнице температур трубопровода горячей воды и окружающей среды 30 К эти показатели составляют:

- для квартиры с одним стояком системы ГВС – 0,220 ГДж/(квартира·месяц);

- для квартиры с двумя стояками системы ГВС – 0,380 ГДж/(квартира·месяц). Это соответствует теплопотерям:

- для квартиры с одним стояком системы ГВС – 84,9 Вт/квартира;
- для квартиры с двумя стояками системы ГВС – 146,6 Вт/квартира.

Расход теплоты для подогрева одного кубического метра воды до средней температуры +50 °C зависит от времени года. Принято, что температура холодной воды в летний период составляет +10 °C, а в зимний составляет +5 °C.

Значение этого показателя следующее [6]:

- для летнего периода – 0,168 ГДж/м³;
- для зимнего периода – 0,189 ГДж/м³.

При среднем расходе горячей воды 55 дм³/(чел·сутки) в домах со счетчиками воды [8] и при среднем количестве жителей в одной квартире – 3 чел. [9], этот показатель соответствует количеству теплоты сетевой горячей воды:

- для летнего периода – 320 Вт/квартира;
- для зимнего периода – 360 Вт/квартира.

Из представленных выше значений показателей следует, что теплопотери в циркуляционном контуре, согласно информации Министерства [6], составляют от 23,6 до 45,8 % от количества теплоты, потребляемой с горячей водой. В работе [7] представлены подробные результаты расчетов и измерений теплопотерь в трех зданиях. На основании осуществленных расчетов можно утверждать, что наибольшие теплопотери наблюдаются в стояках, которые не имели теплоизоляции. Во всех случаях измеренные теплопотери были выше расчетных, а последние были выше рекомендуемых при расчетах [6]. Наибольшие теплопотери наблюдались на объектах с плохим состоянием теплоизоляции.

6.2.3. Взаимосвязь параметров

Можно считать, что в течение года температура в здании изменяется в небольшом диапазоне и в системе ГВС потери постоянны. В то же время в зависимости от количества потребленной воды и ее температуры изменяется количество теплоты, потребляемой жителями вместе с горячей водой. На основании теплового баланса и по известному расходу теплоты $w_{cw\ ob}$ на подогрев 1 м³ воды получаем следующую взаимосвязь между КПД системы ГВС η , теплопотерями в пересчете на квартиру w_{lok} и потреблением горячей воды одной квартирой v_{lok} :

$$\eta = \frac{1}{\frac{w_{lok}}{w_{cw\ ob} v_{lok}} + 1}. \quad (6.9)$$

Все параметры в вышесказанной формуле должны относиться к одному периоду. На рис. 6.1 представлена графическая зависимость между этими параметрами. При подогреве воды на 45 К, потреблении воды квартирой в литрах за одни сутки, учитывая того, что w_{lok} выражено в [ГДж/(квартира·месяц)], зависимость, представленная выше, принимает вид:

$$\eta = \frac{1}{\frac{w_{lok}}{0,005655 v_{lok}} + 1}. \quad (6.10)$$

Аналогично можно установить взаимосвязь между расходом теплоты для приготовления одного кубического метра горячей воды и теплопотерями системы ГВС в пересчете на одну квартиру, а также средним потреблением квартирой горячей воды. Эта зависимость принимает вид:

$$w_{cw} = \frac{w_{lok}}{v_{lok}} + w_{cw\ ob}. \quad (6.11)$$

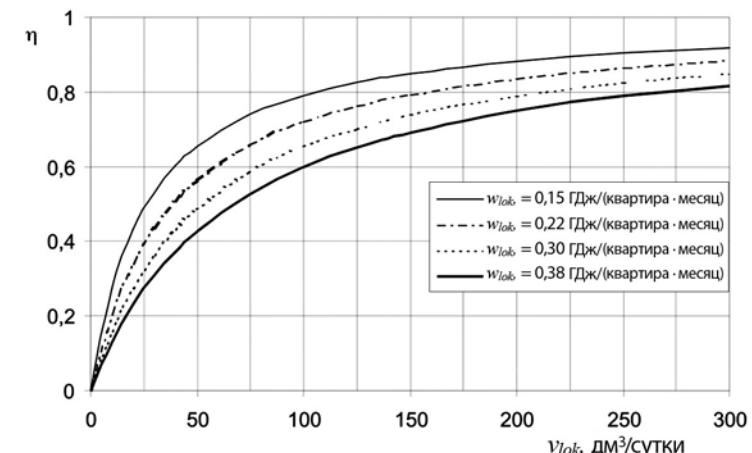


Рис. 6.1. Коэффициент полезного действия системы ГВС – в зависимости от потребления воды одной квартирой в течение суток v_{lok} при разных теплопотерях w_{lok}

6.3. Тепловая эффективность системы горячего водоснабжения

Из представленных рассуждений следует, что для данной системы в зависимости от количества потребления показатели, относящиеся к количеству потребляемой горячей воды w_{cw} или потребляемой из нее теплоты η , могут принимать различные значения. Например, в зданиях с квартирными счетчиками потребление горячей воды меньше, чем в зданиях,

где счетчиков нет. В этой связи следует ожидать, что значения показателя будут более высокими по отношению к количеству потребленной горячей воды, а КПД будет меньше.

Эти показатели определяют только расход теплоты для приготовления горячей воды. В этой связи на их основании нельзя оценить систему. Можно только определить долю теплопотерь от общего теплопотребления для приготовления горячей воды. Они не могут быть использованы для сравнения систем в различных жилых зданиях.

Основанием для оценки качества работы системы, помимо бесперебойных поставок воды, являются теплопотери системы ГВС. Для этого используют теплопотери в пересчете на одну квартиру, поскольку они не зависят от количества потребляемой пользователями воды.

На основании показаний теплосчетчика и счетчика воды в тепловом пункте можно определить среднее потребление горячей воды, приходящееся на одну квартиру, а также показатель теплопотребления. По ним, принимая прирост температуры подогреваемой воды, можно определить удельные теплопотери системы ГВС с помощью представленных выше зависимостей или графиков. Это может быть основанием для приблизительной оценки энергоэффективности систем ГВС.

Пример

В трех жилых зданиях с подогревом воды до 50 °C были сняты показания теплопотребления и горячей воды. Исходные данные, результаты измерений и рассчитанные показатели представлены в табл. 6.1.

Таблица 6.1. Характеристика систем ГВС обследуемых зданий

Характеристика системы	Здание		
	1	2	3
Количество квартир n	50	50	40
Время между снятием показаний Δt , сутки	30	30	60
Теплопотребление системы Q , ГДж	96,0	127,5	235,2
Расход горячей воды V , м ³	300,0	450,0	840,0
Показатель теплопотребления w_{cw} , ГДж/м ³	0,320	0,283	0,280
Удельный расход горячей воды v_{lok} , дм ³ /(квартира·сутки)	200	300	350
Удельные теплопотери w_{lok} , ГДж/(квартира·месяц)	0,660	0,660	0,735
КПД системы η	0,657	0,741	0,750
Доля теплопотерь в общем теплопотреблении системы $q = 1 - \eta$	0,343	0,259	0,250

В представленном примере для «Здания 1» и «Здания 2» при одинаковых значениях теплопотерь в связи с различным количеством потребляемой горячей воды получаем различные значения остальных показателей.

В «Здании 3», в котором доля теплопотерь в общем теплопотреблении системы и показатель теплопотребления наименьшие, в то же время удельный расход горячей воды и удельные теплопотери системы ГВС являются наивысшими.

Рассчитанные теплопотери ввиду сложных и довольно уникальных условий являются приближенными. Для существующих объектов можно получить результаты путем измерений [7].

На практике для измерения теплопотерь системы ГВС можно использовать установленные в теплопункте измерительные устройства. Такими устройствами являются теплосчетчики, счетчики воды и термометры. Из анализа уравнения (6) теплового баланса следует, что теплопотери в системе можно определить непосредственно в случае, когда не происходит водоразбор, а вода накапливается в системе ГВС. Обычно такое состояние наблюдается в ночное время. Баки-аккумуляторы горячей воды тогда наполнены, а потребление практически отсутствует. В случае, даже если начинается расход воды, количество потребляемой воды невелико и ошибка теплового баланса, которая возникает из-за ориентировочного определения температуры воды, расходуемой жильцами, незначительна. Вследствие применения автоматического регулирования температуры секундный расход теплоты может не соответствовать теплопотерям, в связи с чем следует произвести измерения в течение более длительного периода.

6.4. Выводы

В рассмотренном разделе проанализирован расход теплоты для приготовления и распределения горячей воды, а также приведены показатели теплопотребления и взаимосвязи между ними.

Обеспечение постоянной подачи горячей воды с соответствующей температурой достигается благодаря циркуляции горячей воды. Поддержание циркуляции в системе приводит к теплопотерям. Теплопотери достаточно значительны и составляют в среднем от 20 до 50 % от общего теплопотребления системы ГВС. Анализ измерений, проведенных на реальных объектах [7], показывает, что плохое состояние теплоизоляции трубопроводов и оборудования системы ГВС может приводить к значительному росту теплопотерь. Важна также соответствующая настройка регулятора температуры в системе ГВС. Увеличение температуры настройки горячей воды приводит к увеличению теплопотерь.

Теплота, теряемая системой ГВС, обогревает здание. В период низкой наружной температуры эта теплота является полезной. В то же время в период высокой температуры наружного воздуха (в теплый период года) эта теплота является избыточной и ненужной, поскольку приводит к ухудшению микроклимата помещений.

На основании представленных в разделе рассуждений можно утверждать, что:

1. Теплопотребление с одним кубическим метром потребляемой воды определяется на основании расхода потребляемой воды, ее температуры и теплопотерь в системе ГВС;
2. Можно принять, что теплопотери в системе ГВС находятся на постоянном уровне. В этой связи показателем качества системы ГВС могут быть теплопотери в пересчете на одну квартиру;
3. Теплопотери в системе ГВС вызваны:
 - техническим проектом системы и узла подогрева воды;
 - качеством и состоянием теплоизоляции системы и узла подогрева;
 - реальной температурой горячей воды (потери растут вместе с увеличением средней температуры воды в системе);
4. Сокращение расхода теплоты на приготовление и обеспечение подачи горячей воды можно достичь сокращением теплопотерь в системе ГВС:
 - на этапе проектирования путем подбора соответствующего проекта дома и системы (ограничение количества стояков и их теплоизоляция);
 - на этапе ремонта путем улучшения теплоизоляции трубопроводов и оборудования;
 - на этапе эксплуатации путем поддержания соответствующей температуры горячей воды, а также поддержания теплоизоляции трубопроводов в хорошем техническом состоянии.

Литература

1. Cammerer J. S.: Izolacje ciepłochronne w przemyśle, Warszawa, Arkady, 1967.
2. Cieślukowski R., Królik J., Malinowski W.: Wpływ modernizacji węzła cieplnego i zamontowanych wodomierzy w budynku mieszkalnym na wielkość zużycia c.w.u., w: Materiały Piątej Krajowej Konferencji «Modernizacja miejskich systemów ciepłowniczych w Polsce», Międzyzdroje, 23-25 września 1996, s. 282-286.
3. Górzynski J.: Przemysłowe izolacje cieplne, Poznań, Wydawnictwo Sorus, 1996.
4. Koczyk H.: Zużycie ciepła w wielorodzinny budownictwie mieszkaniowym – prognozowanie a wyniki pomiarów, Ogrzewnictwo praktyczne, 1996, nr 5, s. 5-9.
5. Kwiatkowski J., Cholewa L.: Centralne ogrzewanie, pomoce projektanta, Warszawa, Arkady, 1980.
6. Komunikat Ministra Gospodarki Przestrzennej i Budownictwa oraz Ministra Finansów z dnia 21 grudnia 1995 roku w sprawie zasad obliczania zużycia ciepła na potrzeby ciepłej wody użytkowej dostarczanej do mieszkań na cele bytowe (utracił obowiązującą moc prawną z dniem 30.06.98 w trybie art. 2, ustawy z dnia 18 grudnia 1997 o zmianie ustawy o cenach Dz. U., nr 160, poz 1085).
7. Nejranowski J., Szaflik W.: Pobór ciepła na potrzeby centralnej ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych, Ogrzewnictwo Praktyczne, 1998, nr 1, s. 15-19.
8. Nejranowski J., Szaflik W.: Straty ciepła układów centralnej ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych, w: Materiały Szóstej Krajowej Konferencji «Modernizacja miejskich systemów ciepłowniczych w Polsce», Międzyzdroje, 22-24 września 1997, s. 149-154.
9. Nejranowski J., Szaflik W.: Zmienność poboru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 1998, nr 1, s. 13-18, 27.
10. PN-92/B-01706 Instalacje wodociągowe Wymagania w projektowaniu.
11. PN-B-2421: 2000 Ogrzewnictwo i ciepłownictwo. Izolacja cieplna przewodów armatury i urządzeń. Wymagania i badania odbiorcze.
12. Szaflik W.: Bilansowanie zapotrzebowania na ciepłą wodę do określania układów jej przygotowania, w: Materiały Czwartej Krajowej Konferencji «Modernizacja miejskich systemów ciepłowniczych w Polsce», Międzyzdroje, 18-2 września 1995, s. 214-219.

7. ТРАССИРОВКА ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

7.1. Введение

Система ГВС должна быть запроектирована так, чтобы обеспечить каждому потребителю необходимое количество воды соответствующей температуры.

Система ГВС состоит из источника генерирования теплоты, системы доставки теплоты, узла подогрева (возможно также аккумуляции) воды, а также системы распределения горячей воды через водоразборные точки.

Подключение системы бытового ГВС может осуществляться непосредственно к сети холодного водоснабжения (в данном случае используется давление воды в трубопроводе) либо же при недостаточном давлении в сети – при помощи узла повышения давления. Горячая вода для жилых зданий может подогреваться в теплообменниках, запитанных от индивидуальной котельной, либо от теплопунктов квартальной или городской теплосети.

Система ГВС должна соответствовать ряду требований к качеству, количеству и температуре поставляемой горячей воды, а, кроме того, должна удовлетворять требованиям по безопасности, оптимальным экономическим показателям, а также отличаться простотой и удобством эксплуатации.

Экономичная работа всей системы, а также ее узлов зависит прежде всего от затрат на производство и потребление тепловой энергии, необходимой для приготовления горячей бытовой воды. Необходимо подчеркнуть, что расход теплоты, потребляемой при подготовке горячей воды, – это не только расход теплоты, необходимой для подогрева воды, но и также расход теплоты для поддержания соответствующей температуры воды в распределительной системе [6]. Существует несколько способов получения горячей воды:

- от местной установки, расположенной в месте ее потребления;
- от индивидуальной установки, подающей горячую воду к нескольким водоразборным точкам одной квартиры или частного дома;
- от центральной системы, обеспечивающей горячей водой водоразборные точки одного или нескольких многоквартирных зданий, отеля и т. д.

Различают два основных типа систем подачи горячей воды к водоразборным точкам:

- система без циркуляции;
- система с циркуляцией.

Наличие в системе циркуляции (кругооборота воды) гарантирует пользователю достаточно быстрое получение воды соответствующей температуры из водоразборной точки. Вследствие циркуляции происходит постоянное поступление теплоты к остывшей системе. Перемещение воды в системе приводит к тому, что после продолжительного перерыва в водоразборе пользователь получает горячую воду значительно быстрее, чем в системе без циркуляции.

Существует также другое техническое решение в системе без циркуляции, гарантирующее поступление горячей воды из водоразборной точки после длительного перерыва в водоразборе. При отсутствии водоразбора прибегают к дополнительному обогреву трубопровода с помощью расположенного под теплоизоляцией электрического нагревательного кабеля, по которому начинает протекать ток при снижении температуры трубопровода (воды).

Если циркуляция горячей воды вызвана разницей в удельном весе воды в подающем и циркуляционном трубопроводах, то такую циркуляцию называют гравитационной. А если циркуляция воды осуществляется под воздействием работы циркуляционного насоса, то такую циркуляцию называют искусственной.

В системе ГВС с центральным узлом подогрева воды рекомендуется применять искусственную (насосную) циркуляцию. В отдельных случаях ранее согласно норме [7] допускалась гравитационная циркуляция, например, в зданиях с менее чем 5 этажей. При этом расстояние от места подачи воды до наиболее отдаленного стояка не должно превышать 20 м. На сегодняшний день такая циркуляция воды не является популярной. Ее рекомендуется не применять.

Каждый стояк горячей воды должен быть оборудован запорным клапаном для отключения стояка от горизонтального трубопровода (подающего и циркуляционного) во время ремонтных работ или в случае аварии. В менее сложных системах такие клапаны применяют для одновременного отключения группы стояков.

В жилых зданиях, за исключением частных, необходимо обеспечить постоянную циркуляцию воды в участках трубопроводов с внутренним объемом более 3 дм³, направленных к водоразборным точкам [9]. В табл. 7.1 представлена емкость более 3 дм³, образуемая трубопроводом различной длины и различным его внутренним диаметром.

Таблица 7.1. Длина трубопровода с заданным внутренним диаметром и объемом 3 дм³ [4]

Внутренний диаметр d_p , мм	Длина L , м	Внутренний диаметр d_p , мм	Длина L , м	Внутренний диаметр d_p , мм	Длина L , м
8,0	59	14,4	18	20,4	9
8,4	54	15,0	17	21,2	8
10,0	38	16,0	15	21,6	8
11,5	29	16,6	14	23,2	7
11,6	28	17,0	13	25,0	6
12,5	24	18,0	11	25,6	6
13,0	22	19,6	10	26,0	5
13,5	20	20,0	9	26,6	5

Дополнительным критерием выполнения подающего трубопровода без циркуляции может быть продолжительность поступления воды от места,

где вода имеет заданную температуру, к водоразборной точке. В табл. 7.2 представлены трубопроводы системы ГВС различной длины, обеспечивающие подачу горячей воды соответствующей температуре от места, где вода имеет заданную температуру, к водоразборной точке над прибором [4].

Таблица 7.2. Длина трубопровода системы ГВС, обеспечивающая соответствующее время подачи горячей воды от места, где вода имеет заданную температуру, к водоразборной точке [4]

Санитарный прибор, бытовая техника	Расход q , $\text{дм}^3/\text{мин}$	Макс. время подачи t_{\max} , с	Стальная труба DIN 2440			Медная труба			Трехслойная полимерная труба с алюминиевой прослойкой		
			Диаметр DN, мм	Удельн. объем воды, $\text{дм}^3/\text{м}$	Длина l_{\max} , м	Диаметр, $\text{мм} \times \text{мм}$	Удельн. объем воды, $\text{дм}^3/\text{м}$	Длина l_{\max} , м	Диаметр, $\text{мм} \times \text{мм}$	Удельн. объем воды, $\text{дм}^3/\text{м}$	Длина l_{\max} , м
Водоразборный кран	0,15	5..8	10 ($\frac{3}{8}$ "") 15 ($\frac{1}{2}$ "")	0,1227 0,2010	6..10 4..6	10x1 12x1 15x1 18x1	0,0502 0,0785 0,1327 0,2010	15..24 10..15 6..9 4..6	16x2,25 20x2,5	0,1038 0,1766	7..12 4..7
Ванна	0,15	15..25	15 ($\frac{1}{2}$ "") 20 ($\frac{3}{4}$ "")	0,2010 0,3662	11..19 6..10	15x1 18x1 22x1	0,1327 0,2010 0,3140	17..28 11..19 7..12	16x2,25 20x2,5 26x3	0,1038 0,1766 0,3140	21..36 13..21 7..12
Биде	0,07	8..10	10 ($\frac{3}{8}$ "") 15 ($\frac{1}{2}$ "")	0,1227 0,2010	5..6 3..4	10x1 12x1 15x1	0,0502 0,0785 0,1327	11..14 7..9 4..5	16x2,25 20x2,5	0,1038 0,1766	5..7 3..4
Душ	0,15	10..15	10 ($\frac{3}{8}$ "") 15 ($\frac{1}{2}$ "") 20 ($\frac{3}{4}$ "")	0,1227 0,2010 0,3662	12..18 7..11 4..6	12x1 15x1 18x1 22x1	0,0785 0,1327 0,2010 0,3140	19..29 11..17 7..11 5..7	16x2,25 20x2,5 26x3	0,1038 0,1766 0,3140	14..22 8..13 5..7
Посудомоечная машина	0,15	15..25	15 ($\frac{1}{2}$ "") 20 ($\frac{3}{4}$ "")	0,2010 0,3662	11..19 6..10	15x1 18x1 22x1	0,1327 0,2010 0,3140	17..28 11..19 7..12	20x2,5 26x3	0,1766 0,3140	13..21 7..12
Стиральная машина	0,25	15..25	15 ($\frac{1}{2}$ "") 20 ($\frac{3}{4}$ "")	0,2010 0,3662	19..31 10..17	15x1 18x1 22x1	0,1327 0,2010 0,3140	28..47 19..31 12..20	20x2,5 26x3 32x3	0,1766 0,3140 0,5307	21..35 12..20 7..12
Мойка на кухне	0,07	5..10	10 ($\frac{3}{8}$ "") 15 ($\frac{1}{2}$ "")	0,1227 0,2010	3..6 2..4	12x1 15x1	0,0785 0,1327	4..9 3..5	16x2,25 20x2,5	0,1038 0,1766	3..7 2..4
Умывальник	0,07	8..10	10 ($\frac{3}{8}$ "") 15 ($\frac{1}{2}$ "")	0,1227 0,2010	5..6 3..4	10x1 12x1 15x1	0,0502 0,0785 0,1327	11..14 7..9 4..5	16x2,25 20x2,5	0,1038 0,1766	5..7 3..4

7.2. Технические решения системы горячего водоснабжения

7.2.1. Система горячего водоснабжения многоквартирного жилого здания, отеля, больницы и санатория

Первоначально система ГВС многоквартирного жилого здания состояла из узла подогрева горячей воды, разводящих трубопроводов (стояков), по которым горячая вода поступала в квартиры, где были установлены санитарные приборы. От стояков шли горизонтальные ветки, запитывающие водоразборные точки санитарных приборов. Такая система практически не давала

возможности производить учет потребления горячей воды в отдельных квартирах. Затем было разработано другое техническое решение подачи горячей воды, которое нашло особенно широкое применение в панельных зданиях. В коммуникационной шахте, расположенной возле кухни или ванной комнаты, проложен стояк горячей воды, от которого разведена квартирная ветка. При этом можно установить счетчик воды. В настоящее время используют техническое решение, которое заключается в прокладке стояков в коммуникационных шахтах на лестничных клетках, а инженерные системы (включая ГВС) подводят к квартирам, внутри которых осуществляют разводку трубопроводов к водоразборным точкам. Такое решение – при отсутствии жильцов в квартире – обеспечивает доступ обслуживающего персонала к приборам учета, а также запорно-регулирующей арматуре в случае аварии или в других ситуациях. В данном случае уже на этапе проектирования целесообразно запланировать размещение кухни и ванной рядом с лестничной клеткой.

В санаториях, отелях и больницах целесообразнее прокладывать подающие и циркуляционные стояки горячей воды максимально близко к водоразборным приборам.

При подаче горячей воды в квартиру с лестничной клетки, принимая во внимание учет ее потребления, счетчик горячей воды необходимо размещать за пределами циркуляционного контура. Как уже упоминалось выше, согласно нормам допускается применение системы без циркуляции на участках трубопроводов с внутренним объемом менее 3 дм^3 , ведущим к водоразборным точкам [9]. В табл. 7.1 представлена длина трубопроводов, соответствующая данному объему.

Из анализа длины этих участков трубопроводов следует, что, в принципе, квартирная система может быть выполнена без циркуляции. Разводка трубопроводов может быть выполнена по схемам, представленным на рис. 7.1 [3].

На рис. 7.1 дана общая характеристика каждого из способов прокладки ветвей от магистрального трубопровода к водоразборным точкам:

1. *Классический способ разводки трубопроводов в стенах с простым подключением приборов* (рис. 7.1,а). Такое решение обеспечивает максимально короткие участки трубопроводов, а значит, и минимальное время подачи горячей воды и минимальный сброс остывшей воды. При данном техническом решении инвестиционные и эксплуатационные затраты будут самыми низкими. Такая система может быть изготовлена целиком или собрана из готовых фрагментов.

2. *Соединение водоразборной арматуры отдельными трубопроводами от квартирного коллектора* (рис. 7.1,б). Такое решение приводит к значительному увеличению общей длины трубопроводов, а соответственно и к значительным сбросам остывшей воды. По сравнению с другими системами затраты на проектирование достаточно невелики. Затраты на монтажные работы также

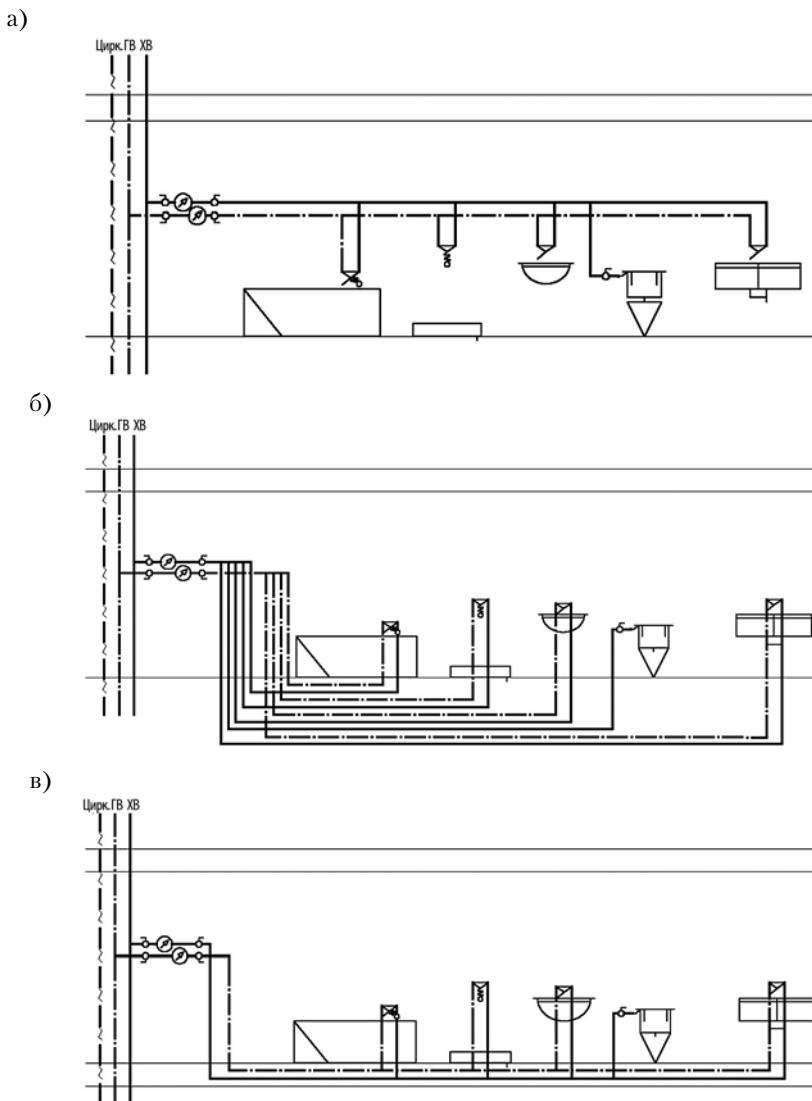


Рис. 7.1. Квартирная разводка системы ГВС: а) классическая по стенам с обычным подключением приборов; б) коллекторная; в) напольная с вертикальным подключением к водоразборной арматуре

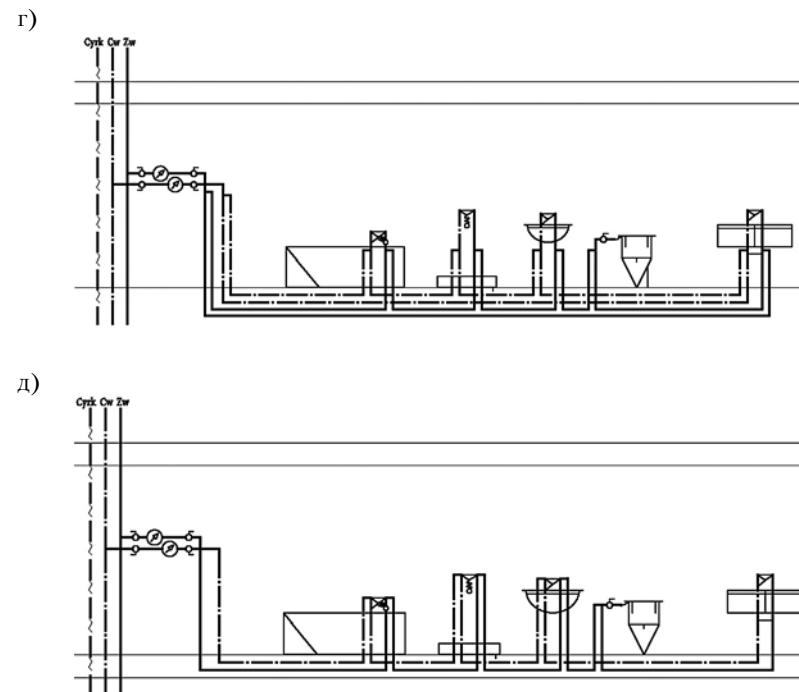


Рис. 7.1. Квартирная разводка системы ГВС: г) в полу с вертикальным подключением к водоразборной арматуре и соединением трубопроводов перед арматурой; д) кольцевая с двойным подключением ко всем водоразборным точкам

иезначительны благодаря системной технологии. Но общие затраты выше, что связано с увеличением количества необходимого материала. При непосредственном сравнении инвестиционные и эксплуатационные затраты будут более высокими, чем при других схемах распределения горячей воды.

3. Прокладка трубопроводов в полу с вертикальной подачей воды снизу вверх к водоразборной арматуре (рис. 7.1, в). Вертикальная подводка к водоразборной арматуре увеличивает длину трубопроводов по сравнению с прокладкой трубопроводов по стенам. Увеличение длины трубопроводов может быть связано с увеличением длины подсоединений. Инвестиционные и эксплуатационные затраты, связанные со спуском оставшейся воды из системы, находятся на втором месте среди описываемых технических решений подачи горячей воды к водоразборным точкам. Данная система способствует обмену воды на всех участках трубопровода за исключением патрубков подключения к арматуре. Установка в конце разводящего трубопровода унитаза и умывальника положительно влияет на работу систем водоснабжения, поскольку данные

водоразборные точки характеризуются высокой частотой использования.

4. Прокладка трубопроводов в полу с вертикальной разводкой к водоразборной арматуре и соединением трубопроводов перед арматурой (рис. 7.1,г). Вертикальная подводка к водоразборной арматуре и соединение трубопроводов перед арматурой увеличивают длину трубопроводов по сравнению с вариантом 3. Инвестиционные и эксплуатационные затраты, связанные со спуском остывшей воды из системы, находятся на третьем месте среди всех описываемых схем подачи воды к водоразборным точкам. Система способствует обмену воды во всех участках трубопровода за исключением отрезков подключения к арматуре. Установка в конце разводящего трубопровода бачка или умывальника положительно влияет на работу системы, так как данные водоразборные точки часто эксплуатируются.

5. Кольцевая система подключения с двойным соединением всех водоразборных точек (рис. 7.1,д) позволяет несколько уменьшить длину трубопроводов по сравнению с системой с квартирным коллектором (рис. 7.1,б). В данном случае можно также наблюдать снижение затрат на проектирование, монтажные работы и эксплуатацию (затраты на спуск остывшей воды из системы). Инвестиционные и эксплуатационные затраты занимают третье место. Подача воды к водоразборной точке с двух сторон через двойные соединения обеспечивает постоянный обмен воды во всех участках трубопровода.

Системы ГВС с циркуляцией применяют в крупных объектах, характеризующихся значительной продолжительностью подачи горячей воды от узла подготовки и хранения горячей воды к водоразборной точке, а также возможными длительными простоями в потреблении воды. Пользователь при этом должен получить горячую воду в каждой водоразборной точке в любой удобный для него момент. Это особенно важно в системах ГВС, больниц, санаториев, домов отдыха, интернатов, детских садиков, пансионатов, многоквартирных жилых зданий. По этой причине в таких объектах основные подающие трубопроводы должны быть обеспечены циркуляцией горячей воды.

Необходимо помнить, что в системе, разводящей горячую воду, имеют место теплопотери, которые зависят от размера системы. Данные потери связаны с остывлением воды в трубопроводах. Наибольшие потери наблюдаются в стояках без теплоизоляции.

Некоторое время тому назад в малоэтажных зданиях – до пяти этажей – в отличие от многоэтажных, разрешалось не делать теплоизоляцию подающих и циркуляционных стояков [3]. На сегодняшний день, принимая во внимание стоимость тепловой энергии и относительно высокие теплопотери трубопроводов системы центрального ГВС, необходимо проводить теплоизоляцию как горизонтальных ветвей, так и вертикальных, а также циркуляционных стояков [6; 8].

Система с циркуляцией воды позволяет снизить потребление воды,

поскольку после продолжительного перерыва в потреблении воды нет необходимости спускать остывшую воду. При применении циркуляции система ГВС может быть выполнена с верхней (рис. 7.2) или нижней разводкой (рис. 7.3).

Ключевым условием правильного функционирования системы с верхней разводкой является устранение воздушных пробок в подающих трубопроводах, которые могут стать причиной отсутствия циркуляции воды. При верхней разводке размещение автоматического воздухоотводчика в наивысшей точке подающих трубопроводов гарантирует соответствующее обезвоздушивание системы. При ручном обезвоздушивании системы наиболее эффективным решением является прокладка воздушной линии с водоразборным прибором над мойкой в таком помещении, где в течение дня наверняка будет осуществляться водоразбор [5].

При обоих технических решениях циркуляционные трубопроводы прокладывают в подвалах, а в случае их отсутствия – в каналах пола первого этажа или под потолком первого этажа [5].

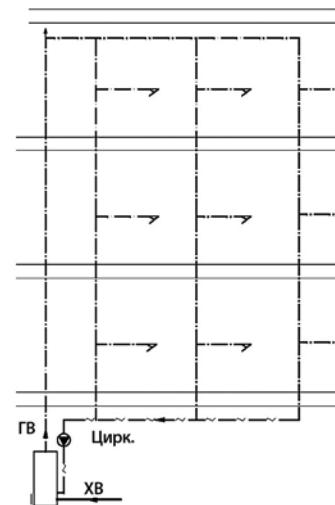


Рис. 7.2. Схема системы ГВС с циркуляцией – верхняя разводка

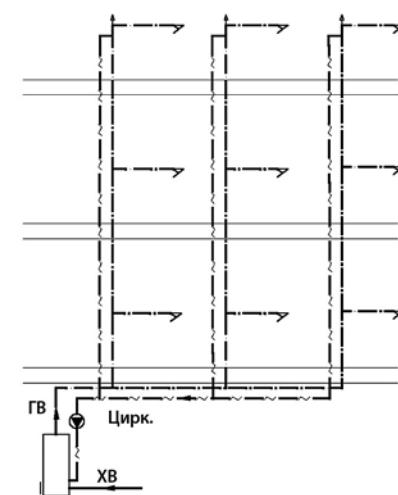


Рис. 7.3. Схема системы ГВС с циркуляцией – нижняя разводка

При нижней разводке выпуск воздуха из стояков происходит при каждом открытии водоразборной арматуры верхнего этажа. Поскольку в отдельных квартирах на верхнем этаже может иметь место длительный перерыв в потреблении воды, соединение подающего и циркуляционного трубопроводов необходимо выполнять как можно более низко, т. е.

непосредственно над уровнем пола верхнего этажа, что позволит увеличить объем пространства, где может накапливаться воздух. В немецкой литературе рекомендуется оборудовать стояки с нижней разводкой воздуховыпускными клапанами [3].

Кроме того, допускается наличие циркуляции только в горизонтальных разводящих магистралях, если высота стояков не превышает двух этажей (рис. 7.4) [7]. В данном случае мы можем наблюдать увеличение потребления воды из-за необходимости ее спуска со стояков до момента появления воды соответствующей температуры в водоразборных точках.

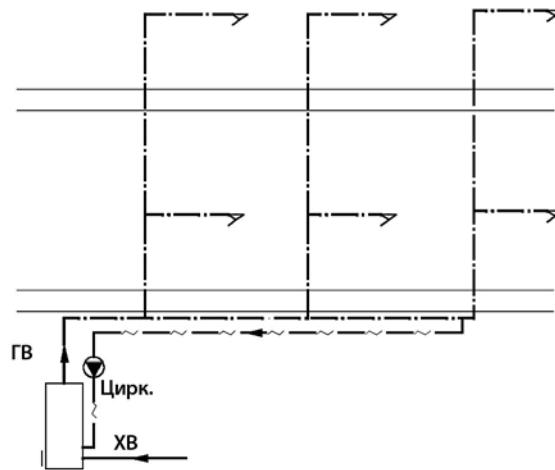


Рис. 7.4. Схема системы ГВС с циркуляцией для подающих горизонтальных трубопроводов [5]

Системы с верхней разводкой применяют в высоких зданиях, где существует возможность установки баков-аккумуляторов горячей и холодной воды на верхнем или техническом этаже при зонировании системы [5].

Ранее, в связи с ненадежной работой насосов, рекомендовали применять два циркуляционных насоса: работающего и резервного. При этом на подающих патрубках насосов требовалось установить обратные клапаны. На сегодняшний день, принимая во внимание улучшенные характеристики насосов, принято устанавливать только один циркуляционный насос.

При использовании только одного насоса также необходимо установить обратный клапан с целью недопущения попадания воды из нагревателя через циркуляционный трубопровод к водоразборной точке как в период работы насоса, так и после его выключения.

7.2.2. Система горячего водоснабжения частного дома

Центральная система ГВС одно- либо двухсемейного дома в особых случаях может быть выполнена без циркуляции. Разводка трубопроводов ГВС может быть выполнена по схеме, представленной на рис. 7.5, а, классическим способом в общей системе или согласно рис. 7.5, б – индивидуально, когда к каждой водоразборной точке от нагревателя проложен отдельный трубопровод. В обоих случаях можно отказаться от циркуляции либо от дополнительного обогрева трубопроводов электрическим кабелем при наличии коротких участков трубопроводов.

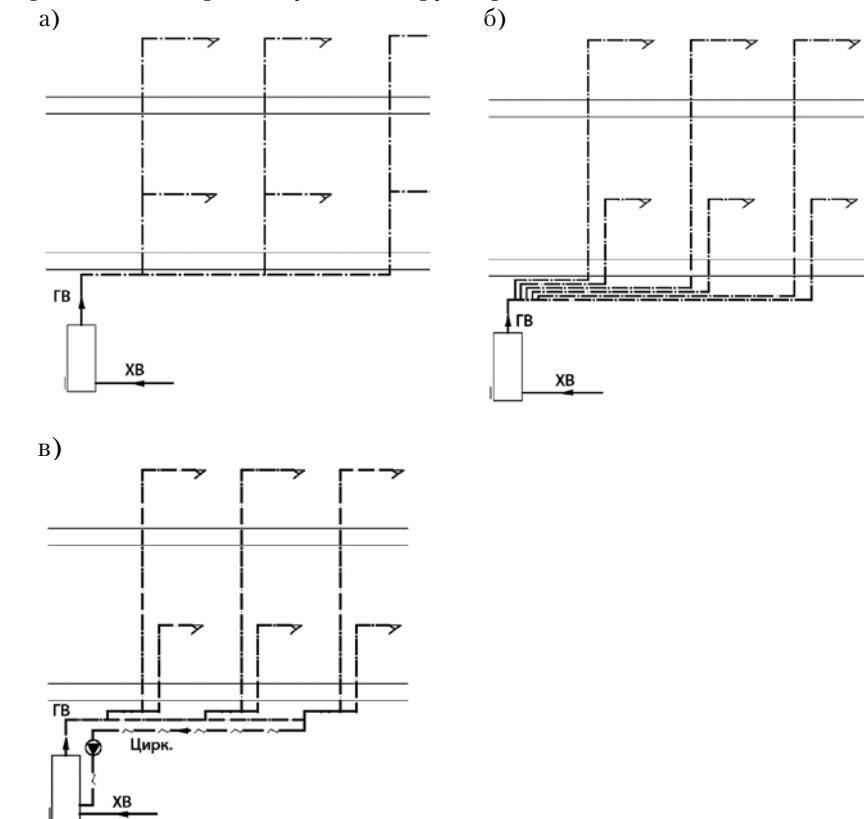


Рис. 7.5. Альтернативные схемы систем ГВС частных домов: а) с подачей горячей воды к водоразборным точкам по стоякам; б) с индивидуальной разводкой к водоразборным точкам; в) с циркуляцией горизонтальных трубопроводов и индивидуальной разводкой к водоразборным точкам

Решение об отсутствии циркуляции необходимо принимать, учитывая время подачи горячей воды, и, по возможности, на основании расчета потерь воды при ее сливе или потерь тепловой энергии. Допустимая длина трубопровода без циркуляции или дополнительного подогрева, которую необходимо учитывать, представлена в табл. 7.1 и 7.2 [4]. Если водоподогреватель расположен на одном этаже с водоразборными точками, то, как правило, систему выполняют без циркуляции. Система может быть за-проектирована с классической циркуляцией (рис. 7.3), либо только с циркуляцией горизонтальных ветвей (рис. 7.4), либо с циркуляцией в горизонтальных ветвях, расположенных под перекрытием подвала и первого этажа, с отдельной разводкой трубопроводов горячей воды к каждой водоразборной точке (рис. 7.5,в). Циркуляцию системы ГВС частного дома можно выключать в ночное время (например, с 23.00 вечера до 06.00 утра следующего дня).

Анализ эксплуатационных затрат системы ГВС частных жилых зданий представлен в работах [3; 11]. Расчеты, приведенные в работе [11], показывают, что дополнительные затраты зависят от технического решения выполнения системы, и в зданиях с двумя стояками на 50 % превышают затраты для зданий с одним стояком. В частных домах дешевле эксплуатировать систему ГВС без циркуляции: экономия около 29 золотых ежемесячно в сравнении с круглосуточно циркулирующей системой и около 20 золотых при отключении циркуляции в ночные часы (г. Щецин, по ценам в январе 2008 г.).

7.2.3. Системы горячего водоснабжения спортивных и промышленных объектов

В больших промышленных или спортивных объектах систему ГВС без циркуляции применяют только в специально обоснованных случаях. Проектируя систему ГВС, необходимо принять во внимание экономическую целесообразность циркуляции, поскольку в некоторых случаях быстрое получение горячей воды требуемой температуры не означает снижение затрат на ее подогрев. Примером такой ситуации может быть система ГВС душевых промпредприятий, где потребление горячей воды происходит раз или два раза в сутки после окончания смены. Аналогичную ситуацию можно наблюдать и в душевых спортивных залов. В данных случаях применение системы ГВС с круглосуточной циркуляцией является экономически невыгодным, поскольку циркуляция только увеличивает эксплуатационные затраты. Систему ГВС без циркуляции можно проектировать в следующих случаях [4; 9]:

- водоразборные точки расположены рядом с узлом подогрева воды;
- водоразборные точки используют постоянно или с перерывом в

несколько минут, а вода в трубопроводах не успевает остывть, например, на промышленных предприятиях;

- водоразборные точки с высоким уровнем потребления воды используют редко или периодически, например, общие душевые школ, спортивных объектов или промпредприятий;

- нормы допускают отсутствие циркуляции или дополнительного подогрева.

В крупных объектах и при небольшом количестве нерегулярно используемых водоразборных точек рекомендуется проектировать установку локальных подогревателей в местах потребления горячей воды.

Литература

1. Chybowski B.: Instalacja ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Arkady, 1973.
2. Dobrzański J., Mańkowski S.: Centralne instalacje ciepłej wody użytkowej. Nowa technika w inżynierii sanitarnej, t. 4, Warszawa, Arkady 1974, s. 75-150.
3. Feurich H.: Sanitärtechnik, 8 Auflage 1999, Düsseldorf, Krammer Verlag.
4. Feurich H.: Wasser und Energie einsparen bei der Warmwasserversorgung im Ein- und Zweifamilienhaus, Gesundheits-Ingenieur-Haustechnik-Bauphysik-Umwelttechnik, 2005, nr 126, Heft 1, s. 12-27.
5. Mańkowski S.: Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Arkady, 1981.
6. Nejranowski W., Szaflik W.: Pobór ciepła na potrzeby centralnej ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych, Ogrzewnictwo praktyczne, 1998, nr 1, s. 15-19.
7. PN-92/B-01706 Instalacje wodociągowe. Wymagania w projektowaniu.
8. PN-B-02421 Ogrzewnictwo i ciepłownictwo. Izolacja cieplna przewodów armatury i urządzeń.
9. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. W sprawie warunków technicznych jakim powinny odpowiadać budynki, Dziennik Ustaw, nr 75 z 15 czerwca 2002 r., poz. 690.
10. Szaflik W.: Rozwiązania instalacji ciepłej wody. 5/6.3. Instalacje wewnętrzne w budynkach. Praktyczny poradnik, Warszawa, WEKA Sp. z o.o., 2001.
11. Szaflik W.: Straty ciepła i koszta eksploatacji instalacji ciepłej wody użytkowej w domach jednorodzinnych, Instal, 2002, nr 1, s. 2-9, nr 2 s. 2-5.

8. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

8.1. Введение

С точки зрения потребителя важным является то, чтобы при отборе воды из водоразборной точки температура горячей воды в любой момент находилась на определенном уровне. В соответствии с действующими нормами [5] температура горячей воды в самой высокой и наиболее удаленной водоразборной точке не должна быть ниже 55 °C. Чтобы потребитель в любой момент мог воспользоваться горячей водой, в крупных объектах применяют систему с циркуляцией. Для правильного функционирования такой системы необходима гидравлическая балансировка. До конца девяностых годов гидравлическая балансировка заключалась в применении дроссельных шайб для балансировки давления в каждом циркуляционном контуре [3]. В соответствии с нормами минимальный рекомендуемый диаметр шайбы составляет $d_k = 5$ мм [4]. Шайбы размещали в основании циркуляционного стояка. Используемый метод расчета, ограничение минимального диаметра дроссельных шайб и отступление от проекта во время монтажа системы приводили к появлению таких циркуляционных потоков в трубопроводе, которые не обеспечивали соответствующую температуру горячей воды. Поскольку расчеты, связанные с гидравлической балансировкой контуров циркуляции, были достаточно проблематичными, проектировщик подбирал регулирующие шайбы по своему опыту, что могло привести к неправильной гидравлической регулировке системы. При этом рекомендуемые минимальные диаметры шайб являются достаточно большими. При небольших потоках циркуляционной воды и относительно высоком давлении они не обеспечивали необходимую балансировку. Иногда случалось так, что монтажники не устанавливали шайбы или их снимали сантехники при эксплуатации системы. Результат – гидравлическая разбалансировка системы и, как следствие, в некоторых стояках наблюдается недостаточный напор воды, чем требуется. Вода в этих стояках быстрее остывала (температура понижалась) и, в конце концов, увеличивалось время нагревания воды до требуемой температуры [2].

Следует добавить, что во время эксплуатации системы трубопроводы ржавеют, особенно стальные, и в них откладывается осадок от протекающей воды, что приводит к увеличению гидравлического сопротивления системы и, следовательно, к ее гидравлической разбалансировке. Для обеспечения соответствующего циркуляционного расхода в системе в этом случае вынуждены подбирать насосы с намного большим напором, чем это было определено гидравлическим расчетом [3].

Слишком большой напор воды в некоторых частях системы приводит к увеличению температуры воды и, следовательно, к росту теплопотерь в

циркуляционных контурах. Это увеличивает удельное теплопотребление для приготовления горячей воды, а в результате – к возрастанию стоимости услуги.

В настоящее время для энергоэффективного решения таких задач применяют автоматические терmostатические циркуляционные клапаны МТСВ компании «Данфосс», которые выполняют, помимо указанных ранее задач, функцию гидравлической балансировки всей системы. Они ограничивают расход воды в стояках системы ГВС в зависимости от температуры протекающей через них циркуляционной воды. В настоящее время в связи с вероятностью развития бактерии типа *Legionella* [1; 7] в системах ГВС такие клапаны оснащены функцией, позволяющей периодически пропускать воду с повышенной температурой с целью ее дезинфекции. Для этого клапаны имеют внутренний байпас, который открывается на время подачи воды с повышенной температурой, или же клапаны оснащены системой регулирования с датчиками температуры и электроприводами, открывающимися во время дезинфекции. В последнем случае дезинфекцию можно проводить в различном режиме в зависимости от системы: одновременно для всей системы или по очереди дезинфицировать отдельные стояки.

8.2. Взаимодействие терmostатического балансировочного клапана с системой горячего водоснабжения

С целью понимания взаимодействия терmostатического балансировочного клапана с системой ГВС проанализирована наиболее простая система, состоящая из одного стояка с терmostатическим клапаном, ветви и циркуляционного насоса. Схема такой системы представлена на рис. 8.1.



Рис. 8.1. Схема анализируемой системы

С целью рассмотрения работы системы сделаны следующие упрощающие допущения [6]:

1. Характеристика циркуляционного терmostатического клапана линейна и изменяется в границах перекрытия клапана в соответствии со следующей зависимостью:

$$\text{для } t_{ot} < t < t_{zm} - \\ k_v = \frac{k_{v100}}{t_{zm} - t_{ot}}(t_{zm} - t) = b(t_{zm} - t), \quad (8.1)$$

где b – коэффициент пропорциональности (увеличения) расходной характеристики клапана; k_v – расходная характеристика клапана; k_{v100} – расходная характеристика полностью открытого клапана; t – температура горячей воды, проходящей через клапан; t_{ot} – наивысшая температура при данной настройке n , при которой клапан полностью открыт; t_{zm} – температура закрывания клапана для данной настройки n .

При меньшей температуре воды, чем максимальная температура для данной настройки n , при которой клапан полностью открыт t_{ot} , пропускная способность клапана k_v имеет постоянное значение:

$$\text{для } t < t_{ot} - \\ k_v = k_{v100} = b(t_{zm} - t). \quad (8.2)$$

В то же время для температуры выше температуры закрытия при данной настройке t_{zm} пропускная способность клапана k_v равна нулю:

$$\text{для } t_{zm} < t - \\ k_v = 0; \quad (8.3)$$

2. Теплопотери трубопроводов системы ГВС до места установки циркуляционного терmostатического клапана \dot{Q}_r постоянны:

$$\dot{Q}_r = \text{const}; \quad (8.4)$$

3. Потери давления Δp_{inst} в системе пропорциональны расходу \dot{V}_{cyrk} в квадрате:

$$\Delta p_{inst} = A_{inst} \dot{V}_{cyrk}^2, \quad (8.5)$$

где A_{inst} – коэффициент гидравлического сопротивления системы;

4. Давление, создаваемое насосом Δp_{pomp} , зависит от расхода:

$$\Delta p_{pomp} = \Delta p_o - A_{pomp} \dot{V}_{cyrk}^2, \quad (8.6)$$

где Δp_{pomp} – напор, создаваемый насосом при нулевом расходе воды; A_{pomp} – коэффициент гидравлического сопротивления насоса;

5. Анализируется состояние, при котором отсутствует потребление горячей воды.

Располагаемое давление насоса Δp_{pomp} балансируют потерями давления в системе и в балансировочном (циркуляционном) клапане:

$$\Delta p_{pomp} = \Delta p_o - A_{pomp} \dot{V}_{cyrk}^2 = (A_{inst} + A_{zr}) \dot{V}_{cyrk}^2 = \left(A_{inst} + \frac{1}{k_v^2} \right) \dot{V}_{cyrk}^2, \quad (8.7)$$

где A_{zr} – коэффициент гидравлического сопротивления балансировочного клапана; k_v – пропускная способность клапана.

Охлаждение воды в системе, от узла подогрева до места установки балансировочного клапана, составляет:

$$t' - t = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{V}_{cyrk} c_{cyrk} \rho_{cyrk}}, \quad (8.8)$$

где c_{cyrk} – удельная теплоемкость циркуляционной воды; ρ_{cyrk} – плотность воды циркуляционной воды; \dot{V}_{cyrk} – расход циркуляционной воды; t – температура горячей воды, протекающей через терmostатический клапан; t' – температура горячей воды на выходе из узла подогрева воды.

В случае, когда температура горячей воды перед клапаном находится в пределах от t_{ot} до t_{zm} , а также приняв во внимание выражение (8.2), пропускную способность клапана k_v в зависимости от расхода протекающей воды в циркуляционном контуре описывают выражением:

$$k_v = b \left(t_{zm} - t' + \frac{\dot{Q}_r}{\dot{V}_{cyrk} c_{cyrk} \rho_{cyrk}} \right). \quad (8.9)$$

Подставив эту зависимость в выражение (8.7) и проведя дальнейшие преобразования, получаем равенство, позволяющее определить расход теплоносителя в контуре циркуляции:

$$\Delta p_o - A_{pomp} \dot{V}_{cyrk}^2 = \left\{ A_{inst} + \frac{1}{\left[b \left(t_{zm} - t' + \frac{\dot{Q}_r}{\dot{V}_{cyrk} c_{cyrk} \rho_{cyrk}} \right) \right]^2} \right\} \dot{V}_{cyrk}. \quad (8.10)$$

Равенство (8.10) описывает состояние гидравлического равновесия в циркуляционном контуре рассматриваемой системы в зависимости от ее гидравлической характеристики, характеристики и установки терmostатического циркуляционного клапана, теплопотерь в системе от узла подогрева воды до места установки терmostатического циркуляционного клапана, характеристики насоса и расхода. После изменения вышеуказанной зависимости получаем равенство:

$$\Delta p_o = \left\{ A_{inst} + A_{pomp} + \frac{1}{b(t_{zm} - t' + \frac{\dot{Q}_r}{V_{cyrk} c_{cyrk} \rho_{cyrk}})^2} \right\} V_{cyrk}^2. \quad (8.11)$$

Однако более интересным является температура, которая установится в месте монтажа циркуляционного клапана. Эту температуру можно определить, видоизменив равенство (8.11) следующим образом:

$$\Delta p_o = \left\{ A_{inst} + A_{pomp} \frac{1}{[b(t_{zm} - t')]^2} \right\} \left[\frac{\dot{Q}_r}{(t' - t) c_{cyrk} \rho_{cyrk}} \right]^2. \quad (8.12)$$

Исходя из определения авторитета клапана (*прим. научн. ред.* – подробнее см. в кн. Пыркова В.В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика, 2010), получаем зависимость:

$$A_{inst} + A_{pomp} = \frac{1-a}{a} \frac{1}{k_v^2}. \quad (8.13)$$

Откуда:

$$\Delta p_o = \left\{ \frac{1-a}{a} \frac{1}{k_v^2} + \frac{1}{[b(t_{zm} - t')]^2} \right\} \left[\frac{\dot{Q}_r}{(t' - t) c_{cyrk} \rho_{cyrk}} \right]^2. \quad (8.14)$$

Анализируя рассматриваемое равенство, можно учесть в нем разницу температур Δt_{zm} между температурой закрытия клапана при данной настройке t_{zm} и устанавливаемой температурой воды в месте монтажа циркуляционного терmostатического клапана t , названной сравнительной температурой работы клапана:

$$\Delta t_{zm} = t_{zm} - t, \quad (8.15)$$

разницу температур Δt_{cyrk} между температурой воды после узла t' и температурой воды в месте монтажа терmostатического циркуляционного клапана t (охлаждение воды перед терmostатическим клапаном):

$$\Delta t_{cyrk} = t' - t, \quad (8.16)$$

а также диапазон пропорциональности:

$$\Delta t_{max} = t_{zm} - t_{tot}. \quad (8.17)$$

Откуда:

$$\Delta p_o = \left[\frac{1-a}{ak_v^2} + \frac{1}{(b\Delta t_{zm})^2} \right] \left(\frac{\dot{Q}_r}{\Delta t_{cyrk} c_{cyrk} \rho_{cyrk}} \right)^2. \quad (8.18)$$

Видоизменяя равенство (8.18), можно определить прямую взаимосвязь между охлаждением воды Δt и сравнительной температурой работы Δt_{zm} :

$$\begin{aligned} \Delta t_{zm} &= \frac{1}{b \sqrt{\Delta p_o \left[\frac{\dot{Q}_r}{\Delta t_{cyrk} c_{cyrk} \rho_{cyrk}} \right]^2} - \frac{1-a}{ak_v^2}} = \\ &= \frac{1}{b \sqrt{\Delta p_o \left[\frac{b \Delta t_{cyrk} c_{cyrk} \rho_{cyrk}}{\dot{Q}_r} \right]^2} - \frac{1-a}{a(\Delta t_{max})^2}}. \end{aligned} \quad (8.19)$$

Из этого уравнения определяем зависимость между сравнительной температурой работы клапана Δt_{zm} и охлаждением воды Δt_{cyrk} :

$$\begin{aligned} \Delta t_{cyrk} &= \frac{\dot{Q}_r}{\sqrt{\Delta p_o c_{cyrk} \rho_{cyrk}}} \sqrt{\left[\frac{1-a}{k_v^2} + \frac{1}{(b\Delta t_{zm})^2} \right]} = \\ &= \frac{\dot{Q}_r}{\sqrt{\Delta p_o c_{cyrk} \rho_{cyrk} b}} \sqrt{\left[\frac{1-a}{a(\Delta t_{max})^2} + \frac{1}{\Delta t_{zm}^2} \right]}. \end{aligned} \quad (8.20)$$

По уравнению (8.20) рассчитана разница температуры Δt_{zm} в зависимости от параметров рассматриваемой системы и характеристики установленного клапана. Проанализируем результаты расчета.

8.3. Влияние параметров системы и характеристики клапана на температуру воды в месте установки клапана

На рис. 8.2 представлено влияние значения параметра b , характеризующего терmostатический циркуляционный клапан, на разницу температуры между температурой закрытия клапана t_{zm} и температурой в точке его монтажа в зависимости от температуры t_{zm} .

Как можно заметить, чем выше температура закрытия клапана, тем больше разница температуры. Она уменьшается по мере роста значения показателя b . При $b > 0,05$ и температуре закрытия ниже 50 °C эта разница становится меньше практически на 1 K.

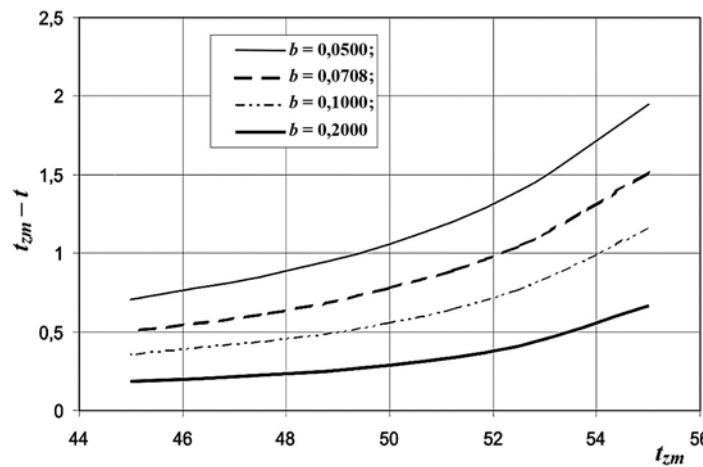


Рис. 8.2. Разница температуры Δt_{zm} между температурой закрытия термостатического циркуляционного клапана t_{zm} и температурой в месте его установки в зависимости от температуры t_{zm} при разных показателях b , характеризующих клапан ($k_v = 1,505 \text{ м}^3/\text{ч}; h_p = 2 \text{ м}; \dot{Q}_r = 250 \text{ Вт}; a = 0,3$)

На рис. 8.3 представлено влияние значения авторитета клапана a (отношения потери давления на циркуляционном клапане к располагаемому давлению) на разницу температуры Δt_{zm} между температурой закрытия термостатического циркуляционного клапана t_{zm} и температурой в месте его монтажа t в зависимости от температуры t_{zm} . На этом рисунке можно заметить, что чем выше значение авторитета клапана a , тем меньше разница температуры Δt_{zm} . Для температуры закрытия меньше 50 °C и для встречающихся в действительности значений остальных параметров, а также авторитета клапана a в диапазоне 0,5...0,2, разница Δt_{zm} не превышает 0,3 K.

На значение анализируемой разницы температуры влияют также теплопотери в циркуляционном контуре. Чем выше потери \dot{Q}_{cyrk} , тем выше анализируемая разница температуры Δt_{zm} . Это можно заметить на рис. 8.4. Подобная тенденция к возрастанию разницы Δt_{zm} наблюдается и в случае повышения температуры закрытия клапана.

Показанное на рис. 8.5 влияние располагаемого давления на анализируемую разницу температуры в зависимости от температуры закрытия клапана соответствует ожидаемому. Возрастание давления насоса приводит к повышению потерь на циркуляционном клапане, что связано с увеличением динамического давления. Это приводит к уменьшению анализируемой разницы температуры Δt_{zm} .

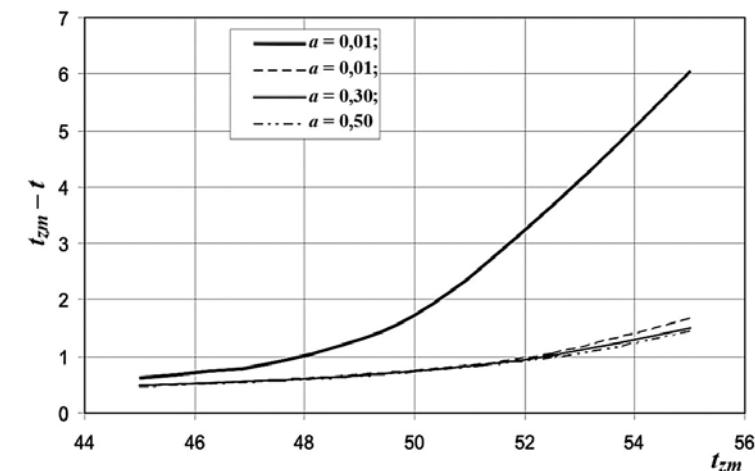


Рис. 8.3. Разница температуры Δt_{zm} между температурой закрытия термостатического циркуляционного клапана t_{zm} и температурой в месте его установки в зависимости от температуры t_{zm} для разных значений авторитета клапана a ($k_v = 1,062 \text{ м}^3/\text{ч}; h_p = 2 \text{ м}; \dot{Q}_r = 250 \text{ Вт}; b = 0,0708 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{К})$)

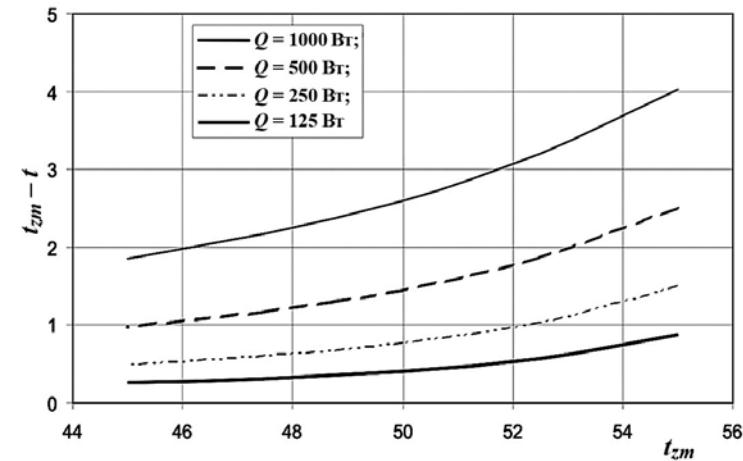


Рис. 8.4. Разница температуры Δt_{zm} между температурой закрытия термостатического циркуляционного клапана t_{zm} и температурой в месте его установки в зависимости от температуры t_{zm} при разных теплопотерях в циркуляционном контуре \dot{Q}_{cyrk} в системе ($k_v = 1,062 \text{ м}^3/\text{ч}; h_p = 2 \text{ м}; a = 0,3; b = 0,0708 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{К})$)

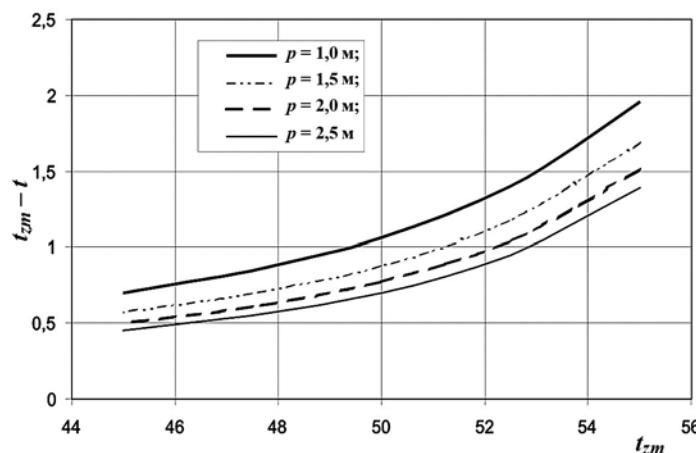


Рис. 8.5. Разница температуры Δt_{zm} между температурой закрытия термостатического циркуляционного клапана t_{zm} и температурой в месте его установки в зависимости от температуры t_{zm} при разном напоре h_p насоса ($k_v = 1,505 \text{ м}^3/\text{ч}$; $b = 0,0708 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{К})$; $\dot{Q}_r = 250 \text{ Вт}$; $a = 0,3$)

Ранее мы рассмотрели принцип работы термостатических циркуляционных клапанов, устанавливаемых на циркуляционных стояках, а также их взаимодействие с системой ГВС. Для наиболее простой системы, состоящей из одного стояка горячей воды, при определенных упрощениях анализировалось влияние изменения параметров системы и клапана на разницу температуры между температурой закрытия термостатического циркуляционного клапана t_{zm} и температурой в месте его установки t . На основании этого анализа можно сделать следующие выводы:

1. Для более высокой температуры закрытия циркуляционного клапана разница между температурой закрытия и температурой в месте его установки Δt_{zm} более значительна. Это является результатом того, что при более высокой температуре закрытия происходит меньшее охлаждение воды, поэтому расход циркуляционной воды – больше. Для того, чтобы клапан при таком же соотношении падения давления в системе и на клапане пропустил большее количество воды, он должен быть открыт больше. Это возможно только при большем отклонении температуры;

2. Применяемый коэффициент увеличения температуры клапана b при значениях от 0,05 до 0,11 $\text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{К})$ при температуре закрытия 50 °C изменяет разницу температуры Δt_{zm} максимум на 1 K;

3. Увеличение доли потерь давления на клапане от располагаемого давления (авторитет клапана) приводит к уменьшению разницы температуры Δt_{zm} ;

4. Увеличение теплопотерь в системе приводит к увеличению циркуляционного расхода, а это, в свою очередь, – к увеличению разности температуры Δt_{zm} ;

5. Увеличение напора насоса приводит к повышению потерь на циркуляционном клапане, что связано с увеличением динамического давления. При этом разница температуры Δt_{zm} уменьшается.

На основании представленных результатов расчетов можно утверждать, что применение циркуляционных термостатических клапанов улучшает работу системы ГВС, динамично балансируя циркуляцию и обеспечивая оптимальный циркуляционный расход как при минимальном водоразборе горячей воды, так и в период более длительного водоразбора. Разница температуры Δt_{zm} для разных мест установки этих клапанов невелика и не превышает нескольких градусов, т. е. температура воды близка к температуре закрытия клапанов t_{zm} . Практически эти клапаны обеспечивают выравнивание температуры горячей воды в системе ГВС даже при заводских настройках. Сложные расчеты при этом необязательны.

Благодаря оговоренным выше свойствам термостатических циркуляционных клапанов можно добиться:

- уменьшения потребления воды за счет более короткого времени ожидания воды с соответствующей температурой после открытия водоразборной арматуры;

- удобства пользования горячей водой, т. е. простой и быстрый доступ к воде с соответствующей температурой. Для проектировщика системы ГВС это означает упрощение проектирования гидравлической схемы системы ГВС;

- простого гидравлического регулирования при модернизации существующих систем. Термостатический циркуляционный клапан берет на себя роль «автоматической интеллигентной шайбы», которая определяет расход протекающей воды в циркуляционном контуре на основании установленного значения температуры;

- понижения температуры циркуляционной воды в системе до необходимого минимума, в связи с чем уменьшаются теплопотери при циркуляции;

- сбережения электроэнергии, потребляемой циркуляционными насосами.

Все перечисленные преимущества клапана позволяют сэкономить энергию, расходуемую для приготовления горячей воды, и обеспечить правильное функционирование системы ГВС. Полученная экономия тепловой энергии в малых системах в среднем составляет несколько процентов, но в больших – значительно больше.

Литература

1. Каталог компании «Данфосс» с информацией о терmostатических циркуляционных клапанах.
2. Małysa A., Szaflik W.: Praca układu cyrkulacji instalacji ciepłej wody użytkowej, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 2000, nr 9, s. 18-20, 25-28, 37.
3. Mańkowski S.: Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej. Warszawa, Arkady 1981, s. 18-28.
4. PN-92/B-01706: Instalacje wodociągowe. Wymagania w projektowaniu.
5. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. W sprawie warunków technicznych jakim powinny odpowiadać budynki, Dz. U. nr 75 z dnia 15 czerwca 2002 r. poz. 690.
6. Szaflik W.: Temperatura ciepłej wody użytkowej przed cyrkulacyjnymi podpiowowymi zaworami termoregulacyjnymi, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 2007, nr 12, s. 13-17.
7. Wollerstrand J.: Cykulacja c.w.u. w świetle nowych wymagań, temperaturowych i sanitarnych, w materiałach: III Forum Ciepłowników Polskich 8 Konferencja Krajowa, Międzyzdroje 20-22.09.1999, s. 192-202.

9. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

9.1. Введение

Горячая вода в многоквартирном жилом здании может быть приготовлена централизованно или индивидуально. В случае центрального подогрева горячей воды система запитывается от узла подготовки горячей воды, расположенного в котельной или тепловом пункте. Система состоит из подающих и циркуляционных трубопроводов. Для измерения количества воды, потребленной жильцами, устанавливают счетчики воды: на входе в дом за главной запорной арматурой, затем после отвествления системы холодного водоснабжения перед узлом подготовки горячей воды и далее во всех квартирах таким образом, чтобы можно было измерять количество горячей воды, поставляемой в каждую из них. Схема центральной системы горячего водоснабжения в многоквартирном жилом здании представлена на рис. 9.1.



Рис. 9.1. Схема центральной системы ГВС многоквартирного жилого здания:

- 1 – узел подогрева воды;
- 2 – трубопроводы системы ГВС;
- 3 – главный счетчик холодной воды;
- 4 – главный счетчик горячей воды;
- 5 – квартирные счетчики

Расчет системы ГВС осуществляют в два основных этапа. Во время первого этапа подбирают диаметры трубопроводов, подающих горячую воду, а также определяют необходимое давление для системы. Далее проводят расчет и подбор элементов циркуляционного контура.

Расчет подающих трубопроводов системы ГВС проводят точно так же, как и для системы холодного водоснабжения (ХВС) [3]. В начале на отдельных

участках определяют расчетные расходы воды, а затем определяют диаметры трубопроводов и проверяют, является ли располагаемое давление в точке подключения к сети большим или равным требуемому для системы.

Если данное условие соблюдено, то можно приступать ко второй части расчета, во время которой определяют теплопотери в разводящих трубопроводах и, учитывая охлаждение воды в них, определяют циркуляционные расходы горячей воды. Затем определяют диаметры циркуляционных трубопроводов. Способ расчета будет представлен далее.

В случае применения в многоквартирном жилом здании решения с индивидуальным подогревом горячей воды в отдельных квартирах циркуляцию практически не осуществляют. Рассчитывая необходимое давление воды для здания, следует принять во внимание потери давления в индивидуальном, вместо центрального, нагревателе горячей воды.

9.2. Подбор элементов распределения горячей воды

Основанием подбора диаметров отдельных участков трубопроводов являются секундные расходы воды. Их определяют суммированием нормативных расходов воды санитарными приборами и бытовой техникой, вода к которым подается из данных участков. Нормативный расход воды в водоразборных точках и требуемое давление перед ними указано в табл. 9.1.

Таблица 9.1. Норма расхода воды в водоразборных точках и требуемое давление перед ними [11]

Водоразборная точка	Номинальный диаметр DN, мм	Требуемое давление, МПа	Нормативный расход воды q_n , дм ³ /с		
			смешанной ¹⁾		только холодной или горячей
			холодной	горячей	
Водоразборная арматура без аэратора ²⁾	15	0,05	—	—	0,3
	20	0,05	—	—	0,5
	25	0,05	—	—	1,0
	10	0,1	—	—	0,15
	15	0,1	—	—	0,15
	15	0,1	0,1	0,1	0,2
	15	0,12	—	—	0,7
	20	0,12	—	—	1,0
	25	0,04	—	—	1,0
	15	0,1	—	—	0,3
Писсуар	15	0,1	—	—	0,15
Посудомоечная машина (бытовая)	15	0,1	—	—	0,15

Таблица 9.1 (Продолжение)

Водоразборная точка	Номинальный диаметр DN, мм	Требуемое давление, МПа	Нормативный расход воды q_n , дм ³ /с	
			смешанной ¹⁾	только холодной или горячей
Автомат. стиральная машина (бытовая)	15	0,1	—	—
Душ	15	0,1	0,15	0,15
Ванна	15	0,1	0,15	0,15
Раковина	15	0,1	0,07	0,07
Умывальник	15	0,1	0,07	0,07
Ванна сидячая	15	0,1	0,07	0,07
Смесительная арматура	20	0,1	0,3	0,3
Унитаз со смывным бачком	15	0,05	—	—
Эл. водонагреватель ³⁾	15	0,1	—	—

¹⁾ холодная вода $t_z = 15^{\circ}\text{C}$, горячая $- t_c = 55^{\circ}\text{C}$;

²⁾ для вентиля со шлангом длиной $J \leq 10$ м давление должно составлять 0,15 МПа;

³⁾ при полностью открытом клапане

Для определения расхода в системе ГВС при подборе диаметра подающего трубопровода используют в соответствии с нормой PN 92/B-01706 такие же зависимости как и для расчета трубопроводов холодной воды. Сравнение этих зависимостей, представленное в табл. 9.2, взято из нормы DIN 1988 [5].

Таблица 9.2. Формулы для определения расчетного расхода в водопроводных системах для разных типов зданий [11]

Тип здания	Формула	Комментарии
Жилое	$q = 0,682(\sum q_n)^{0,45} - 0,14$	Для $\Sigma q_n \leq 20$ дм ³ /с, а также для арматуры с $q_n < 0,5$ дм ³ /с
	$q = 1,7(\sum q_n)^{0,21} - 0,7$	Для $\Sigma q_n > 20$ дм ³ /с, а также для арматуры с $q_n \geq 0,5$ дм ³ /с
Офисное, административное	$q = 0,682(\sum q_n)^{0,45} - 0,14$	Для $\Sigma q_n \leq 20$ дм ³ /с
	$q = 0,4(\sum q_n)^{0,54} - 0,48$	Для $\Sigma q_n > 20$ дм ³ /с
Гостиница, торговый центр	$q = (\sum q_n)^{0,366}$	Для водоразборных точек с $q_n > 0,5$ дм ³ /с, а также в границах $1 < \Sigma q_n \leq 20$ дм ³ /с
	$q = 0,698(\sum q_n)^{0,5} - 0,12$	Для водоразборных точек с $q_n < 0,5$ дм ³ /с, а также в границах $1 < \Sigma q_n \leq 20$ дм ³ /с
	$q = 1,08(\sum q_n)^{0,5} - 1,83$	Для $\Sigma q_n > 20$ дм ³ /с (для гостиниц)
	$q = 4,3(\sum q_n)^{0,27} - 6,65$	Для $\Sigma q_n > 20$ дм ³ /с (для торговых домов)

Далее подбирают диаметры и проводят расчет потерь давления. Диаметры подбирают по номограммам или таблицам на основании принятой скорости воды в трубопроводах при расчетном расходе. Рекомендуемые скорости воды в трубопроводах представлены в табл. 9.3.

Таблица 9.3. Скорость воды v в водопроводных трубопроводах

Назначение трубопровода	Скорость воды v , м/с	
	PN-92/B-01706	DIN 1988
Подводка от стояка к водоразборной точке	1,5	2,0
Стойк	1,5	2,0
Распределительный	1,0	1,5
Трубопроводные соединения	1,0	1,5

Для определения необходимого давления в системе с подобранными диаметрами отдельно рассчитывают потери давления или потери напора на каждом участке. Расчет потерь давления на участке осуществляют по формуле:

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_m = Rl + \sum \zeta Z_{jedn}, \text{ Па,} \quad (9.1,a)$$

где Δp – потери давления, Па; Δp_l – линейные потери давления, Па; Δp_m – местные потери давления, Па; R – удельные потери давления по длине, Па/м; l – длина участка трубопровода, м; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений, безразм.; Z_{jedn} – удельные местные потери давления, Па.

Потери напора, соответствующие потерям давления, рассчитывают следующим образом:

$$\Delta h = \Delta h_l + \Delta h_m = il + \sum \zeta z_{jedn}, \text{ м,} \quad (9.1,b)$$

где Δh – потери напора, м; Δh_l – линейные потери напора, м; Δh_m – местные потери напора, м; i – удельные потери напора (гидравлическое падение), безразм., либо в %, ‰; z_{jedn} – удельные местные потери напора, м.

Удельное сопротивление по длине R рассчитывают по формуле:

$$R = \lambda \frac{v^2}{d_w} \rho, \text{ Па,} \quad (9.2,a)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; d_w – внутренний диаметр трубопровода, м; v – скорость воды в трубопроводе, м/с; ρ – плотность воды, кг/м³.

Подобным образом определяют удельные потери напора:

$$i = \lambda \frac{v^2}{d_w} \frac{g}{2}, \text{ м,} \quad (9.2,b)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с².

Для определения коэффициента гидравлического трения применяют формулу Колбрюк-Уайта [18]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,72 d_w} \right), \quad (9.3)$$

где Re – число Рейнольдса; k – эквивалентная шероховатость.

График зависимости коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса и от эквивалентной шероховатости, определяемого по формуле Колбрюк-Уайта, представлен на рис. 9.2.

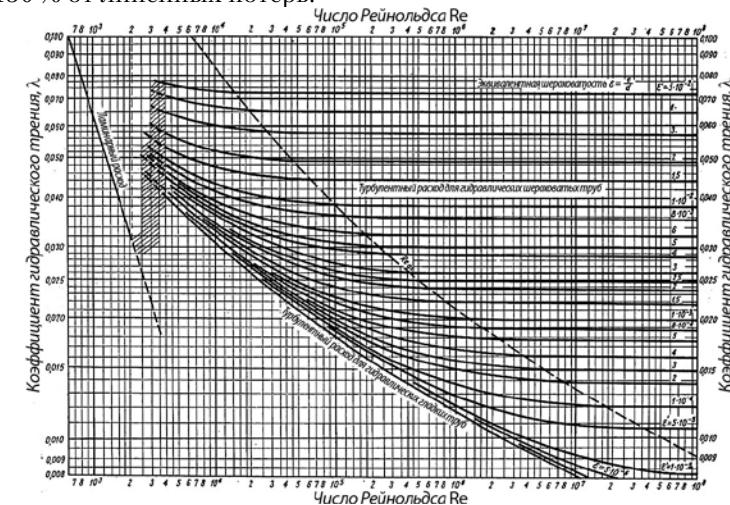
На практике удельные потери напора берут из таблиц или номограмм, точно так же, как значения коэффициентов ζ , необходимых для определения местных потерь. Удельные местные потери давления определяют по зависимостям:

$$Z_j = \frac{v^2}{2} \rho \approx 500 v^2, \text{ Па,} \quad (9.4,a)$$

а удельные местные потери напора определяют следующим образом:

$$z_j = \frac{v^2}{2g} \approx 0,05 v^2, \text{ м.} \quad (9.4,b)$$

При определении потерь давления точно определяют линейные потери напора. Местные потери для системы из стальных труб зачастую принимают равными 20...30 % от линейных потерь. В работе [3] сказано, что в системах из полимерных материалов местные потери составляют 100...150 % от линейных потерь.

Рис. 9.2. Зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса и от эквивалентной шероховатости k по формуле Колбрюк-Уайта [18]

Важным этапом проектирования системы является подбор счетчика воды. Счетчик воды подбирают в соответствии с нормой PN-92/B-01706. Выбор роторного счетчика воды осуществляют по следующему принципу:

- а) определяют расчетный расход для здания или его части, для которой будет рассчитано потребление воды q ;
- б) определяют условный расчетный расход для счетчика q_{wod} :

$$q_{wod} = 2q, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (9.5)$$

в) счетчик подбирают таким образом, чтобы условный расчетный расход q_{wod} был меньше максимального объемного расхода q_{max} , указанного производителем счетчика;

г) подбор счетчика считается правильным при соблюдении условия:

$$q_{wod} \leq \frac{q_{max}}{2} \text{ и } DN \leq d, \quad (9.6)$$

где DN – номинальный диаметр подобранного счетчика воды, мм; d – диаметр трубопровода, на который устанавливают счетчик, мм;

д) для подобранного счетчика определяют, основываясь на данных производителя счетчика, потери давления при расчетном расходе воды q через счетчик.

Подбор какого-либо средства измерения объема, объемного или массового расхода, кроме роторного счетчика, следует осуществлять в соответствии с рекомендациями производителя измерительного устройства.

Потери напора на счетчике Δh_{wod} определяют по формуле:

$$\Delta h_{wod} = h_{max} \left(\frac{q}{q_{max}} \right)^2, \text{ м}, \quad (9.7)$$

где h_{max} – характерные потери напора при максимальном расходе, указываемые производителем счетчика; q_{max} (гидравлический дискриминант счетчика), также определяемый производителем.

Потери давления на счетчике определяют зависимостью:

$$\Delta p_{wod} = \Delta h_{wod} \rho g, \text{ Па.} \quad (9.8)$$

Требуемое минимальное давление воды p_{min} в месте, для которого определяют располагаемое давление для системы, рассчитывают по формуле:

$$p_{min} = h_g \rho g + p_p + \Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_{wod} + \Delta p_{wym}, \text{ Па,} \quad (9.9)$$

где h_g – геометрическая разница высоты между местом, для которого

определяются располагаемое давление, и наиболее проблемной водоразборной точкой системы (наивысшей или самой удаленной), м; p_p – требуемое давление воды перед водоразборной точкой, Па; Δp_l – линейные потери давления (по длине), Па; Δp_m – местные потери давления, Па; Δp_{wod} – потери давления в счетчике воды, Па; Δp_{wym} – потери давления в теплообменнике ГВС, Па.

При проектировании системы следует сравнить требуемое минимальное давление воды для системы с располагаемым давлением в подающем трубопроводе. Для системы, расположенной в зоне действия центрального теплового пункта, располагаемое давление указывает поставщик воды. Если располагаемое давление больше или равно минимальному давлению, то система может заполняться непосредственно от источника воды. Если меньше – то необходимо установить дополнительное устройство (повышательный насос) для повышения давления воды.

9.3. Подбор и расчет элементов циркуляционного контура

В жилых зданиях, за исключением частных, загородных и приусадебных, в системе центрального ГВС должна постоянно осуществляться циркуляция воды [14].

Из анализа работы системы следует, что наибольшие теплопотери происходят по пути от источника подогрева воды к наиболее удаленной водоразборной точке. В этой связи при стабильном показателе остыния воды, циркуляционный расход, направленный к этой точке, должен быть наибольшим. В то же время гидравлические условия системы таковы, что наибольшее располагаемое давление наблюдается в ближайшем к теплообменнику ГВС стояке. Это значит: при отсутствии балансировки гидравлические условия системы приведут к тому, что реальное распределение расходов горячей воды будет не совпадать с расчетным распределением.

В Польше до сих пор применяют способ расчета системы ГВС с циркуляцией, в котором циркуляционные расходы определяют по нагрузке стояков. В немецких методиках VDI [17] представлен другой способ, основанный на определении циркуляционных расходов в стояках, на основании наблюдаемых в них теплопотерях. Сопоставляя разные способы, убеждаешься, что второй способ является более подходящим для расчета циркуляционной системы. Ниже представлены оба способа.

В соответствии с техническими условиями, которым должны соответствовать здания [14], система ГВС должна обеспечивать получение в водоразборных точках температуры воды не ниже 55 °C и не выше 60 °C. При этом система должна позволять проводить ее периодическую термическую дезинфекцию при температуре воды не менее 70 °C. Распределяющие

и циркуляционные трубопроводы горячей воды должны быть теплоизолированы в соответствии с нормой [12], а также должны иметь соответствующую толщину теплоизоляции.

Расчет циркуляционных трубопроводов следует осуществлять при закрытой водоразборной арматуре. Представленная ниже методика расчета, немного отличающаяся от используемой ранее, позволяет легко и правильно рассчитать систему ГВС.

В обоих способах основанием для определения циркуляционного расхода являются теплопотери трубопроводов, распределяющих горячую воду. Их определяют суммированием теплопотерь на всех N участках трубопроводов, соединяющих узел нагрева горячей воды с водоразборными точками:

$$\dot{Q}_r = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_i, \text{ Вт.} \quad (9.10)$$

Теплопотери участка трубопровода определяют по формуле:

$$\dot{Q}_i = \pi l k_i (t_{cw} - t_o), \text{ Вт.} \quad (9.11)$$

где l – длина участка подающего трубопровода, м; k_i – коэффициент линейной теплопередачи (в пересчете на 1 м трубы), Вт/(м·К); t_{cw} – температура горячей воды на участке подающего трубопровода, °C; t_o – температура окружающей среды вокруг участка подающего трубопровода, °C.

В материалах для проектирования встречается упрощенная версия формулы (9.11), в которой использован замещающий коэффициент линейной теплопередачи (в пересчете на 1 м трубы):

$$\dot{Q}_i = lk'_i (t_{cw} - t_o), \text{ Вт,} \quad (9.11, a)$$

где

$$k'_i = \pi k_i, \text{ Вт/(м·К).} \quad (9.11, b)$$

Коэффициент линейной теплопередачи k_i определяют из общей зависимости:

$$k_i = \frac{1}{\alpha d_i + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_e d_e}}, \text{ Вт/(м·К),} \quad (9.12)$$

где d_i – внутренний диаметр трубопровода, м; α – коэффициент теплообмена внутренней поверхности трубопровода, Вт/(м²·К); λ_i – теплопроводность i -го слоя трубопровода, Вт/(м·К); d_i – внутренний диаметр i -го слоя трубопровода, м; α_e – коэффициент теплообмена внешней поверхности трубопровода, Вт/(м²·К).

Для теплоизолированного трубопровода, ввиду небольшого значения,

пренебрегают термическим сопротивлением его внутренней поверхности. Тогда уравнение принимает вид:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{2\lambda_r} \ln \frac{d_{e_r}}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{e_{iz}}}{d_{i_{iz}}} + \frac{1}{\alpha_e d_{e_{iz}}}}, \text{ Вт/(м·К),} \quad (9.13)$$

где d_i – внутренний диаметр трубопровода, м; d_{e_r} – внешний диаметр трубопровода, м; λ_r – теплопроводность материала изготовления трубы, Вт/(м·К); $d_{i_{iz}}$ – внутренний диаметр слоя теплоизоляции, м; $d_{e_{iz}}$ – внешний диаметр слоя теплоизоляции, м; λ_{iz} – теплопроводность материала изготовления слоя теплоизоляции, Вт/(м·К); α_e – коэффициент теплообмена внешней поверхности трубопровода, Вт/(м²·К).

В практических расчетах для металлических трубопроводов можно опустить слагаемое, связанное с сопротивлением теплопередаче трубы, –

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{2\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{e_{iz}}}{d_{i_{iz}}} + \frac{1}{\alpha_e d_{e_{iz}}}}, \text{ Вт/(м·К).} \quad (9.14)$$

При определении теплопотерь рекомендуется принимать температуру горячей воды в системе равную температуре на выходе из устройства для ее нагрева. Определенные таким образом теплопотери несколько больше реальных, а определенный на их основании расход будет также больше необходимого. При небольшом остывании воды в системе (около пяти градусов) отклонение рассчитанных таким образом теплопотерь от имеющихся место в системе составляет несколько процентов. Это упрощение значительно облегчает ход расчетов.

В расчетах следует принимать температуру окружающей среды:

- в подвальных помещениях $t_o = +5$ °C [6; 17];
- в каналах и шахтах $t_o = +25$ °C [8; 17].

В более ранней литературе [9], когда трубопроводы стояков системы ГВС не изолировали, рекомендовалось принимать температуру в шахтах около +40 °C. В настоящее время следует изолировать все вертикальные и горизонтальные трубопроводы, как подающие, так и циркуляционные [PN-B-02421]. При этом шахты стояков преимущественно вентилируются. В немецкой литературе [17], а также на основании измерений [8] можно отметить, что температура внутри шахт составляет около 25 °C.

Для небольших систем теплопотери можно рассчитать упрощенным способом на основании длины трубопроводов и ориентировочных значений удельных теплопотерь [17]. В этом случае применяют формулу:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_{h, jedn} \sum l_h + \dot{Q}_{v, jedn} \sum l_v, \text{ Вт,} \quad (9.15)$$

где $\dot{Q}_{h, jedn}$ – ориентировочные удельные теплопотери горизонтальных подающих трубопроводов, допускается принимать равными 10 Вт/м [17]; Σl_h – длина горизонтальных подающих трубопроводов, м; $\dot{Q}_{v, jedn}$ – ориентировочные удельные теплопотери вертикальных подающих трубопроводов, допускается принимать равными 10 Вт/м [17]; Σl_v – длина вертикальных подающих трубопроводов, м.

Циркуляционный расход в системе зависит от теплопотерь горизонтальных трубопроводов и подающих стояков в период отсутствия водоразбора горячей воды. Расчетный циркуляционный расход воды в системе \dot{V}_{cw} определяют по формуле:

$$\dot{V}_{cw} = \frac{\dot{Q}_r}{\Delta t_{cw} c_{cw} \rho_{cw}}, \text{ дм}^3/\text{с}, \quad (9.16)$$

где \dot{Q}_r – теплопотери подающих трубопроводов горячей воды, кВт; Δt_{cw} – расчетное снижение температуры горячей воды от узла подогрева к водоразборной точке, которое равно разнице температуры горячей воды на выходе из узла подогрева воды и минимальной температуре в водоразборной точке, составляющее не более 5 К; c_{cw} – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); ρ_{cw} – плотность горячей воды, кг/дм³.

В дополнение, согласно норме [11], следует также определить общий расчетный циркуляционный расход по формуле:

$$\dot{V}_{cw} = \frac{V_p u}{3,6}, \text{ дм}^3/\text{с}, \quad (9.17)$$

где \dot{V}_{cw} – общий расчетный объемный расход воды в циркуляционном контуре системы, дм³/с; V_p – объем воды в подающих и циркуляционных трубопроводах, м³; u – уровень циркуляции, практически означающий требуемую кратность водообмена в системе при расчетных условиях; рекомендуется принимать 3...5 дм³/ч.

В соответствии с нормой [11] к дальнейшим расчетам следует принимать большее из полученных значений по формуле (9.16) или (9.17). При меньшем расходе циркуляционной воды гидравлическая балансировка отдельных циркуляционных контуров проблематична.

Определение расчетного циркуляционного расхода упрощенным способом допускалось нормой 1974 года [19]. В соответствии с этой нормой расчетный циркуляционный расход составлял 20 % от максимального часового расхода.

Чрезвычайно важно в связи с различной удаленностью водоразборных точек системы определить циркуляционные расходы воды на всех ее участках. С этой точки зрения необходимым является увязать циркуляционные потоки в отдельных ветвях с их теплопотерями и температурой поступающей воды. Это можно сделать с помощью представленного ниже метода.

Определение циркуляционного расхода воды, протекающей через отдельные участки системы (стояки и ветви), осуществляют на основании напора воды в данном i -узле, а также теплопотерь стояка и обслуживаемых им остальных участков системы ГВС.

Расход отдельно взятого стояка системы рассчитывают с учетом того, что охлаждение горячей воды в каждом i -том стояке до наивысшей в нем водоразборной точки Δt_{vi} , К, такое же, как и в остальных частях системы Δt_{hi} , К, следующих за узлом присоединения этого стояка. В то же время циркуляционный расход, поступающий к узлу \dot{V}_{cyrki} , дм³/с, с i -тым стояком, равен сумме расхода через i -тый стояк \dot{V}_{hi} , дм³/с, и расхода через остальные части системы \dot{V}_{vi} , дм³/с, следующие за узлом присоединения этого стояка.

Принятая схема расчета узла системы ГВС показана на рис. 9.3.

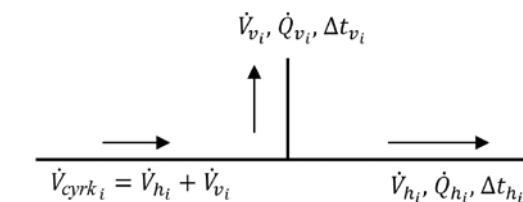


Рис. 9.3. Расчетная схема узла системы ГВС

При таких условиях можно сформулировать следующую систему равенств:

$$\begin{cases} \dot{V}_{cyrki} = \dot{V}_{hi} + \dot{V}_{vi}; \\ \dot{V}_{vi} = \frac{\dot{Q}_{vi}}{c_{cw} \rho_{cw} \Delta t_{vi}}; \end{cases} \quad (9.18,a)$$

$$\begin{cases} \dot{V}_{hi} = \frac{\dot{Q}_{hi}}{c_{cw} \rho_{cw} \Delta t_{hi}}; \\ \Delta t_{vi} = \Delta t_{hi}, \end{cases} \quad (9.18,b)$$

$$\begin{cases} \dot{V}_{cyrki} = \dot{V}_{hi} + \dot{V}_{vi}; \\ \dot{V}_{vi} = \frac{\dot{Q}_{vi}}{c_{cw} \rho_{cw} \Delta t_{vi}}; \\ \dot{V}_{hi} = \frac{\dot{Q}_{hi}}{c_{cw} \rho_{cw} \Delta t_{hi}}; \\ \Delta t_{vi} = \Delta t_{hi}, \end{cases} \quad (9.18,c)$$

где \dot{Q}_{vi} – расчетные теплопотери в разводящих трубопроводах i -го стояка, Вт; \dot{Q}_{hi} – расчетные теплопотери в разводящих трубопроводах после разветвления к i -му стояку, Вт.

После подстановки зависимостей (9.18,б), (9.18,в) и (9.18,г) в (9.18,а) и деления зависимости (9.18,б) на полученное выражение получаем соотношение:

$$\frac{\dot{V}_{vi}}{\dot{V}_{cyrki}} = \frac{\dot{Q}_{vi}}{\dot{Q}_{vi} + \dot{Q}_{hi}}, \quad (9.19)$$

из которого следует, что расход воды \dot{V}_{vi} , протекающий через i -тый стояк:

$$\dot{V}_{vi} = \dot{V}_{cyrki} \frac{\dot{Q}_{vi}}{\dot{Q}_{vi} + \dot{Q}_{hi}}, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (9.20)$$

Циркуляционный расход воды в горизонтальном трубопроводе системы \dot{V}_h рассчитывают по зависимости:

$$\dot{V}_h = \dot{V}_{cyrki} - \dot{V}_{vi}, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (9.21)$$

Расходы на последующих участках определяют согласно зависимости (9.20) и (9.21). На основании полученных расходов воды на отдельных участках подбирают диаметры циркуляционных трубопроводов. При определении диаметров циркуляционных трубопроводов скорость воды не должна быть меньше 0,2 м/с и не выше 0,5 м/с. Не рекомендуется применять трубопроводы диаметром меньше 10 мм в системе ГВС с циркуляцией, поскольку система может забиться [6].

По известным диаметрам и расходам воды на отдельных участках системы рассчитывают гидравлические потери для всех участков системы [15]. При этом учитывают как потери по длине трубопроводов, так и потери в местных сопротивлениях. Определяют также потери в устройстве для подогрева воды и в терmostатических циркуляционных (балансировочных) клапанах системы.

Для подбора терmostатического циркуляционного клапана необходимо определить соответствующие потери давления в нем. Начинают подбор терmostатических клапанов от наиболее проблемного контура (основного контура системы). Клапан должен быть подобран так, чтобы его авторитет (отношение падения давления на клапане к располагаемому давлению системы) составлял в основном контуре при данной температуре протекающей через него воды не менее 0,3 ($a_{min} = 0,3$). После определения потерь давления в данном циркуляционном контуре (без клапана) Δp_{inst} , рассчитывают потери давления на циркуляционном клапане Δp_{zr} по уравнению:

$$\Delta p_{zr} = \frac{a}{1-a} \Delta p_{inst}. \quad (9.22)$$

При подборе клапана с достаточной для технических целей точностью можно считать, что температура t_{zr} в месте установки терmostатического клапана соответствует температуре, принятой для водоразборной точки. Имея известные потери давления на клапане и зная объемный расход воды, протекающий через клапан (зависимость (9.20)), определяют требуемую пропускную способность $k_{v\ obl}(t_{zr})$ клапана при температуре его настройки:

$$k_{v\ obl}(t_{zr}) = \frac{V_{vi}}{\sqrt{\Delta p_{zr}}}. \quad (9.23)$$

Зная требуемую пропускную способность $k_{v\ obl}(t_{zr})$, подбирают терmostатический клапан и его настройку, а также определяют его действительную пропускную способность $k_v(t_{zr})$. Далее уточняют потери давления на клапане, учитываемые затем при расчете потерь давления в контуре, по нижеследующей формуле:

$$\Delta p_{zr} = \frac{\dot{V}_{vi}^2}{k_v^2(t_{zr})}. \quad (9.24)$$

Пропускную способность $k_v(t_{zr})$ принимают из документации на клапан. При очень малых теплопотерях и, следовательно, небольших расходах в циркуляционных стояках, клапаны настраиваются так, что у них задействовано небольшое проходное сечение. Они слишком прикрыты и работают на грани своих технических возможностей. Четко прослеживается влияние гистерезиса и индивидуального исполнения клапана на его работу. Кроме того, работа циркуляционного клапана может быть нарушена в результате оседания в нем частиц и осадков, содержащихся в циркуляционной воде.

Пропускная способность циркуляционного клапана зависит как от температуры его настройки, так и от температуры проходящей через него воды. Если эти температуры не совпадают, тогда при установленной температуре закрытия (настройки) клапана t_{zm} и при температуре горячей воды в месте установки клапана t_{cw} (можно принять, что она соответствует температуре воды в точке водоразбора) следует определить из технической документации пропускную способность клапана $k_v(t_{zm}, t_{cw})$. Потери давления на клапане в этом случае определяют по следующей формуле:

$$\Delta p_R = \frac{\dot{V}_{vi}^2}{k_v^2(t_{zm}, t_{cw})}. \quad (9.25)$$

Расчет потерь давления в узле подогрева горячей воды Δp_{wym} , необходимых для определения требуемого располагаемого давления, осуществляют при проектировании этого узла.

Для подбора циркуляционного насоса необходимо знать его производительность и развиваемое давление. Насос подбирают по производительности, соответствующей большему циркуляционному расходу воды, полученному из формул (9.16) и (9.17).

Развиваемое давление насоса должно соответствовать потерям давления в основном циркуляционном кольце, которое рассчитывают по зависимости:

$$\Delta p_p = \sum(Rl + \sum \zeta Z_{jedn}) + \Delta p_R + \Delta p_{wym}, \text{ Па}, \quad (9.26)$$

где Δp_p – потери давления в основном циркуляционном контуре (самом удаленном либо самом нагруженном), Па; R – удельные потери давления

по длине, Па/м; l – длина участка трубопровода, м; $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений, безразм.; Z_{jedn} – удельные местные потери давления, Па; Δp_R – потери давления в балансировочном устройстве циркуляционного стояка основного циркуляционного контура (например, в дроссельной шайбе, ручном клапане, терmostатическом циркуляционном клапане), Па; Δp_{wym} – потери давления в узле подогрева воды (теплообменнике), Па.

Принимая во внимание, что для циркуляционного контура местные потери давления составляют 20...40 % линейных потерь давления, получаем зависимость:

$$\Delta p_p = (1,2 \dots 1,4) \sum (Rl) + \Delta p_R + \Delta p_{wym}, \text{ Па.} \quad (9.27)$$

После определения потерь давления в основном циркуляционном контуре определяют требуемые потери давления для балансировки остальных узловых точек, а далее подбирают соответствующие устройства, гасящие (регулирующие) избыточное давление.

При несбалансированном давлении в системе с помощью дросселирующих элементов или терmostатических циркуляционных клапанов происходит изменение расходов в отдельных контурах системы, т. е. происходит разрегулировка. В то же время расход воды на отдельных участках и ее температура в разных точках системы устанавливаются сами по себе. Обычно совсем иначе от расчетного распределения [1].

В описанном выше способе расчета системы ГВС с циркуляцией расход воды в разных стояках системы зависит от теплопотерь в них. Подобный принцип расчета циркуляционной системы применяется и в немецких нормах [17].

В применяемом до сих пор способе расчета в Польше расход циркуляционной воды в каждом стояке определяют пропорционально нагрузке этого стояка, выраженной суммой эквивалентных расходов (ΣN_i), по отношению к сумме эквивалентных расходов во всей системе (ΣN_i) [3; 4; 6]:

$$\dot{V}_{cw}^i = \frac{\sum N'_i}{\sum N_i} \dot{V}_{cyrk}, \text{ дм}^3/\text{с.} \quad (9.28)$$

В случае идентичных расходов в стояках, через ближний стояк к узлу подогрева воды, протекает такое же количество воды, как и через дальний стояк. Однако охлаждение воды, поступающей к дальнему стояку, будет больше. Поэтому определенные таким образом расходы могут не обеспечить соответствующую температуру горячей воды в водоразборных точках. Если основой для определения суммарного расхода являются теплопотери системы ГВС, то охлаждение воды, протекающей через ближайший стояк, будет меньше принятого, в то время как через дальний стояк – больше.

Кроме того, в этом способе не проверялось распределение температуры в отдельных узлах системы ГВС, считая, что температура, определенная по рассчитанным расходам, является соответствующей.

Следующим шагом в расчетах находят диаметры циркуляционных трубопроводов. Их определяют в соответствии с рекомендациями, содержащимися в действующей норме [11]. Ориентировочные диаметры циркуляционных трубопроводов берут из табл. 9.4.

Таблица 9.4. Подбор циркуляционных трубопроводов [11]

Диаметр подающего трубопровода d_n , мм	Диаметр циркуляционного трубопровода d_n , мм
80...100	40
65...80	25...32
32...50	20...25
15...25	15...20

Дальнейшие действия выполняют подобно рассмотренным выше.

При балансировке давлений в отдельных контурах дроссельными шайбами допускалось применять минимальный диаметр шайбы, равный 5 мм [18]. Это приводило к тому, что на циркуляционных стояках, для которых следовало бы применить шайбы меньшего диаметра (при необходимости гашения более высокого давления), шайбы не применяли вовсе, поскольку невозможно точно отрегулировать потери давления. Применение для этого нескольких шайб на практике не допускалось. Шайбы с меньшим диаметром не использовали из-за вероятности их засорения. Результат – отсутствие балансировки, т. е. в различных участках и водоразборных точках системы расход и температура воды устанавливались сами по себе. Распределение расходов в этом случае можно определить с помощью методов так называемых относительных параметров, основанных на гидравлических характеристиках отдельных элементов системы [1; 2; 7].

9.4. Условия осуществления термической дезинфекции

Для осуществления термической дезинфекции следует определить способ ее проведения на основании технических решений и оборудования системы. Термическую дезинфекцию проводят:

- для всей системы одновременно;
- поочередно каждого стояка системы или группы стояков (последательная дезинфекция).

Способ проведения дезинфекции зависит от применяемого оборудования в системе. Если система статически сбалансирована или оборудована

термостатическими циркуляционными клапанами с функцией дезинфекции, всю систему дезинфицируют одновременно. Если же в системе установлено электронное оборудование для автоматической дезинфекции с возможностью регулирования температуры воды и продолжительности ее прохождения через каждый стояк, возможно проведение последовательной дезинфекции. В случае применения клапанов без функции дезинфекции ее можно проводить двумя упомянутыми способами после соответствующей ручной перенастройки клапанов [16].

Ниже даны температурные условия, которые должны быть соблюдены, чтобы реализовать термическую дезинфекцию всей системы одновременно. Для их определения при расчете процесса дезинфекции принимаем следующие допущения:

- система сбалансирована статически, расход дезинфицирующей воды, протекающей через участки, равен расходу циркуляционной воды, протекающей через них;
- коэффициент теплообмена участков трубопровода с окружающей средой при дезинфекции является таким же, как и при циркуляции;
- температура окружающей среды одинакова при дезинфекции и при циркуляции;
- температура воды постоянна и равна температуре воды, вытекающей из теплообменника.

В случае с системой с термостатическими циркуляционными клапанами считается, что после отключения функции термостатической балансировки, система должна быть также статически сбалансирована. В противном случае расчет термической дезинфекции будет проблематичным.

Для расчета температуры воды, вытекающей из теплообменника ГВС t'_{dez} , обеспечивающей выполнение условий термической дезинфекции (температура дезинфекции $t_{dez} \geq 70^{\circ}\text{C}$), применяют следующее уравнение теплового баланса:

$$\dot{V}_{cyrk} c_{cw} \rho_{cw} (t'_{dez} - t_{dez}) = \sum_{i=1}^{m+n} l_i k'_i (t'_{dez} - t_{oi}), \text{ Вт.} \quad (9.29)$$

Видоизменив формулу (9.29), получаем:

$$t'_{dez} = \frac{\dot{V}_{cyrk} c_{cw} \rho_{cw} t_{dewz} - \sum_{i=1}^{m+n} l_i k'_i t_{oi}}{\dot{V}_{cyrk} c_{cw} \rho_{cw} - \sum_{i=1}^{m+n} l_i k'_i}, {}^{\circ}\text{C}, \quad (9.30)$$

где: \dot{V}_{cyrk} – циркуляционный расход, dm^3/s ; c_{cw} – удельная теплоемкость воды, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; ρ_{cw} – плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$; t'_{dez} – температура горячей воды, поступающей из теплообменника ГВС во время дезинфекции, ${}^{\circ}\text{C}$; t_{dewz} – температура дезинфекции, ${}^{\circ}\text{C}$; t_{oi} – температура окружающей среды

i -го участка, ${}^{\circ}\text{C}$; l_i – длина i -го участка, м; i – заменяющий линейный коэффициент теплопередачи i -го участка, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Приведенные в этой формуле суммы определяют на этапе расчета циркуляционного расхода. Принятые принципы для расчета, по мнению автора, гарантируют весьма достаточную достоверность.

Расход дезинфицирующей воды следует принять равным циркуляционному расходу воды. В случае, если расчетная температура теплоносителя выше требуемой, для проведения дезинфекции следует увеличить расход теплоносителя. Максимальный расход сетевой воды не должен превышать максимально заказанного. Если максимальный заказанный расход теплоносителя не позволяет получить на выходе из теплообменника температуру дезинфекции, то следует рассмотреть возможность поочередной дезинфекции стояков или групп стояков (использовать последовательную дезинфекцию).

9.5. Влияние автоматической гидравлической балансировки на распределение температуры воды в системе горячего водоснабжения

9.5.1. Введение

В данном разделе проанализировано влияние гидравлической балансировки на распределение температуры в системе ГВС. В виду сложных взаимосвязей между потоками, теплопотерями на отдельных участках и установками термостатических клапанов невозможно аналитическим способом определить температуру в выбранных точках системы ГВС с циркуляцией. В этой связи для анализа использована компьютерная программа расчета. Она позволяет определить температуру и расход воды в любой точке системы ГВС методом последовательных приближений [10; 13].

Многие эксплуатируемые до настоящего времени системы ГВС жилых многоквартирных зданий были выполнены со стальных оцинкованных труб. Преимущественно это системы с нижней разводкой с ветвями, расположенными в подвале, и стояками в каналах (шахтах). Некоторые из стояков не имеют теплоизоляции. В таких системах теплопотери относительно велики, а балансировка циркуляции значительно влияет на температуру воды в самой высокой и наиболее удаленной водоразборной точке. В настоящее время системы изготавливают из полимерных материалов и все трубопроводы должны быть теплоизолированы.

Анализируя влияние теплоизоляции, выбираем систему со следующими параметрами:

- система с циркуляцией пятиэтажного многоквартирного жилого здания и состоящая из десяти стояков;
- нижняя разводка горячей воды с ветвями, расположенными в подвале,

и со стояками в изолированных каналах;

- применен циркуляционный насос с переменной частотой вращения, поддерживающий постоянное располагаемое давление в диапазоне рабочего расхода;

- система имеет одну горизонтальную ветвь (узел горячей воды расположен в конце здания), длина ветви составляет около 100 м.

Рассмотрен самый неэффективный вариант решения системы с точки зрения обеспечения циркуляции: подача воды осуществляется с одной точки в большое количество стояков и на большое расстояние. Можно считать, что при других решениях распределение температуры воды будет значительно лучше.

Проведен анализ для:

- двух вариантов материала трубопроводов системы:
- из стальных оцинкованных труб;
- из полипропиленовых труб с алюминиевой прослойкой типа PP-R Stabi;
- двух вариантов теплоизоляции стояков (выполненной в соответствии с нормой):
- система без теплоизоляции подающих и циркуляционных стояков;
- система с теплоизоляцией всех трубопроводов;
- четырех вариантов решения балансировки системы:
- система без элементов гидравлической балансировки;
- система с подобранными шайбами в соответствии с нормами PN;
- система с циркуляционными терmostатическими клапанами MTCV компании «Данфосс» с постоянными настройками (60, 55, 50 °C) на стояках;
- система с циркуляционными терmostатическими клапанами MTCV компании «Данфосс» с подобранными (рассчитанными) настройками.

Схема рассматриваемой системы в расчетной программе представлена на рис. 9.4.

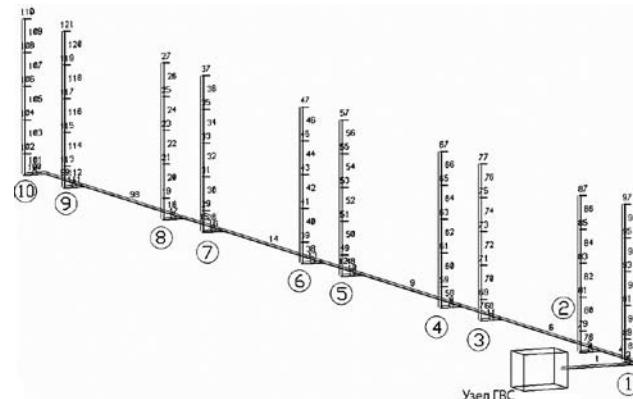


Рис. 9.4. Схема рассматриваемой системы ГВС [13]

Данные о трубопроводах анализируемых систем ГВС представлены в табл. 9.5.

Таблица 9.5. Геометрические параметры анализируемых систем ГВС

Характеристика трубопровода	Участок ветви										Участок стояка				
	W-1	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	Подвал-Р	P-I	I-II	II-III	III-IV
Длина l , м	5,0	6,5	15,0	6,0	15,0	6,0	15,0	6,0	15,0	7,5	1,5	2,8	2,8	2,8	2,8
1.1.1.1. Система из оцинкованных стальных труб															
Диаметр подающего трубопровода DN, мм	50	50	50	50	50	50	40	40	32	32	25	25	20	20	15
Диаметр циркуляционного трубопровода DN, мм	25	25	25	25	25	20	20	20	15	15	15	15	15	15	15
1.1.1.2. Система из полипропиленовых труб с алюминиевым слоем PP-R Stabi															
Диаметр подающего трубопровода $d_{\text{вн}} \times e$, мм	75×10,4	75×10,4	75×10,4	75×10,4	75×10,4	75×10,4	63×8,7	63×8,7	63×8,7	63×8,7	40×5,6	32×4,5	32×4,5	32×4,5	25×3,5
Диаметр циркуляционного трубопровода $d_{\text{вн}} \times e$, мм	40×5,6	40×5,6	40×5,6	40×5,6	32×4,5	32×4,5	32×4,5	32×4,5	25×3,5	20×2,8	16×2,2	16×2,2	16×2,2	16×2,2	20×2,8
Подобные стояки															
Последний стояк															
											20×2,8	20×2,8	20×2,8	20×2,8	20×2,8

9.5.2. Влияние вида гидравлического регулирования циркуляции на распределение температуры горячей воды

Для того, чтобы показать влияние балансировки циркуляции на распределение температуры горячей воды для анализируемых вариантов исполнения системы, рассчитана температура в наивысших точках стояков для разных способов гидравлической балансировки системы.

Для системы без балансировочных устройств и при балансировке с помощью шайб подбор параметров циркуляционного насоса выполнен на основании рассчитанных сопротивлений при циркуляционных расходах, определенных нормативными требованиями PN [11]. В то же время в случае системы с терmostатическими клапанами циркуляционные расходы в отдельных стояках определены на основании норм [16], в соответствии с которыми во всех контурах системы наблюдается одинаковое остывание, а настройки этих клапанов соответственно подобраны для балансировки сопротивлений в отдельных контурах. Для расчета принята температура

воды на выходе из теплообменника ГВС $+60^{\circ}\text{C}$, а также применен насос с автоматически поддерживаемым постоянным давлением при циркуляционных расходах. Полученные результаты для классической системы из стальных оцинкованных труб (без теплоизоляции стояков) представлены на рис. 9.5. Для системы из полипропиленовых труб без теплоизоляции стояков результаты представлены на рис. 9.6, а для такой же системы с полной теплоизоляцией трубопроводов – на рис. 9.7.

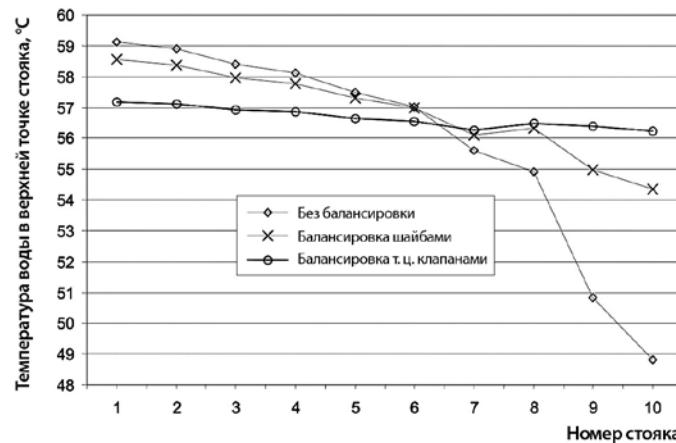


Рис. 9.5. Температура воды в верхних точках системы ГВС из стальных оцинкованных труб при разных способах балансировки

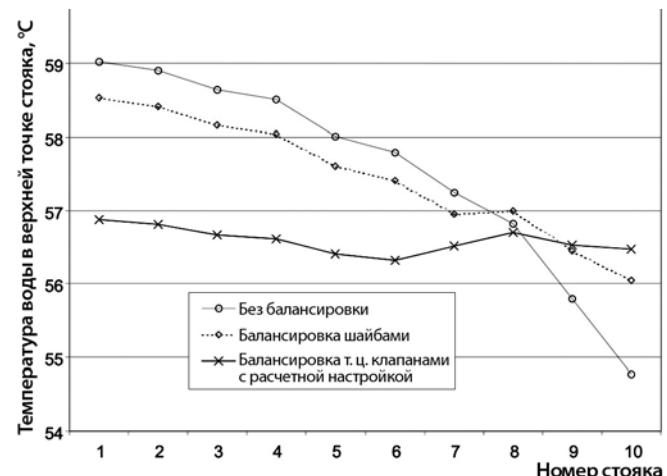


Рис. 9.6. Температура воды в верхних точках системы ГВС из полипропиленовых труб без теплоизоляции стояков при разных способах балансировки

Из данных рис. 9.5 следует, что для анализируемой системы разница температуры в верхних точках самого близкого и самого дальнего от теплового узла стояков без какой-либо балансировки составляет 10,3 К. При балансировке шайбами – 4,3 К, а при использовании терmostатических циркуляционных клапанов с рассчитанной для них настройкой – 1,0 К. Кроме того, в системе без балансировки в трех последних стояках температура горячей воды опускается ниже требуемого значения $+55^{\circ}\text{C}$, а при использовании шайб температура воды в последнем стояке ниже нормируемой.

Из расчетов следует, что расход циркуляционной воды в системе с терmostатическими циркуляционными клапанами меньше примерно на 21 % по сравнению с системой, балансируемой шайбами, и примерно на 40 % по сравнению с системой без балансировки. Теплопотери в системе с терmostатическими циркуляционными клапанами с подобранными настройками сравнимы с теплопотерями в системе, балансируемой с помощью шайб (ниже на 0,4 %).

На рис. 9.6 видно, что для системы без теплоизоляции стояков разница температуры в точках стояка, расположенных ближе всего и дальше всего от теплообменника ГВС, при отсутствии гидравлической балансировки, составляет 4,2 К, а при балансировке шайбами – 2,4 К. При использовании циркуляционных терmostатических клапанов и определении их настроек [4] эта разница составляет 0,4 К, температура составляет $56\ldots57^{\circ}\text{C}$, а максимальная разница этой температуры в системе – 0,6 К. При отсутствии балансировки в последнем стояке температура горячей воды понижается ниже требуемого значения $+55^{\circ}\text{C}$.

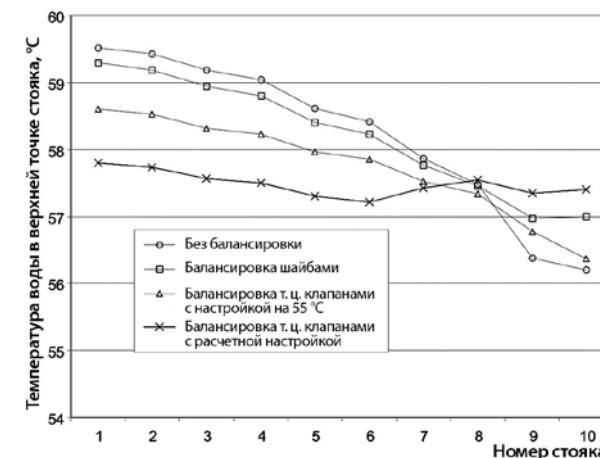


Рис. 9.7. Температура воды в верхних точках подающих стояков системы ГВС из полипропиленовых труб с теплоизоляцией всей системы при разных способах балансировки

На рис. 9.7 показано, что для системы с теплоизоляцией всех трубопроводов разница температуры в верхних точках ближайшего и самого дальнего от теплообменника ГВС стояков при отсутствии гидравлической балансировки составляет около 3,3 К, при балансировке шайбами – около 2,3 К. При использовании терmostатических циркуляционных клапанов и подобранный их настройке разница температуры такая же, как и в системе без теплоизоляции стояков, однако температура находится в границах от 57 до 58 °C. Также из рис. 9.7 следует, что в системе с теплоизоляцией всех трубопроводов для анализируемых способов гидравлической балансировки температура не опускается ниже требуемого значения +55 °C.

9.5.3. Влияние настроек терmostатических циркуляционных клапанов на распределение температуры горячей воды в системе

Балансировка циркуляции системы ГВС на основании циркуляционных расходов в отдельных стояках, определенных методом, которым предусматривается одинаковое охлаждение во всех контурах системы, дает хорошие результаты [8; 16]. В результате расчетов определяют пропускную способность k_v балансировочных устройств, выравнивающих гидравлическое сопротивление отдельных контуров системы.

На рис. 9.8 представлены подобранные с помощью специальной программы настройки терmostатических клапанов, а также распределение температуры в верхних точках подающих стояков системы из оцинкованных стальных трубопроводов, оборудованных терmostатическими циркуляционными клапанами.

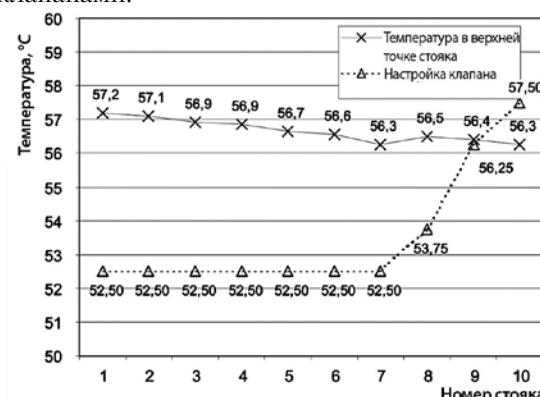


Рис. 9.8. Подобранные настройки циркуляционных клапанов и температура в верхних точках стояков для системы из стальных оцинкованных труб без теплоизоляции стояков

Судя по данным рис. 9.8, требуемое распределение температуры в системе достигается при различных настройках терmostатических клапанов. Для первых семи стояков (70 % системы) подобраны одинаковые настройки 52,5 °C. Далее настройки стояков повышаются и составляют: 53,75; 56,25 и 57,5 °C. Это гарантирует подобное распределение температуры горячей воды в самых высоких точках отдельных стояков (максимальная разница – 1 K).

Часто происходит так, что монтажники после установки терmostатических клапанов оставляют заводские настройки или устанавливают их на основании собственного опыта. Это может привести к неправильному функционированию новых или модернизированных существующих систем (отсутствие требуемого эффекта).

Проанализируем влияние других, отличающихся от расчетных, настроек терmostатических циркуляционных клапанов на распределение температуры в наивысших точках стояков.

В используемой расчетной программе, которая позволяет моделировать устанавливающуюся циркуляцию в системе ГВС, можно вручную вводить настройки терmostатических циркуляционных клапанов. Таким образом вводились поочередно для всех стояков одинаковые значения настроек клапанов – 60, 55 и 50 °C. Полученное распределение температуры в сравнении с температурой для расчетных настроек системы из стальных оцинкованных труб (без теплоизоляции стояков) представлены на рис. 9.9. Для идентичной за схемой системы, однако из полипропиленовых труб без теплоизоляции стояков, результаты представлены на рис. 9.10, а для такой же системы с полной теплоизоляцией трубопроводов – на рис. 9.11.

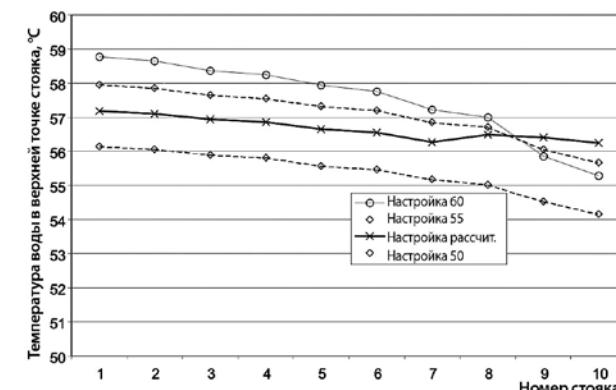


Рис. 9.9. Температура в верхних точках стояков системы из стальных оцинкованных труб (без теплоизоляции стояков) при расчетных настройках терmostатических циркуляционных клапанов, а также при разных постоянных значениях

Представленные на рис. 9.9 результаты расчетов показывают, что разница

температуры горячей воды в наивысших точках первого и последнего стояков системы из стальных оцинкованных труб (без теплоизоляции стояков) составляет:

- для расчетных настроек – 1 К;
- для настройки 60 °C – 3,5 К;
- для настройки 55 °C – 2,3 К;
- для настройки 50 °C – 2,0 К.

Температура воды ниже минимальной +55 °C появляется в системе при настройке клапанов на 50 °C.

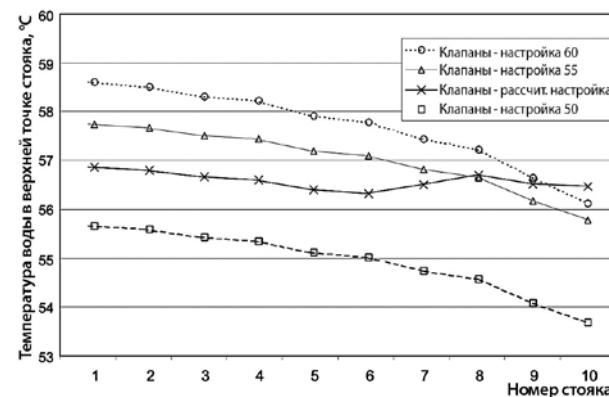


Рис. 9.10. Температура в верхних точках стояков системы из полипропиленовых труб (без теплоизоляции стояков) при расчетных настройках, а также при разных постоянных настройках терmostатических циркуляционных клапанов

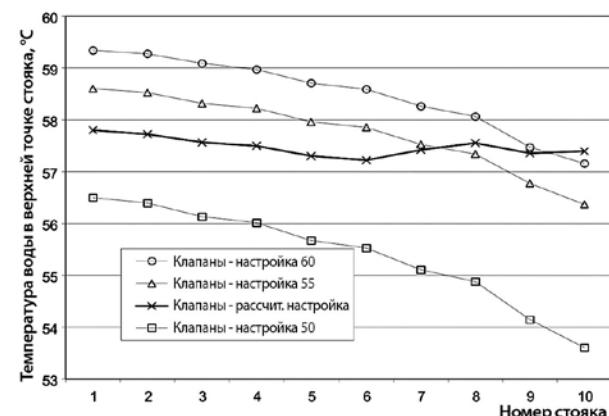


Рис. 9.11. Температура в верхних точках стояков системы из полипропиленовых труб (все трубопроводы теплоизолированы) при расчетных настройках, а также при разных постоянных настройках терmostатических циркуляционных клапанов

Из рис. 9.10 следует, что разница температуры горячей воды в наивысших точках первого и последнего стояков системы из полипропиленовых труб (без теплоизоляции стояков) составляет:

- для расчетных настроек – 0,6 К;
- для настройки 60 °C – 2,5 К;
- для настройки 55 °C – 1,9 К;
- для настройки 50 °C – 2,0 К.

Температура воды ниже минимальной +55 °C также появляется в системе при настройках клапана на 50 °C. В то же время из рис. 9.11 следует, что разница температуры горячей воды в наивысших точках первого и последнего стояков системы из полипропиленовых труб (без теплоизоляции стояков) составляет:

- для расчетных настроек – 0,6 К;
- для настройки 60 °C – 2,1 К;
- для настройки 55 °C – 2,2 К;
- для настройки 50 °C – 2,9 К.

Температура воды ниже +55 °C появляется в системе при установке клапанов на 50 °C.

Анализируя материал трубопроводов системы ГВС, можно утверждать, что он не имеет значительного влияния на распределение температуры в сравниваемых системах. В то же время значительное влияние на это распределение оказывает теплоизоляция трубопроводов. Теплоизоляция стояков приводит к уменьшению теплопотерь, а также к установке более высокой средней температуры воды в системе.

9.5.4. Выводы

Представленные выше результаты расчета параметров системы ГВС подводят к следующим выводам:

- в системе ГВС с правильно подобранными подающими и циркуляционными трубопроводами, но без балансировки циркуляции в период отсутствия водоразбора в системе, разница температуры в верхних точках самого удаленного и ближайшего стояков по отношению к узлу подогрева воды составляет свыше 10,0 К, а избыточное остывание воды наблюдается в 30 % стояков;
- при балансировке циркуляции с помощью дроссельных шайб разница температуры в крайних стояках составляет 4,3 К, а избыточное остывание воды наблюдается в последнем стояке (10 % стояков);
- при установке в системе терmostатических циркуляционных клапанов с расчетными настройками разница температуры в крайних стояках составляет 1,0 К и во всей системе достигается необходимая температура горячей воды;

- применение терmostатических циркуляционных клапанов позволяет достичь наилучших результатов в балансировке системы ГВС при расчетных предварительных настройках. Следует определять настройки терmostатических клапанов, используя метод, предполагающий одинаковое остыивание во всех контурах системы и принимая соответствующее на клапанах падение давления (авторитет клапана). Это ограничивает влияние случайных изменений сопротивления системы, связанных с ее монтажом, а также скоплением осадков на внутренней поверхности трубопроводов во время эксплуатации;

- для анализируемых систем удовлетворительное распределение температуры получено также при одинаковых настройках терmostатических циркуляционных клапанов, составляющих 60 и 55 °C;

- из всех проанализированных устройств для гидравлической балансировки системы лишь терmostатические циркуляционные клапаны с расчетными настройками, предполагая, что охлаждение одинаково во всех контурах, позволяют достичь наиболее приближенное к запроектированному распределение температуры в системе ГВС;

- в системе ГВС с правильно подобранными подающими и циркуляционными трубопроводами, а также балансировочными устройствами и стояками, отсутствие теплоизоляции увеличивает затраты тепловой энергии для обеспечения циркуляции более чем на 30...40 %;

- влияние материала изготовления трубопроводов на теплопотери и затраты энергии на работу насоса в эксплуатационных условиях системы не учитываются. Энергия на работу насоса для отдельных решений балансировки, за исключением системы без балансировочных устройств, составляет 3...5 % от теплопотерь системы.

Следует подчеркнуть, что представленные выше выводы относятся к полностью исправной системе, в которой отсутствует накипь. При длительной эксплуатации системы распределение температуры может быть существенно хуже от ожидаемого.

Литература

1. Brydak-Jeżowiecka D., Jeżowiecki J.: Obliczanie układów cyrkulacyjnych w systemach c.w.u. metodą względnych parametrów hydraulicznych, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 1979, nr 3, s. 81-83.
2. Brydak-Jeżowiecka D., Jeżowiecki J., Tiukało A., Toton B.: Procedura obliczeń instalacji c.w.u. metodą względnych parametrów, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 1983, nr 5, s. 123-126.
3. Chudzicki J., Sosnowski S.: Instalacje wodociągowe projektowanie wykonanie eksploatacja, Warszawa, Wydawnictwo „Seidel-Przysiecki” Sp z o. o., 2005.
4. Chudzicki J.: Instalacje ciepłej wody użytkowej, Warszawa—Poznań, Biblioteka Fundacji poszanowania energii. Sorus, 2006.
5. DIN 1988: Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen (TRWI). Auflage 3, 2005.
6. Chybowski B.: Instalacje ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Arkady, 1973.
7. Jeżowiecki J., Kijak S., Tiukało A., Toton B.: Zastosowanie metody względnych parametrów do obliczeń instalacji cyrkulacyjnych c.w.u., Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 1983, nr 9, s. 194-198.
8. Małysa A., Szaflik W.: Określenie warunków pracy instalacji ciepłej wody z cyrkulacją na podstawie parametrów pracujących instalacji, w: XI International Conference Air Conditioning Protection District Heating, Wrocław – Szklarska Poręba, 23-26 June 2005. Wydawnictwo PZITS nr 855, s. 357-362.
9. Małkowski S.: Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Arkady, 1981.
10. Nejranowski J., Szaflik W.: Wpływ regulacji hydraulicznej i izolacji ciepłej wody użytkowej z cyrkulacją na rozkład temperatury w przewodach. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 2008, nr 12.
11. Norma PN-92/B-01706. Instalacje wodociągowe. Wymagania w projektowaniu.
12. Norma PN-B-02421. Izolacje cieplne przewodów, armatury i urządzeń. Wymagania i badania odbiorcze.
13. Projekt badawczy Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego 3 T10B 030 29 realizowany pod kierunkiem W. Szaflika, Ocena warunków, możliwości i sposobów dezynfekcji termicznej instalacji ciepłej wody użytkowej w aspekcie racjonalizacji zużycia ciepła, Maszynopis, Szczecin, grudzień 2008.
14. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12.04.2002 w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie, Dz. U. nr 75, poz.690.
15. Szaflik W.: Współpraca cyrkulacyjnych podpinowych zaworów termoregulacyjnych z instalacją ciepłej wody i ich dobór, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 2007, nr 12.

16. Szaflik W.: Projektowanie jednostopniowych bezzasobnikowych układów ciepłej wody użytkowej z priorytetem jej przygotowania, Instal, 2005, nr 9, s. 50-55.
17. Technische Regel Arbeitsblatt W 553, Dezember 1998 Bemesung von Zirkulationssystemen in zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen.
18. Walden H., Stasiak J.: Mechanika cieczy i gazów w inżynierii sanitarnej, Warszawa, Arkady, 1971.
19. Zarządzenie Nr 47 Ministra Gospodarki Terenowej i Ochrony Środowiska z dnia 10.08.1974 r., Dziennik Budownictwa 1974, nr 6, Ramowe wytyczne projektowania instalacji centralnej ciepłej wody w budownictwie mieszkaniowym wielorodzinny.

10. ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ МЕСТНЫХ И ИНДИВИДУАЛЬНЫХ УЗЛОВ ПОДГОТОВКИ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

10.1. Введение

В системе ГВС крайне важную роль играет правильная работа источника горячей воды. Его неправильная работа может привести к перебоям в подаче горячей воды. Среди основных требований к источнику горячей воды необходимо выделить [8]:

- бесперебойность подачи горячей воды соответствующей температуры в каждый момент времени и в необходимом количестве;
- возможность регулирования температуры горячей воды;
- соответствие качества поступающей от источника воды санитарным нормам;
- легкость обслуживания и надежность работы;
- низкие эксплуатационные и, по возможности, невысокие инвестиционные затраты.

Подготовка горячей воды в жилых зданиях, например, в одноквартирном жилом здании или квартире, может происходить прямо у потребителя и даже непосредственно перед водоразборной точкой. В многоквартирном здании или нескольких таких зданиях подготовка горячей воды может проводиться в центральном тепловом пункте. В этой связи принято выделять три способа подготовки горячей воды:

- на месте – подогрев воды осуществляется перед водоразборной точкой;
- индивидуально – подготовленная вода предназначена для нескольких водоразборных точек, например, для квартиры;
- центрально – подогрев воды осуществляется в котельной или теплопункте для одного или нескольких зданий.

Подготовку горячей воды могут осуществлять в теплообменниках теплосети, от источника электроэнергии, газа или другого источника энергии. Системы подготовки горячей воды делят на группы в зависимости от вида энергии для подогрева воды:

- сжигаемое твердое топливо (дерево, уголь, кокс);
- сжигаемое жидкое топливо (мазут);
- сжигаемое газовое топливо (природный газ);
- электроэнергия;
- продукты сгорания двигателя внутреннего сгорания;
- солнечная энергия.

Передача энергии в различных узлах подготовки воды может происходить напрямую, а также посредством водяного пара или сетевой (греющей) воды. Подготовка горячей воды может осуществляться в проточных узлах, в которых мощность теплообменников соответствует максимально-му секундному расходу теплоты на подготовку горячей воды. Кроме того, применяют также схемы с емкостными теплообменниками, в которых количество подогреваемой воды значительно превышает количество воды, находящееся в нагревающей части теплообменника. Такая схема характеризуется меньшей тепловой мощностью, чем максимальная потребность в тепловой энергии. В момент максимального водоразбора происходит расход накопленной в теплообменнике и подогретой ранее горячей воды. В прошлом популярностью пользовались также схемы с «емкостным» источником, подогревающим горячую воду. Основным элементом такой схемы была емкость с источником нагрева и с проточным нагревателем, через который проходила подогреваемая вода. В настоящее время такие устройства практически не применяют. Кроме того, существуют схемы с проточным теплообменником и отдельным баком, в котором происходит накопление горячей воды.

Каждая из перечисленных выше схем имеет свои преимущества и недостатки, однако многолетний опыт эксплуатации и результаты проводимых исследований на датских теплосетях [1] позволили прийти к выводу, что, с точки зрения энергоэффективности и качества горячей воды, наиболее выгодным является применение проточных систем по подготовке горячей воды. Согласно датским исследованиям, децентрализованные системы с минимальным расстоянием между местом подогрева горячей воды и водоразборной точкой в значительной степени сокращают риск развития бактерий в системе, а также позволяют максимально снизить потери тепловой энергии. Учитывая вышеперечисленные преимущества, большинство датских теплоэнергетических предприятий рекомендует применять проточные системы.

Отсутствие циркуляции между источником горячей воды и водоразборной точкой приводит к существенному снижению эксплуатационных затрат. Стоимость горячей воды зависит от вида топлива и его цены. Выбирая соответствующую систему подогрева воды, необходимо всегда принимать во внимание локальные возможности по поставке топлива или подключению к сети, а также эксплуатационные, архитектурные и другие особенности объекта. Преимущество отдается тем техническим решениям, инвестиционные и эксплуатационные затраты которых являются наиболее низкими, а сам процесс эксплуатации системы не вызывает трудностей и проблем.

Первоначально подготовка горячей воды происходила в месте ее

потребления, и только с началом эры центрального отопления свое применение также нашли центральные системы ГВС. На рис. 10.1 представлено устройство подготовки горячей воды с емкостным теплообменником от пара, которое берлинская фирма «Nationale Radiator Gesellschaft» представила рынку еще в 1911 году [6].

Подготовка горячей воды исключительно в месте ее потребления, которую сегодня еще можно встретить в старых объектах, – это система с угольной печью. Продолжительность нагрева воды до температуры 40 °С при полном баке составляет около 45 мин. Данный водоподогреватель обеспечивает горячей водой только одну водоразборную точку. Его КПД зависит от количества принимаемых ванн: при первой – 30 %, а при второй – 40...50 %. Общий КПД с учетом обогрева помещения составляет около 64...70 %. Такой подогреватель состоит из чугунного основания, на котором размещена емкость в виде цилиндра с водой. Объем цилиндра составляет от 90 до 120 и даже 200 дм³. В основании расположена топка с решеткой и облицовкой из шамотного кирпича. В емкости, которая работает без давления, находится вертикальный дымоход, через который проходят продукты сгорания, нагревая находящуюся в емкости воду. Расход горячей воды изменяется путем открытия вентиля подачи холодной воды в емкость. Вода, поступая снизу, вытесняет горячую воду. Именно поэтому данная емкость получила название вытесняющей [4]. Схема описанного узла представлена на рис. 10.2.

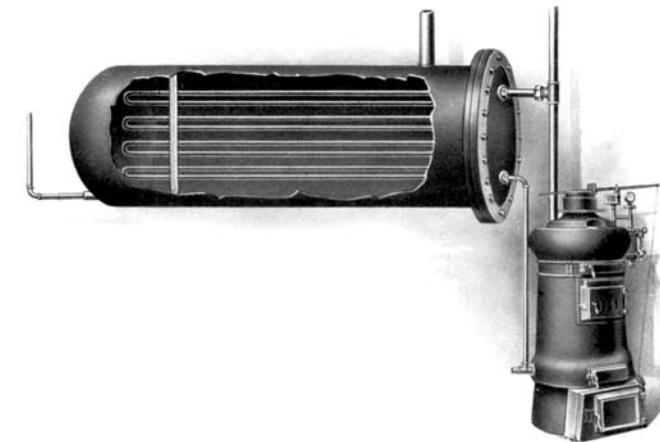


Рис. 10.1. Устройство по подготовке горячей воды с емкостным паровым теплообменником

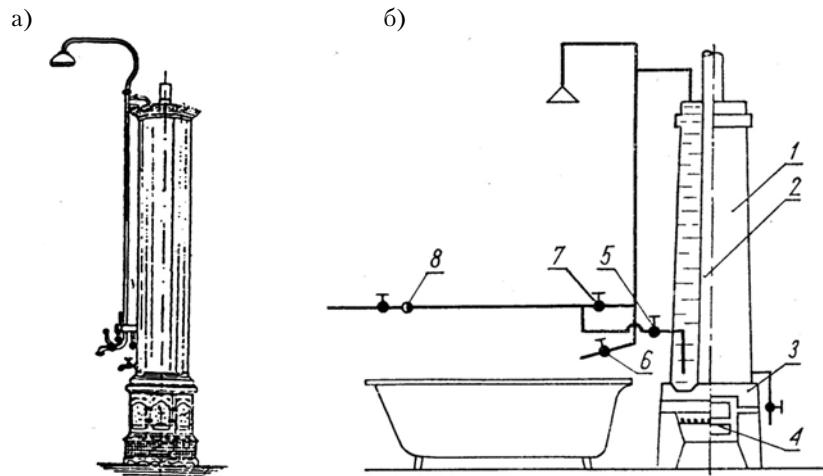


Рис. 10.2. Угольный водоподогреватель: а) общий вид; б) схема подключения:
1 – колонна подогревателя (емкость); 2 – дымоход; 3 – основание;
4 – топка; 5..7 – водоразборные краны, 8 – обратный клапан

Современное устройство подготовки горячей воды в месте ее потребления выполняют с:

1) узлом накопления горячей воды:

- емкостный подогреватель с внутренней системой подогрева воды;
- проточный подогреватель с баком-аккумулятором;

2) проточным подогревателем без бака-аккумулятора.

Используемая энергия для подготовки горячей воды от:

- сетевой воды из системы централизованного теплоснабжения;
- пара;
- газа;
- электрического тока.

В емкостных подогревателях подогреваемая вода находится в емкости (баке-аккумуляторе), а в проточных подогревателях вода протекает через теплообменник. Применение нашли также решения с емкостью, в которой находится нагревательный элемент. Через этот элемент протекает вода и подогревается [5]. В таком устройстве тепловая мощность теплообменника должна покрывать максимальный расход теплоты, потребляемой с горячей водой. Проточные подогреватели с баком-аккумулятором оборудованы насосом, отбирающим холодную воду из нижней части емкости и перекачивающим ее через подогреватель (теплообменник).

10.2. Емкостные водоподогреватели

Основным элементом системы с емкостным водоподогревателем является бак-аккумулятор, в котором находится вода с подогревающим ее источником теплоты. Чаще всего в качестве источника теплоты выступает нагревающая спираль, расположенная в баке. Емкостные водоподогреватели применяют при низкой эффективности источника теплоты с целью подогрева горячей воды до соответствующей температуры, покрывая при этом пиковую секундную потребность в расходе. При низкой тепловой мощности водоподогревателя продолжительность подогрева воды в баке больше, чем продолжительность ее потребления и расхода для необходимых потребителю целей. В емкостных водоподогревателях используют такое явление, как термическая стратификация, имеющая место при поступлении холодной воды в нижнюю часть бака с горячей водой. Холодная вода собирается в нижней части бака, вытесняя горячую воду в его верхнюю часть, откуда происходит разбор горячей воды. Выравнивание температуры воды, находящейся в верхней и нижней части бака, происходит только по истечении определенного периода времени. Потребитель, расходуя горячую воду, наполняет бак холодной водой и, таким образом, может теоретически израсходовать всю накопленную в баке горячую воду. Подогрев холодной воды осуществляется от нагревательного элемента, расположенного в нижней части водоподогревателя.

Считается, что наиболее комфортным и одновременно наиболее дорогостоящим решением для жильцов является подготовка горячей воды в емкостных или проточных водоподогревателях с баком-аккумулятором. В квартирах чаще всего устанавливают баки емкостью 80, 120, 160 и 200 дм³.

Подогрев воды в баке зачастую осуществляют при помощи:

- установленного в подогревателе теплообменника типа «вода-вода» (нагревающая спираль в емкостном водоподогревателе, подключенном к системе центрального отопления);

- теплообменника типа «продукты сгорания–вода» (дымоход, обеспечивающий турбулизацию продуктов сгорания в газовых емкостных водоподогревателях);

- электрической спирали в электрических водоподогревателях (электрических бойлерах).

Преимуществом емкостных водоподогревателей (с баком-аккумулятором) является большое количество накопленной горячей воды для немедленного и одновременного использования несколькими водоразборными точками, стабильность температуры потребляемой воды при нестабильном характере ее потребления, возможность подключения циркуляционного трубопровода квартирной системы ГВС, а значит мгновенный расход

воды из водоразборной арматуры, не дожидаясь сброса холодной воды из трубопровода.

Применение вышеописанного технического решения наиболее целесообразно, если точка разбора горячей воды находится на значительном расстоянии от источника теплоты (более 6 м), если существует большая вероятность одновременного водоразбора в нескольких точках (например, в нескольких ванных комнатах), а также при наличии соответствующего места для установки.

Среди недостатков емкостного водоподогревателя выделяют дополнительное потребление тепловой энергии, связанное с теплопотерями через его наружную поверхность в окружающую среду, а при циркуляции воды – с теплопотерями трубопроводов, и потребление электроэнергии циркуляционным насосом. К недостаткам также можно отнести размеры водоподогревателя, который занимает определенный объем квартирного пространства.

Емкостный водоподогреватель, запитанный от нагревающего элемента из системы центрального отопления, применяют, если мощность узла подогрева не может обеспечить подогрев необходимого в данный момент времени количества горячей воды до соответствующей температуры, а, значит, увеличение нагревательной мощности системы является экономически необоснованным. Первоначально такие системы применяли исключительно с технической точки зрения. Основным элементом такого водоподогревателя является бак, в котором накапливается горячая вода, а неотъемлемой частью подогревателя является система подогрева воды. В качестве такой системы может выступать, например, спираль и теплоноситель (вода). Чаще всего такой водоподогреватель работает в закрытой системе. В данном случае требуется обеспечить безопасность работы водоподогревателя, установив обратный клапан и сбросной клапан, который гарантирует, что рабочее давление в баке не будет превышено более чем на 10 %. Для устранения потерь от слива воды через сбросной клапан, на трубопроводе между водоподогревателем и баком устанавливают выравнивающую емкость из нержавеющей стали, прошедшую сертификацию в Государственном санитарно-гигиеническом институте.

Емкостные водоподогреватели оборудованы узлом регулирования температуры горячей воды. В таких водоподогревателях используют явление температурной стратификации (расслоения по вертикали) воды. С учетом данного явления водоподогреватель принято размещать в вертикальном положении. Схема подключения емкостного водоподогревателя к системе центрального отопления и ГВС представлена на рис. 10.3.

Электрические емкостные водоподогреватели сконструированы аналогично водоподогревателям с нагревающим элементом, но вместо спирали

они оборудованы электрическим нагревающим элементом. Принято выделять водоподогреватели открытого типа (низкого давления) и закрытого типа (высокого давления).

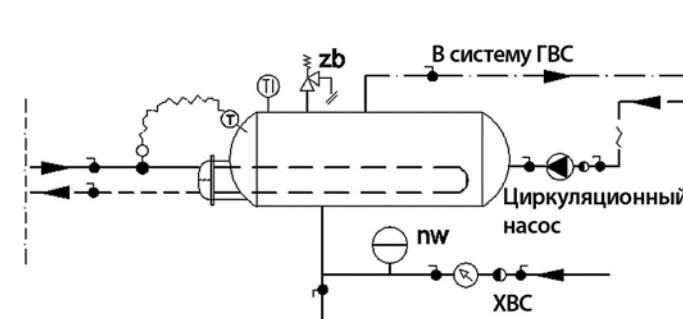


Рис. 10.3. Схема подключения емкостного водоподогревателя к системе центрального отопления и ГВС: nw — выравнивающая емкость, zb — предохранительный клапан

Емкостные водоподогреватели открытого типа производят различных размеров. Вода в них подогревается непосредственно с помощью электрических нагревателей. Чаще всего такой водоподогреватель используют при подготовке воды для одной водоразборной точки. Размер водоподогревателя зависит от количества расходуемой воды при одном водоразборе. Водоподогреватель открытого типа размещают непосредственно в месте водоразбора, например, в кухне или ванной. Небольшие водоподогреватели чаще всего устанавливают непосредственно над или под санитарными приборами. Водоподогреватель больших размеров монтируют несколько выше или ниже прибора. В водоподогревателе открытого типа подогреваемая вода всегда находится в прямом контакте с окружающей средой (атмосферой), даже при закрытой водоразборной арматуре горячей воды. Отсутствует также воздействие давления системы водоснабжения на бак. Подключенный смеситель сконструирован таким образом, что открытие крана горячей воды приводит к расходу горячей воды и к подаче холодной воды в водоподогреватель. Во время подогрева происходит увеличение объема воды, а образовавшийся ее избыток поступает через перелив водоразборного смесителя обратно в прибор. Схема работы водоразборного смесителя и водоподогревателя открытого типа представлена на рис. 10.4.

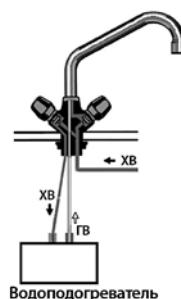


Рис. 10.4. Схема работы водоразборного смесителя и водоподогревателя открытого типа

Если планируется увеличенный расход горячей воды, например, в ванной или душевой, то рекомендуется применять водоподогреватель большего объема: 80 или 100 дм³. Если подогрев горячей воды может осуществляться в ночное время суток, а жилое помещение оборудовано многотарифным счетчиком, то подогрев воды можно проводить только в ночное время (по более низкой стоимости). Вода, находящаяся в баке открытого типа, подогревается при помощи плунжерных нагревателей в сочетании с одной или несколькими спиральными нагревателями. В данном случае внутреннюю емкость бака изготавливают из меди, эмалированной стали или из полимерного материала (особенно в водонагревателях небольшого объема). Водоподогреватели оснащают узлом регулирования температуры нагрева воды. Схема накопительного водоподогревателя небольшого объема представлена на рис. 10.5.



Рис. 10.5. Схема накопительного водоподогревателя [8]

Чаще всего регулирование температуры осуществляется при помощи терmostата с капиллярной трубкой, управляющей работой механического выключателя, который открывает или закрывает электрическую цепь

в зависимости от установленной температуры. Диапазон регулирования температуры составляет от 10 до 80 °C.

Водоподогреватель оснащен ограничителем температуры, который при повреждении регулятора температуры автоматически произведет отключение нагревающих спиралей. В качестве такого ограничителя может быть использован плавкий предохранитель (сухое предохранение). Поскольку при данном типе водоподогревателя могут наблюдаться продолжительные перерывы в водоразборе, необходимо соответствующим образом теплоизолировать бак-аккумулятор, ограничивая, таким образом, теплопотери горячей воды. При охлаждении воды система регулирования обеспечит ее подогрев до соответствующей температуры. Во избежание замерзания воды в баке, размещенном в неотапливаемом помещении, не рекомендуется отключать водоподогреватель от сети электропитания, а лучше всего вообще не устанавливать такие водоподогреватели в помещениях такого типа.

К емкостным водоподогревателям открытого типа можно отнести автоматы по подготовке кипяченой воды (кипятильники), которые применяют на предприятиях, в офисах и столовых для подготовки кипятка для горячих напитков. Такие автоматы могут быть подсоединены к большим установкам по приготовлению чая или кофе. В зависимости от потребности, данные автоматы производят емкостью 8, 10, 20, 30 и 60 дм³ и мощностью от 2 до 9 кВт. Аппараты оборудованы наружным индикатором уровня воды. Чаще всего они имеют стеклянный или пластиковый бак с нанесенной шкалой. Кипятильники также оснащены вращающимся смесительным краном; вода подогревается до температуры кипения. Такие аппараты применяют для приготовления кофе или чая. На рис. 10.6 представлена схема кипятильника емкостью 5 дм³.



Рис. 10.6. Разрез кипятильника (водоподогревателя) для приготовления воды [8]

Электрические емкостные водоподогреватели закрытого типа (напорные)

Напорные водоподогреватели – это приборы, которые работают под

давлением воды в водопроводе и, как правило, обеспечивают водой несколько водоразборных точек в квартирах (кухне и ванной), кухнях гастрономических предприятий, прачечных, душевых на промышленных предприятиях, в небольших организациях, например, в парикмахерских, булочных, скотобойнях и т. д. Такие водоподогреватели имеют емкость 300 дм³ и более и обеспечивают постоянную температуру воды 60 °C. Их установку необходимо проводить согласно действующей норме безопасности (PN - 76/B - 02440).

Для снижения затрат на подготовку горячей воды часто прибегают к подогреву посредством электроэнергии в непиковые часы потребления электроэнергии (т. е. по ночному тарифу), при этом электрическая система должна быть оборудована многотарифным счетчиком электроэнергии и часовым механизмом, управляющим включением нагревателя. В такой ситуации накопленное количество воды соответствует объему бака. Для обеспечения бесперебойной подачи горячей воды, применяют водоподогреватели с двумя спиральями, одна из которых работает от электроэнергии в ночное время, а другая – днем. В данной конструкции происходит рост затрат на приготовление горячей воды.

Температура горячей воды, потребляемой из водоподогревателя, не должна превышать 60 °C.

Для семьи из четырех человек достаточным будет количество воды, накопленное в водоподогревателе объемом 300 дм³. В крупных системах применяют электрические водоподогреватели с баком горячей воды емкостью около 1000 дм³ [8]. Такие баки изготавливают из нержавеющей или эмалированной стали, а также из меди. В качестве нагревающего элемента используют спирали. КПД водоподогревателя составляет около 98 %, а КПД эксплуатации системы – 70...75 %. В случае потребности в большом количестве горячей воды водоподогреватели закрытого типа соединяют последовательно, что представлено на рис. 10.7.

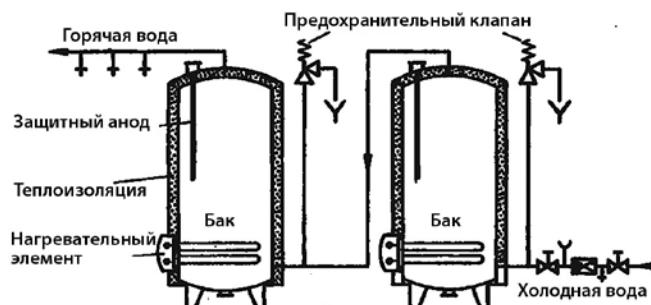


Рис. 10.7. Соединение водоподогревателей [8]

Газовые емкостные водоподогреватели

Газовый емкостный водоподогреватель – это прибор непосредственно подогрева воды, оборудованный собственной газовой горелкой. Такой водоподогреватель оснащен баком, обеспечивающим водоразбор в нескольких точках. Объем газового нагревателя колеблется от нескольких десятков до нескольких сотен литров. Водоподогреватели оборудованы датчиком, который обеспечивает постоянную заданную температуру накаленной воды в диапазоне от 40 до 75 °C. Такие водоподогреватели могут быть оснащены баком открытого или закрытого типа. Газовый водоподогреватель может работать в системе с циркуляцией воды. КПД таких водоподогревателей выше, чем проточных. Чаще всего включение такого водоподогревателя происходит от электронного розжига.

Газовая часть водоподогревателя имеет три вида защиты:

- защита от утечки газа: гарантирует отсутствие утечки газа из прибора, если погаснет пламя в горелке. В устройствах с автоматическим воспламенением роль такого предохранителя выполняет ионизационный электрод. При наличии пламени образуется электрический ток, проходящий через катушку электромагнитного клапана в газовой подводке. Отсутствие тока (пламени) приводит к перекрытию подачи газа через электромагнитный клапан-ограничитель температуры, датчик температуры, отключающий подачу газа к горелке, если температура воды достигает установленного или максимально допустимого значения. Данный вид защиты предохраняет теплообменник от перегрева или прогорания, например, в случае отсутствия в нем воды;

- датчик тяги, применяемый в атмосферных водоподогревателях, предохраняет от попадания продуктов сгорания в помещение при неисправности дымохода или возникновении проблем с выводом продуктов сгорания в дымоход. В основе работы данного датчика лежит измерение температуры в прерывателе тяги. Если разогретые продукты сгорания попадают в помещение через прерыватель тяги, то происходит нагрев датчика температуры, что, в свою очередь, приводит к выключению горелки.

Приборы для подогрева горячей воды с дополнительным электропитанием

К таким приборам относят водоподогреватели, в которых электроэнергия используется в качестве дополнительного источника теплоты для подогрева горячей воды, например, в топливных водоподогревателях с дополнительным электронагревателем. К таким приборам относят также водоподогреватели, работающие на солнечной энергии или от системы центрального отопления в зимний период времени, и оборудованные электрическими нагревателями на случай необходимости.

10.3. Проточные водоподогреватели с баком

Проточную систему с напорным насосом и баком-аккумулятором используют уже долгое время [2; 5]. Подача воды к водоразборной точке осуществляется через арматуру, подключенную к баку трубопроводами системы ГВС. Бак-аккумулятор подключен с напорной стороны, где установлен подогревающий воду теплообменник и насос. Насос всасывает воду из нижней части бака и подает ее в теплообменник, в котором вода подогревается до соответствующей температуры, а затем поступает в верхнюю часть бака. Принципиальная схема такой системы представлена на рис. 10.8.

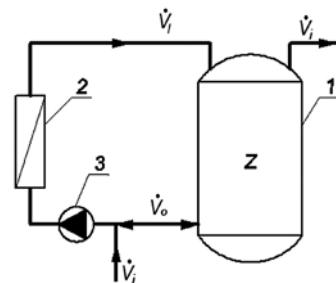


Рис. 10.8. Принципиальная схема проточной системы с насосом и баком-аккумулятором: 1 – бак-аккумулятор; 2 – теплообменник; 3 – насос

Если разбор воды превышает подачу насоса, вода из бака постепенно убывает. А если находится на том же уровне, то весь водоразборный расход проходит через теплообменник, минуя при этом бак (\dot{V}_o). Бак-аккумулятор в данном случае находится в равновесном состоянии. Если расход воды меньше, чем подаваемый насосом расход воды ($\dot{V}_i > \dot{V}_o$), то происходит наполнение бака.

В прошлом такие системы применяли в крупных узлах подготовки горячей воды. В системах с запиткой от котла центрального отопления в односемейных домах первоначально применяли нагревающую спираль в баке-аккумуляторе или наружный нагревающий пояс (рубашку), подключенные к котлу. В настоящее время, благодаря развитию технологии производства и наличию на отопительном рынке компактных теплообменников, начали использовать проточную систему с насосом и баком-аккумулятором. Схема такой системы с узлом автоматического регулирования представлена на рис. 10.9.

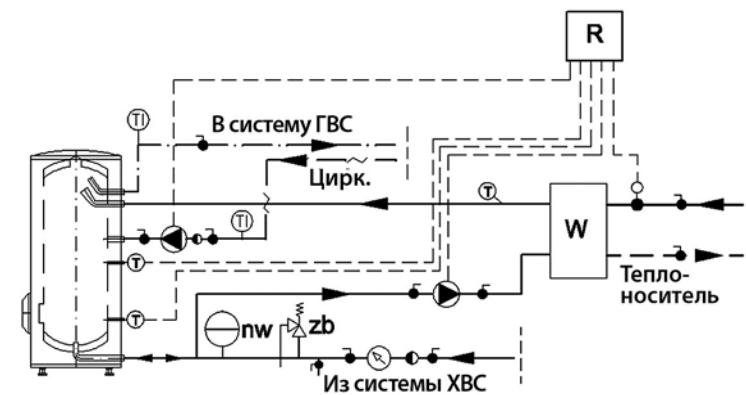


Рис. 10.9. Принципиальная схема проточной системы подготовки горячей воды с напорным насосом и баком-аккумулятором, а также узлом автоматического регулирования: nw – выравнивающая емкость, zb – предохранительный клапан

10.4. Проточные водоподогреватели

Принцип работы проточного водоподогревателя достаточно прост. В момент потребления горячей воды, она проходит через подогреватель (теплообменник), где достигает соответствующей температуры, а затем поступает к водоразборной точке, где происходит ее разбор. Такой водоподогреватель применяют, если производительность источника теплоты достаточно высока, а водоподогреватель характеризуется достаточной тепловой мощностью, чтобы удовлетворить секундную потребность в теплоте на подогрев горячей воды. Например, для подогрева 0,1 дм³ (0,1 кг) воды в течение 1 с от температуры 10 °C до температуры 40 °C потребуется мощность равная:

$$P = m_{cw} c_{cw} \Delta t = 0,1 \cdot 4,2(40 - 10) = 12,6 \text{ кВт.}$$

В квартирных системах максимальная секундная потребность в тепловой энергии для подготовки горячей воды часто превышает потребность в отоплении. Именно по этой причине в зданиях, получающих тепловую энергию из индивидуальных квартирных котельных установок, проточные водоподогреватели не применяют.

Проточные водоподогреватели, запитанные от системы центрального отопления

В зданиях, получающих тепловую энергию из централизованной или локальной сети теплоснабжения, в настоящее время применяют квартирные тепловые пункты (КТП), предназначенные как для отопления, так и горячего водоснабжения квартиры.

На рис. 10.10 представлена схема такой системы.

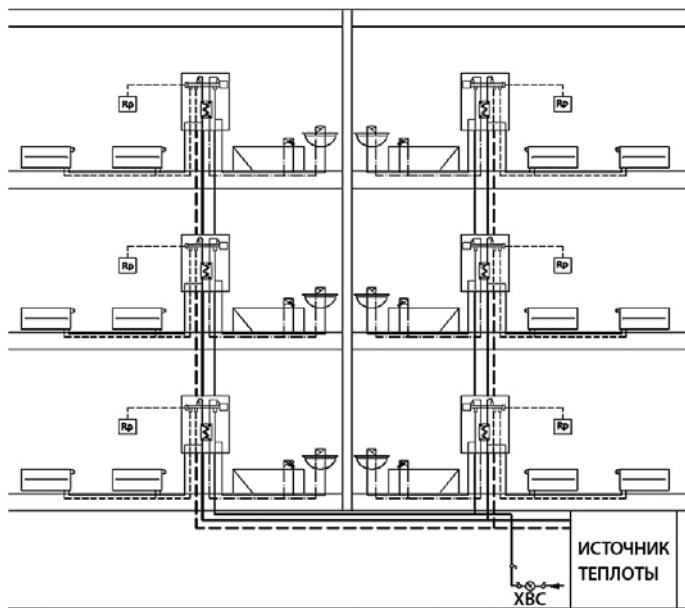


Рис. 10.10. Схема системы с индивидуальными квартирными теплопунктами [10]

При таком техническом решении затраты на монтаж снижаются по сравнению с традиционной системой. Уменьшается количество подводимых к квартире стояков до необходимого минимума – отпадает необходимость в подающих и циркуляционных стояках системы ГВС, а также уменьшается количество труб горизонтальной разводки. На рис. 10.11 представлена динамика коэффициента неодновременной работы квартирных узлов приготовления горячей воды по отношению к количеству подключенных КТП.

Коэффициенты неодновременной работы узлов приготовления горячей воды квартирных тепловых пунктов

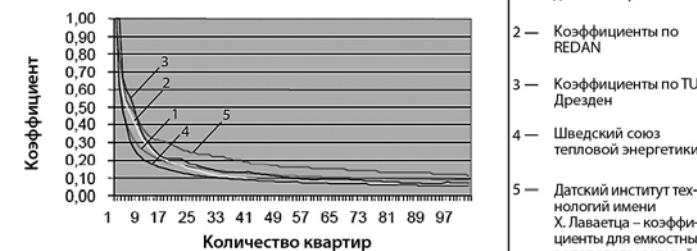


Рис. 10.11. Коэффициент неодновременной работы узлов приготовления горячей воды квартирных тепловых пунктов [10]

В здании размещено как минимум несколько КТП, работающих в приоритетном режиме подготовки горячей воды. На графике видно, что увеличение количества таких устройств снижает потребность в тепловой энергии для КТП по отношению к источнику теплоты. Установка теплосчетчика на подводке к КТП позволяет производить одновременный учет теплопотребления системами отопления и ГВС. При потреблении горячей воды гидравлический смесительно-балансировочный клапан производит переключение потока греющей воды на теплообменник ГВС.

Соответствующая установка клапана предотвращает осаждение накипи в теплообменнике ГВС. Это дает возможность сэкономить материалы и, прежде всего, энергию. Такой КТП может быть оборудован индивидуальным недельным программатором, что позволяет пользователю выбрать время и температуру подогрева. На рис. 10.12 показана базовая версия технологической схемы КТП и системы ГВС.

Основные принципы проектирования системы с КТП компании Данфосс представлены в материалах компании. При проектировании и монтаже системы с КТП необходимо придерживаться следующих рекомендаций [10]:

1. Монтаж КТП необходимо осуществлять как можно ближе к подающим трубопроводам;
2. При довольно большом расстоянии между подающим стояком и КТП, подбирая диаметр трубопроводов, необходимо учитывать потери давления в них;
3. При довольно большом расстоянии между КТП и источником теплоты, что может увеличить время ожидания поступления горячей воды из водоразборной точки в летний период времени, необходимо обеспечить циркуляцию;

4. Внутренний объем подающих трубопроводов к каждой водоразборной точке не должен превышать 3 дм³;

5. Если существует вероятность увеличения времени ожидания горячей воды, необходимо организовать циркуляцию подводящих к КТП трубопроводов либо трубопроводов, разводящих горячую воду по квартире;

6. Выбирая место монтажа КТП, необходимо обеспечить удобство доступа к измерительным приборам или прибору удаленного снятия показаний;

7. Месторасположение и монтаж КТП должны гарантировать отсутствие несанкционированного доступа;

8. Выбирая модель КТП, следует учитывать способ регулирования системы отопления в квартире;

9. Перед выбором КТП необходимо провести расчет всей системы.



Рис. 10.12. Схема КТП для отопления и горячего водоснабжения [10]

Электрические проточные водоподогреватели

Приборы данного типа предназначены для мгновенного подогрева воды во время ее потребления. Они, как правило, не дорогие, но характеризуются большим потреблением электроэнергии. В таких приборах применяют нагревающие элементы в виде спирали, обеспечивающие мощность 12, 16, 18, 21 или 24 кВт.

Подогреваемая вода протекает с большой скоростью вдоль ТЭНа. Иногда для непосредственного подогрева воды применяют неизолированные нагреватели в отдельных керамических нагревательных блоках. Такая конструкция позволяет использовать водонагревателя для подготовки воды повышенной жесткости. Подключение к электросети должно быть выполнено согласно требованиям, предъявляемым к электроприборам. Водонагреватели оснащены предохранителями от поражения током и от перегрева воды. Потребление электроэнергии происходит только в момент расхода горячей воды. Отсутствуют теплопотери, вызванные перерывами в работе водонагревателя.

В термических проточных водонагревателях, оборудованных небольшим

баком-аккумулятором емкостью 3...10 дм³, увеличение мощности нагрева происходит постепенно при помощи термостата. Такое решение позволяет мгновенно получать горячую воду и ограничивать изменение ее температуры на выходе.

Включение и выключение подачи электроэнергии к нагревающим элементам, как правило, происходит при помощи гидравлического водяного контактора. Он реагирует на разницу давления воды, возникающую в трубе Вентури, расположенную на трубопроводе нагреваемой воды и зависящую от ее расхода. Температура подогреваемой воды зависит от расхода воды и мощности нагревательных элементов. В самых простых моделях проточных водонагревателей без встроенного датчика расхода воды увеличение расхода воды приводит к снижению ее температуры на выходе. На рис. 10.13 представлена схема современного проточного водонагревателя. Встроенный в систему управления микропроцессор регулирует мощность нагрева в зависимости от заданной температуры воды на выходе. Температуру воды можно установить в диапазоне от 30 до 60 °C посредством устройства регулирования температуры. Водонагреватель оснащен плавным регулированием мощности нагрева в зависимости от расхода воды и заданной температуры. Электронное управление водонагревателя позволяет сэкономить до 20 % электроэнергии по сравнению с другими видами управления (термическим и гидравлическим). Нагревающий блок устойчив к выпадению накипи. Расход горячей воды может осуществляться непосредственно из водонагревателя или удаленной от него водоразборной точки. Большинство проточных водонагревателей имеет степень защиты IP 25 (защита от струи воды), что позволяет устанавливать прибор непосредственно над ванной.

Газовые проточные водонагреватели

В газовых проточных водонагревателях теплота образуется в результате сжигания газа. Чаще всего на рынке представлены водонагреватели мощностью 17,4 кВт (10 дм³/мин.), 19,2 кВт (11 дм³/мин.), 22,7 кВт (13 дм³/мин.), 24,4 кВт (14 дм³/мин.). Показатель в скобках при каждой мощности обозначает расход подогреваемой воды при $\Delta t = 25$ K. Если температура холодной воды равна 10 °C, то температура воды на выходе составит 35 °C. Если температура воды на выходе должна составить 60 °C, то расход воды будет в два раза меньше. Достигнутая температура горячей воды зависит от расположенного расхода воды на входе. Если в квартире происходит водоразбор из как минимум двух точек с небольшим расходом воды (над мойкой в кухне и умывальником) или из одной точки с большим расходом воды (над ванной), то достаточно будет установить водонагреватель мощностью 17,4...19,2 кВт (10...11 дм³/мин.). И именно в данном диапазоне мощности

представлено 90...95 % продаваемых в Польше водоподогревателей. Если водоразбор осуществляется из более, чем двух точек, то следует выбрать водоподогреватель мощностью 22,7...24,4 кВт (13... 14 дм³/мин.).

Существует несколько способов регулирования температуры воды. Водоподогреватели могут быть оборудованы:

- ручной регулировкой температуры. В такого типа приборах заданная температура соответствует только одному (типовому) расходу воды. При уменьшении этого расхода происходит рост температуры воды, а при увеличении – снижение ее температуры. Бойлеры с такой регулировкой температуры самые дешевые;

- автоматической регулировкой температуры. В данных водоподогревателях заданная температура поддерживается независимо от расхода воды;

- автоматической и ручной регулировкой. Такие водоподогреватели кроме возможности автоматического регулирования температуры также оснащены ручной регулировкой мощности прибора. Такой способ регулирования позволяет пользователю контролировать температуру воды и обеспечивать полный комфорт в эксплуатации прибора, сглаживая, например, сезонное колебание температуры холодной воды на входе (например, зимой + 5 °C, летом + 15 °C). Водоподогреватели такого типа являются самыми дорогими.

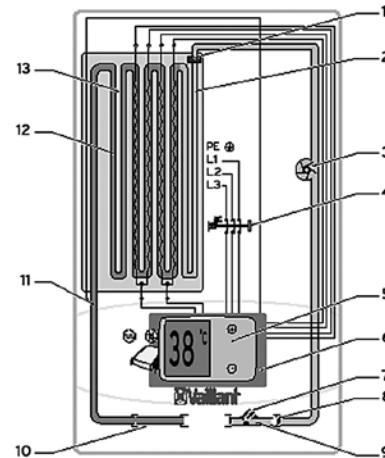


Рис. 10.13. Схема современного электрического проточного водоподогревателя [12]:
 1 – ограничитель расхода воды; 2 – участок трубопровода холодной воды; 3 – крыльчатка; 4 – переключатель безопасности; 5 – терmostат; 6 – блок регулирования мощности и расхода горячей воды; 7 – запорный клапан; 8 – фильтр; 9 – подключение холодной воды; 10 – подключение горячей воды; 11 – ограничитель расхода; 12 – участок трубопровода горячей воды; 13 – нагревательный блок с нагревательными элементами

В проточных водоподогревателях горячей воды возгорание газа может происходить от небольшого пламени, которое горит в режиме ожидания, или иметь автоматический розжиг. Преимущество прибора с пламенем в режиме ожидания – это простота конструкции и надежность в работе, к недостаткам такого водоподогревателя можно отнести тот факт, что постоянное горение дежурного пламени в течение года сжигает около 100...150 м³ газа. Розжиг водоподогревателя без пламени в режиме ожидания может осуществляться от аккумулятора или гидрогенератора. В таком приборе отсутствует потребление газа в перерывах между расходом горячей воды. Если запуск водоподогревателя осуществляется от аккумулятора, то необходимо принять во внимание периодическую замену аккумулятора каждые 3...12 месяцев работы, в зависимости от интенсивности использования бойлера и качества аккумуляторов. Наиболее современный тип водоподогревателя оборудован миниатюрным гидрогенератором, т. е. турбиной, соединенной с динамомашиной, приводимой в движение потоком воды, генерирующей электричество для образования искры. Такой водоподогреватель – с ручным или автоматическим регулированием – является экономным в эксплуатации и не требует дополнительного розжига горелки. В последнее время прослеживается тенденция роста применения водоподогревателей с автоматическим розжигом, несмотря на их более высокую стоимость. Газовая часть водоподогревателя оборудована аналогичными системами безопасности, что и в емкостном газовом водоподогревателе. Проточные водоподогреватели могут быть с открытой (приборы типа А и В) и закрытой (тип С) камерой сгорания. В приборах с закрытой камерой сгорания (приборы типа С) подача свежего воздуха осуществляется с улицы, например, по отдельной трубе или коаксиальной трубе (по схеме «труба в трубе»). Приборы с закрытой камерой сгорания оборудованы системами искусственной тяги. В технической документации проборов с дымоходом по схеме «труба в трубе» производитель указывает размер и допустимую длину дымохода, а также подробно описывает способ его подбора и принцип монтажа [7]. В случае с атмосферными приборами (на естественной тяге) согласно техническим условиям для зданий, газовые водоподогреватели горячей воды должны быть постоянно подсоединенны к индивидуальному каналу для отвода продуктов сгорания трубой с вертикальной длиной как минимум 0,22 м и горизонтальной длиной не более 2 м под углом 5 % к газовому прибору. Все применяемые в строительстве материалы должны пройти соответствующую сертификацию. Это касается также дымоходов. Считается, что наилучшими и наиболее безопасными дымоходами для вывода продуктов сгорания являются трубопроводы из нержавеющей стали (устойчивой к воздействию кислот). Учитывая, что продукты сгорания

газа содержат значительное количество воды, дымоход должен характеризоваться устойчивостью к разрушающему воздействию конденсата водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания. Для предотвращения разрушающего влияния продуктов сгорания на стенки дымохода (выполненного из традиционных материалов) необходимо оснастить его специальной вставкой из кислотостойкой стали [9].

Помещение, в котором установлен газовый водоподогреватель с открытой камерой сгорания, должно иметь вытяжную вентиляцию, подсоединенную к индивидуальному вентиляционному дымоходу, а также гарантировать постоянный приток свежего воздуха для поддержания горения. Это особенно важно, если в помещении установлены новые (герметичные) окна. Если водоподогреватель установлен в ванной комнате, то двери в это помещение должны иметь щель в нижней части общей площадью не менее 0,022 м² для обеспечения притока воздуха в помещение. Объем ванной комнаты не должен быть менее 8 м³. В помещении, где установлен газовый прибор с атмосферной горелкой и естественным удалением продуктов сгорания, запрещается применение механической вытяжной вентиляции. Кроме того, в таком приборе, при недостаточном притоке свежего воздуха, может наступить неполное сгорание газа, что приведет к образованию токсического угарного газа (окиси углерода) и попаданию отравляющих продуктов сгорания через прерыватель тяги в помещение.

На рис. 10.14 представлена схема современного газового проточного водоподогревателя горячей воды. Такой водоподогреватель позволяет установить температуру горячей воды в диапазоне между 35 и 60 °С, стабилизируя температуру потребляемой воды благодаря датчикам температуры и электрическому датчику расхода воды с плавным регулированием. Все это позволяет производить водоразбор небольшого количества воды, а также регулировать температуру воды даже при низком ее давлении. Такие водоподогреватели также характеризуются низкими эксплуатационными затратами, что связано с отсутствием пламени в режиме ожидания, наличием автоматического регулирования мощности прибора в зависимости от количества расходуемой воды и высоким энергетическим КПД. В целом это приводит к снижению уровня потребления газа и экономическому водоразбору. Такие приборы также известны высоким комфортом эксплуатации, что связано с быстрым и надежным розжигом, стабильной работой водоподогревателя даже при низком давлении и малом расходе воды, а также высокой прочностью прибора.

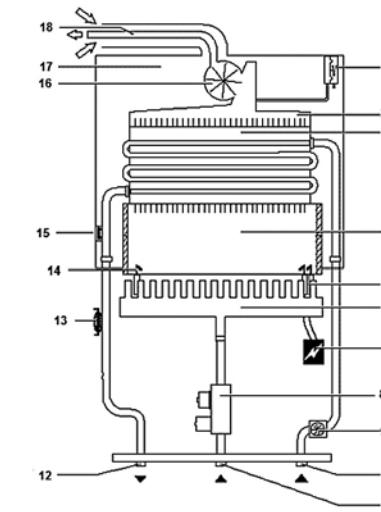


Рис. 10.14. Схема современного газового проточного водоподогревателя [11]:
 1 – дифференциальный манометр; 2 – панель камеры сгорания; 3 – теплообменник; 4 – камера сгорания; 5 – электрод поджига; 6 – горелка; 7 – трансформатор поджига; 8 – газовая арматура; 9 – расходомер; 10 – подключение холодной воды; 11 – ввод газа, 12 – подключение горячей воды; 13 – датчик температуры; 14 – ионизационный электрод; 15 – ограничитель температуры; 16 – вентилятор; 17 – камера давления; 18 – коаксиальный дымоход

Подключение газового прибора может выполнить только квалифицированный персонал, прошедший соответствующее обучение по работе с газовыми приборами. Каждый производитель и дистрибутор водоподогревателей сотрудничает с авторизованными монтажниками, которые прошли соответствующее обучение по монтажу, запуску и обслуживанию такого оборудования.

Литература

1. Ciepłoch T.: Zalety i wady systemów wytwarzania c.w.u. w oparciu o doświadczenia duńskie, Instal, 2002, nr 9, s. 46-49.
2. Chłudow A. W.: Zaopatrzenie w ciepłą wodę, Warszawa, Arkady, 1960.
3. Chybowski B.: Instalacje ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Arkady, 1973.
4. Kamler J. Instalacje ciepłej wody, Warszawa, Trzaska, Evert i Michalski, 1947.
5. Mańkowski S.: Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Arkady, 1981.
6. Nationale Radiator Gesellschaft. Katalog produktów. Berlin, 1911.
7. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12.04.2002 w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. Dz. U. nr 75, poz.690.
8. Recknagel, Sprenger, Hönnemann, Schramek.: Poradnik Ogrzewanie + Klimatyzacja 94/95. Gdańsk, EWFE, 1994.
9. Strona internetowa i materiały firmy Junkers www.junkers.com.pl/pl/start. Styczeń, 2009.
10. Strona internetowa i materiały firmy Danfoss www.danfoss.com.pl. Styczeń 2009.
11. Strona internetowa i materiały firmy Vaillant, www.vaillant.pl. Styczeń 2008.

11. ПОЛУЧЕНИЕ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ В ЧАСТНЫХ ДОМАХ

11.1. Введение

С точки зрения инвестора, строящего частный дом для одной семьи, важной задачей является способ теплообеспечения и горячего водоснабжения. Принятое решение влияет на сумму инвестирования и эксплуатационные затраты, связанные с отоплением, а также получением и распределением горячей воды [1].

Учитывая стоимость и удобство пользования, в настоящее время чаще всего применяют газовые котлы, реже – котлы на жидкое топливо. Газовые котлы могут быть настенные и напольные. Настенные котлы изготавливают одноконтурными (котлы центрального отопления) или двухконтурными (котлы центрального отопления и горячего водоснабжения). В настоящее время настенный котел стандартно оборудован регуляторами, циркуляционным насосом, предохранительным клапаном, расширительным баком, а также воздухоотводчиком. В то же время при использовании напольного котла обычно необходимо устанавливать отдельно предохранительные клапаны, расширительный бак, циркуляционный насос и узел подогрева горячей воды.

Далее будут представлены и проанализированы решения гидравлических схем, которые применяют в котельных частных домов и которые чаще всего рекомендуются производителями котлов [2]. Представленные схемы являются принципиальными схемами: на них не нанесена запорная, спускная арматура и воздухоотводчики, которые должны быть показаны на монтажной схеме, являющейся элементом каждого проекта реализации котельной. На схемах представлены только основные элементы систем управления котельной – оборудование и датчики, подключаемые к регулятору. При проектировании котельной после выбора котла следует подробно ознакомиться с инструкцией производителя котла и возможностями предлагаемого регулятора с целью применения оптимального гидравлического решения котельной.

11.2. Основные виды гидравлических схем небольших котельных

Частные дома для одной семьи, строящиеся в настоящее время, характеризуются относительно небольшой потребностью теплоты для отопления. Это является результатом того, что инвесторы придерживаются действующих норм, связанных с тепловой защитой, а также со стремлением к ограничению затрат на отопление в связи с постоянно растущей стоимостью энергоносителей. Расчетная потребность в тепловой энергии на центральное отопление для строящегося в настоящее время дома с общей площадью

200 м² редко превышает 15 кВт. В то же время временная потребность в тепловой энергии для приготовления горячей воды при водоразборе 0,1 дм³/с и ее подогреве на 50 К, составляет около 21 кВт. Поэтому можно утверждать, что для частного дома в случае применения проточного подогрева горячей воды минимальная мощность котла связана главным образом с потребностью в горячей воде.

Котельная с проточным водоподогревателем горячей воды

Двухконтурный настенный котел имеет проточный теплообменник горячей воды. Недостатки приготовления горячей воды в проточном теплообменнике:

- низкий комфорт во время потребления горячей воды в связи с более длительным временем ожидания (обычно в таком котле не применяется циркуляция в системе ГВС);
- снижение КПД во время эксплуатации и, следовательно, снижение температуры горячей воды, связанное с относительно быстрым отложением накипи в теплообменнике ГВС, особенно в случае, когда подогреваемая холодная вода является жесткой;
- относительно низкая долговечность узла подогрева горячей воды.

Достоинства:

- относительно небольшая стоимость источника теплоты и системы ГВС;
- более низкие эксплуатационные затраты [1].

Такое решение оправдано в случае, когда котел расположен центрально по отношению к водоразборным точкам горячей воды и на относительно небольшом расстоянии от них.

При более значительной потребности в горячей воде, например, при одновременном использовании двух душевых кабин и двух умывальников или большом удалении водоразборных точек от котла, где необходима циркуляция системы ГВС, следует применять емкостные водоподогреватели.

Котельная с емкостным водоподогревателем горячей воды

Потребность в тепловой мощности котла уменьшается благодаря применению емкостного водоподогревателя горячей воды (обычно применяют в системах ГВС с циркуляцией). Например, в доме проживает пять человек. Тогда среднее потребление горячей воды составляет 70 дм³/(чел.·сутки), а суточное теплопотребление для подогрева горячей воды составляет около 73 МДж, что соответствует среднесуточному расходу теплоты 0,84 кВт. Предполагая с определенной долей вероятности, что теплопотери циркуляционного контура, неиспользуемые для подогрева объекта, составляют около 20 % [5], среднесуточная потребность в тепловой энергии, необхо-

димая для приготовления горячей воды, составляет около 1 кВт. Именно такая мощность должна учитываться при подборе котла. Недостатки этого способа получения горячей воды:

- более высокая стоимость источника теплоты и самой системы ГВС;
- более высокие эксплуатационные затраты [1].

Достоинства:

- значительный комфорт в использовании горячей воды в связи с коротким временем ожидания воды с соответствующей температурой;
- возможность одновременного использования нескольких водоразборных точек.

Такая схема может быть использована при произвольном расположении котла и теплообменника системы ГВС по отношению к водоразборным точкам и на произвольном расстоянии от них.

Характеристики котла, влияющие на выбор гидравлической схемы котельной

При принятии решения о выборе гидравлической схемы котельной для частного дома следует обратить внимание на следующие моменты в технической документации котла:

- вид котла: обычный или конденсационный, в каких параметрах работы рекомендуется его применение, какова должна быть температура теплоносителя, возвращающегося в котел;
- тип и параметры **насоса**, установленного внутри котла, его характеристика и возможность регулировки;
- тип расширительного бака, установленного внутри котла, его объем и начальное давление;
- **допустимый минимальный массовый расход воды**, который может пропустить котел;
- **схема распределения теплоносителя в кotle** (размещен ли внутри котла спускной клапан);
- возможность подогрева горячей воды и рекомендуемый способ подключения водоподогревателя ГВС.

11.3. Гидравлические схемы котельных с настенными котлами

Используемые схемы подачи теплоты в системы центрального отопления в гидравлических схемах котельных с настенными котлами можно упростить до трех основных схем, представленных на рис. 11.1...11.3:

- с прямым контуром системы отопления (рис. 11.1);
- с разделением котлового контура в системе отопления с помощью гидравлической стрелки (рис. 11.2);

- с разделением котлового контура в системе отопления с помощью теплообменника (рис. 11.3).

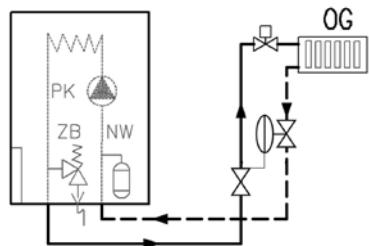


Рис. 11.1. Схема котельной с прямым контуром системы отопления

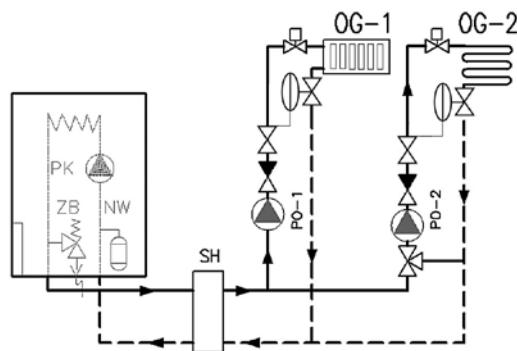


Рис. 11.2. Схема котельной с разделением котлового контура в системе отопления с помощью гидравлической стрелки

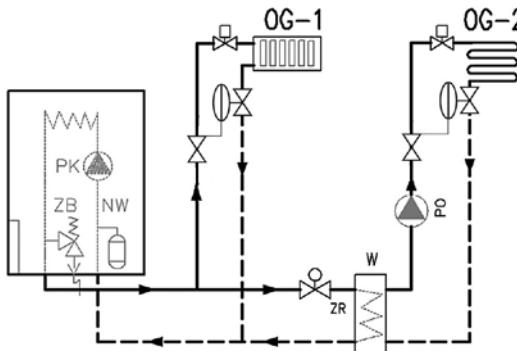


Рис. 11.3. Схема котельной с разделением котлового контура в системе отопления с помощью теплообменника

Настенный котел может быть оборудован спускным вентилем. На рис. 11.1...11.3 представлены гидравлические схемы с котлом без этого вентиля.

При прямом присоединении системы отопления гидравлически не разделен котловой и отопительный контуры. Расход теплоносителя определяется характеристикой установленного насоса и характеристикой системы.

Если расход теплоносителя в результате потребности системы выше (например, в результате большего сопротивления системы или меньшей разницы расчетных температур контура системы отопления), то следует гидравлически поделить систему на котловой контур и отопительный, а также установить в контуре отопления отдельный циркуляционный насос.

Отделение котлового контура от отопительного с помощью гидравлической стрелки применяют в двух случаях:

- когда в контуре отопления должен быть установлен дополнительный циркуляционный насос;
- когда в системе несколько контуров отопления.

Для котлов, которым необходимо обеспечить минимальную температуру возврата, рекомендуется так подбирать диаметры трубопроводов в котловом контуре, чтобы расход воды в котловом контуре был по возможности большим и, таким образом, можно было получить соответствующую минимальную температуру воды на входе котла. В случае применения конденсационных котлов и отсутствия насоса с регулированием оборотов следует обязательно установить в котловом контуре клапан для настройки соответствующего расхода так, чтобы не повышать температуру воды, возвращающейся в котел.

Отделение котлового контура от отопительного с помощью теплообменника рекомендуется тогда, когда в системах запроектировано напольное отопление из труб, неустойчивых к диффузии кислорода (трубы из некоторых видов полимеров). Контур котла и контур отопления независимы друг от друга.

Котельная может обслуживать несколько отопительных контуров здания, а в случае применения в ней одноконтурного котла используют внешнюю схему приготовления горячей воды. Обычно для приготовления горячей воды применяют емкостный водоподогреватель объемом 120...300 дм³, а водоподогреватель ГВС запитывают напрямую от котла.

11.4. Управление контуром приготовления горячей воды

Водоразбор горячей воды характеризуется значительной неравномерностью. Применяют два способа ограничения максимального расхода

теплоты для приготовления горячей воды. Первый способ заключается в подогреве воды в период малого водоразбора и накоплении воды в баке-аккумуляторе (емкости), чтобы этой водой можно было воспользоваться в период наибольшего потребления. Чаще всего используют накопительный водоподогреватель – емкость с нагревательным элементом или водяной рубашкой. В последние годы компании предлагают для приготовления горячей воды использовать бак с внешним пластинчатым теплообменником. Благодаря подогреву воды во внешнем проточном теплообменнике вода соответствующей температуры собирается в верхней части бака, что позволяет приготавливать горячую воду для потребления быстрее, чем в емкостном водоподогревателе и с большей эффективностью схемы во время интенсивного водоразбора. Это позволяет сократить общий объем бака, а кроме того контур поступления позволяет увеличить эффект конденсации в кotle во время подогрева воды.

Другим способом сокращения максимальной потребности в теплоте является работа системы центрального отопления и схемы приготовления горячей воды с приоритетом подготовки воды. Этот способ может применяться в больших зданиях со значительной теплоемкостью.

Сумма максимальной мощности для центрального отопления и средней для ГВС является расчетной мощностью котельной. Работа схемы состоит в том [6], что в период наибольшего потребления горячей воды на ее подогрев направляется больший поток теплоты, чем предусмотрено расчетом, за счет использования потока теплоты, предназначенного для центрального отопления. Это приводит к тому, что для отопления используется теплота, накопленная в массивных стенах здания. В результате наблюдается временное незначительное допустимое снижение температуры в помещениях. Чаще всего это изменение не ощущимо для жителей. После подогрева горячей воды больший поток теплоты направляется в систему центрального отопления и происходит восстановление температуры помещений до первоначального уровня. В частных домах для одной семьи чаще всего используют емкостный водоподогреватель, работающий с приоритетом на подогрев воды.

Выше рассмотренный приоритет приготовления горячей воды может быть реализован следующим образом:

a) при оборудовании котла циркуляционным насосом:

- путем перекрытия расхода в контуре центрального отопления с помощью переключающего трехходового клапана ZD с двумя положениями (рис. 11.4);

b) при отсутствии в кotle циркуляционного насоса:

- путем отключения насоса центрального отопления во время работы узла приготовления горячей воды (рис. 11.5);

- путем ограничения расхода в контуре центрального отопления во время работы узла приготовления горячей воды с помощью трехходового переключающего клапана ZR (рис.11. 6).

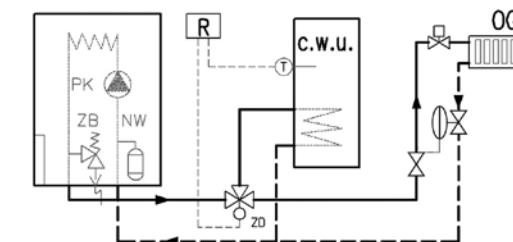


Рис. 11.4. Реализация приоритета приготовления горячей воды с помощью трехходового переключающего клапана

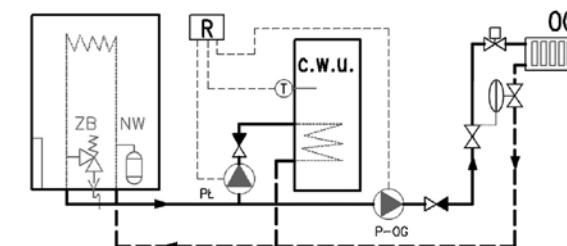


Рис. 11.5. Реализация приоритета приготовления горячей воды путем отключения циркуляционного насоса центрального отопления

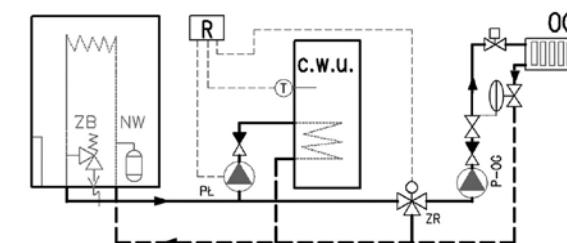


Рис. 11.6. Реализация приоритета приготовления горячей воды с помощью трехходового регулирующего клапана

11.5. Примеры применяемых гидравлических схем котельных в частных домах

Рассмотрим примеры решений гидравлических схем котельной с настенными котлами. Во всех схемах предусмотрено приготовление горячей воды в теплообменнике с приоритетом приготовления горячей воды. На представленных ниже схемах показано, что приоритет приготовления горячей воды осуществляется с помощью установленного трехходового переключающего клапана ZD с двумя позициями, а в случае схемы на рис. 11.10 с помощью трехходовых регулирующих клапанов или отключения циркуляционных насосов системы отопления.

В случае решений, представленных на рис. 11.7...11.9, одноконтурный котел K можно заменить двухконтурным котлом со встроенным проточным водоподогревателем.

Решение на рис. 11.7 представляет наиболее простую схему с котлом, имеющим встроенные под облицовкой котла насос PK, расширительный бак NW и предохранительный клапан ZB. Параметры работы котлового насоса, а также объем расширительного бака должны соответствовать требованиям системы, которую обслуживает котел.

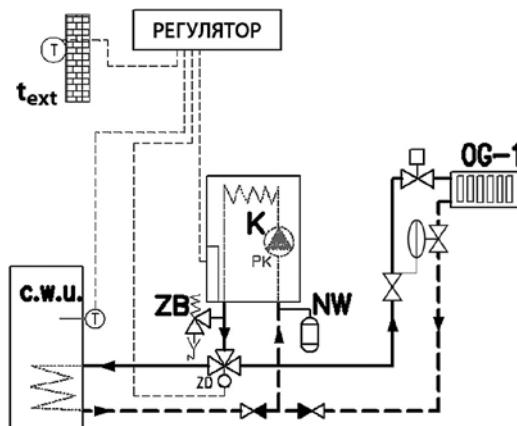


Рис. 11.7. Общая схема наиболее простой котельной с емкостным водоподогревателем горячей воды (с. в. у.)

Если расчетный расход воды в системе напольного отопления превышает указанный производителем котла расход воды в котловом контуре или в случае использования в отопительном контуре труб, неустойчивых к диффузии кислорода, применяют схему, представленную на рис. 11.8. Это

схема с двумя отопительными контурами: первый с радиаторной системой центрального отопления и второй – система отопления с использованием теплообменника W. В то же время система напольного отопления гидравлически отделена от котлового контура, поэтому она должна быть оборудована отдельным предохранительным клапаном, отдельным расширительным баком и циркуляционным насосом. В случае исполнения системы из полипропиленовых труб на подаче, помимо датчика температуры, следует запроектировать ограничитель температуры OT. Превышение допустимой температуры должно привести к отключению насоса и котла.

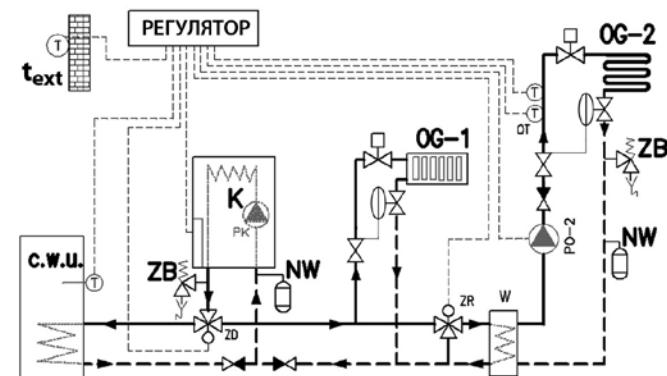


Рис. 11.8. Принципиальная схема котельной с теплообменником для напольного отопления

На рис. 11.9 представлена схема, в которой параметры теплоносителя, поступающего в систему напольного отопления, отличаются от параметров радиаторного отопления (наиболее распространенная ситуация) или располагаемое давление котлового насоса слишком мало по отношению к требуемому для системы напольного отопления. В связи с этим следует запроектировать дополнительный насос PO-2 в контуре напольного отопления. В контуре напольного отопления OG-2 предусмотрено использование труб, устойчивых к кислородной диффузии, и поэтому в схеме отсутствует теплообменник. Обратный клапан, расположенный на смесительном трехходовом клапане в контуре напольного отопления, предохраняет от несоответствующего потока теплоносителя через этот клапан, например, при включенном напольном отоплении и одновременной работе радиаторного отопления. Таким образом можно избежать замыкания системы и возможных проблем с потоком в действующем контуре.

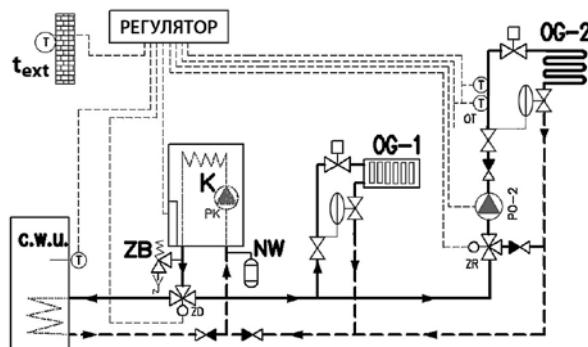


Рис 11.9. Принципиальная схема котельной с узлом смешения для напольного отопления

На рис. 11.10 представлена гидравлическая схема котельной, в которой объемный расход воды больше максимального, который является результатом характеристики насоса, установленного в кotle. В связи с этим было осуществлено гидравлическое отделение контура котла от отопительных контуров с помощью гидравлического разделителя по стояку RH. Насос, расположенный под облицовкой котла, является котловым насосом. В каждом контуре системы установлен циркуляционный насос. Если напольное отопление запроектировано в нескольких помещениях и в каждом из них установлен терmostатический клапан, то в контуре напольного отопления следует установить спускной кран.

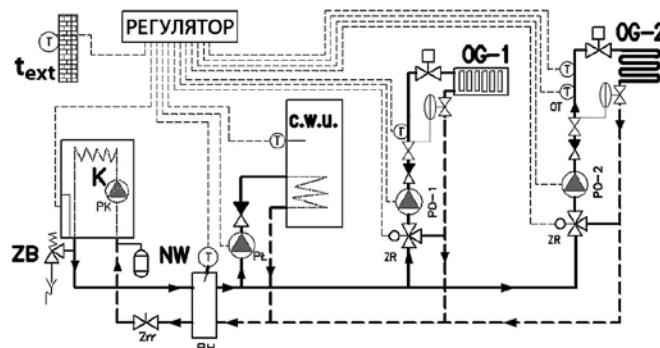


Рис. 11.10. Принципиальная схема котельной с гидравлической стрелкой

11.6. Выводы

Применение настенного двухконтурного котла с проточным теплообменником является обычно самым простым и чаще всего самым дешевым решением для котельной в частном доме. Если хотим повысить комфорт эксплуатации системы, пользоваться несколькими водоразборными точками одновременно, то лучше применить емкостной водоподогреватель (некоторые фирмы предлагают настенные котлы с емкостным или проточным водоподогревателем небольшого объема). В случае применения конденсационного котла следует учитывать, что система отопления должна быть запроектирована с низкими параметрами теплоносителя (например, радиаторная: 55/45 °C, напольная: 40/35 °C), а узел подогрева горячей воды работал, позволяя происходить конденсации в кotle. Планируя использование солнечной энергии для приготовления горячей воды одновременно с конденсационным котлом, следует тщательно подбирать технологию такой котельной. Только комплексное решение и соответствующее регулирование позволит эффективно соединить достоинства конденсационного котла и солнечной системы без ущерба для эффективности.

Литература

1. Koczyk H. i inni.: Ogrzewanie praktyczne, projektowanie, montaż. Eksplotacja, Poznań, Systherm Serwis, 2005.
2. Materiały informacyjne firm: Brötje, de Dietrich, Junkers, Vaillant, Viessmann.
3. Mizielińska K., Olszak J.: Gazowe i olejowe źródła ciepła małej mocy, Warszawa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2005.
4. Nejranowski J. Szaflik W.: Rozwiązania układów hydraulicznych kotłowni dla domów jednorodzinnych, Instal, 2006, nr 6, s. 16-19.
5. Szaflik W.: Straty ciepła i koszty eksploatacji instalacji ciepłej wody użytkowej w domach jednorodzinnych, Instal, 2002, nr 1, s. 2-9 i nr 2, s. 2-5.
6. Szaflik W.: Projektowanie jednostopniowych bezzasobnikowych układów ciepłej wody użytkowej z priorytetem jej przygotowania, Instal, 2005, nr 9, s. 50-55.

12. СХЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ПОДОГРЕВА ВОДЫ

12.1. Введение

Централизованная подготовка горячей воды предназначена для снабжения водой большого количества потребителей. В зависимости от системы ГВС выделяют два основных вида централизованных систем:

- полностью проточные системы;
- системы, аккумулирующие подогретую воду.

Накапливающие подогретую воду системы можно, в свою очередь, разделить на:

- системы с емкостным водоподогревателем;
- системы с проточным водоподогревателем и баком-аккумулятором горячей воды.

По используемому теплоносителю системы ГВС с централизованной ее подготовкой практически не отличаются от местной подготовки. Узлы подогрева воды, подключенные к теплосети, получили название тепловых пунктов ГВС. Работа теплопункта горячего водоснабжения чаще всего скоординирована и связана с работой теплопункта центрального отопления.

Теплопunkты, обеспечивающие водой жителей одного здания, называют индивидуальными, а несколько зданий – центральными. В теплопunkтах ГВС, запитанных от теплосети, выделяют несколько вариантов подачи теплоносителя в зависимости от способа взаимодействия потребителя с теплосетью. С точки зрения подключения теплопunkта центрального отопления к теплосети выделяют:

1) одноступенчатые теплопunkты:

- последовательные;
- параллельные;

2) двухступенчатые теплопunkты:

- последовательно-параллельные;
- последовательно-последовательные.

Название перечисленных выше видов теплопunkтов связано со способом подключения теплообменника (водоподогревателя) ГВС к теплопunkту центрального отопления: последовательно или параллельно. В названии двухступенчатого теплопunkта первый термин характеризует способ подключения теплообменника системы ГВС I ступени (предварительный нагрев). Схемы подключения к теплосети представлены на рис. 12.1.

Двухступенчатые теплопunkты применяли с целью наиболее оптимального использования теплоносителя, что достигалось путем снижения температуры воды, возвращающейся к источнику теплоты. Снижение температуры имеет большое значение при подключении к

теплоэлектроцентрали. Поддержание низкой температуры теплоносителя в обратной магистрали обеспечивает экономичную работу источника теплоты.

Для подогрева воды можно применить любой из представленных на рис. 12.1 способов подключения теплообменников к теплосети.

Первоначально в системах теплоснабжения использовали схемы подогрева воды с емкостными водоподогревателями. Среди преимуществ емкостных водоподогревателей выделяют возможность уменьшения пикового расхода горячей воды благодаря баку-аккумулятору, возможность быстрого снабжения значительного количества воды, а также простоту регулирования температуры воды.

В таких водоподогревателях происходила быстрая коррозия баков и нагревающих спиралей, которые из-за низкой тепловой мощности были очень большими, а значит их эффективный объем (по отношению к общему объему бака) был небольшой. На спиралях и в баках-аккумуляторах образовывалась накипь. Именно поэтому в конце пятидесятых годов прошлого столетия широкое применение нашли системы с отдельным баком-аккумулятором и теплообменником, а также напорным насосом [1; 6].

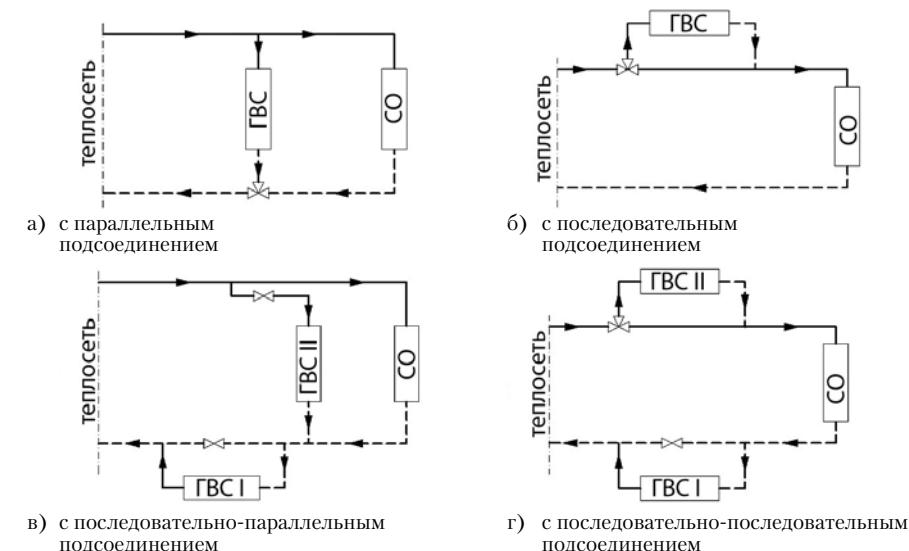
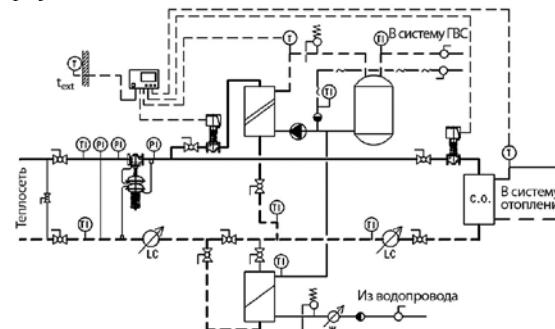


Рис 12.1. Схемы подсоединения некоторых видов теплопунктов к теплосети

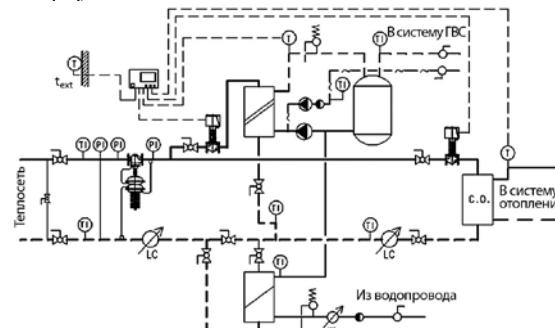
На рис. 12.2 представлены три варианта теплопункта для ГВС и центрального отопления с последовательно-параллельным подсоединением и с баком-аккумулятором: с напорно-циркуляционным насосом, с напорным и циркуляционным насосом, а также с отдельным контуром наполнения.

Преимуществом данных теплопунктов является снижение неравномерности разбора греющей воды из теплосети, небольшая восприимчивость к изменениям в водоразборе, возможность наполнения бака-аккумулятора в непиковые периоды потребления воды.

а) с напорно-циркуляционным насосом



б) с напорным и циркуляционным насосом



в) с отдельным контуром наполнения бака-аккумулятора

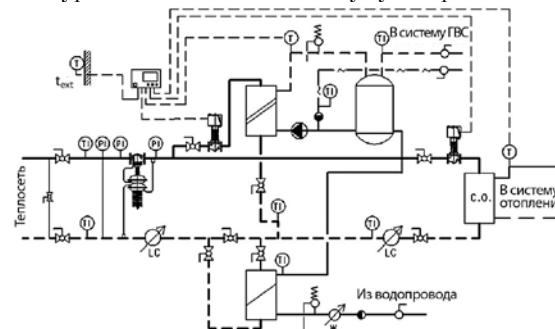


Рис. 12.2. Схемы последовательно-параллельных теплопунктов для ГВС и центрального отопления с баком-аккумулятором

В процессе эксплуатации был выявлен ряд недостатков данных теплопунктов. Для правильного функционирования системы необходимо было таким образом подобрать напорный насос и емкость бака-аккумулятора, чтобы полностью использовать их возможности. Проведенные исследования показали, что относительно небольшое увеличение расхода насоса приводит к значительному уменьшению потребности в уравнительной емкости. Чаще всего уже на этапе проектирования параметры этих теплопунктов превышали необходимые, в связи с чем в самом начале эксплуатации уравнительная емкость бака-аккумулятора использовалась только частично. В процессе эксплуатации образовывалась накипь, которая осаждалась в теплообменниках, трубах и насосе, что приводило к увеличению гидравлического сопротивления системы и уменьшению напора насоса, а значит – к уменьшению расхода и ухудшению характеристик теплообменника. Со временем наступала гидравлическая и тепловая разбалансировка системы, характеризующаяся тем, что в период пикового потребления происходило такое уменьшение расхода, которое приводило к полному опустошению бака-аккумулятора. Жильцы при этом получали воду с более низкой температурой. Причиной возникновения такой ситуации было смешение горячей воды из теплообменника с холодной водой из бака-аккумулятора. Несколько улучшить сложившуюся ситуацию помогала очистка системы от накипи, однако ее результаты были кратковременными.

Аккумуляция воды в баке, часто ее более низкая температура, а также накипь в баке-аккумуляторе способствовали развитию бактерий из группы *Legionella*. Кроме того, по прошествии определенного периода времени (нескольких лет или нескольких десятков лет) в результате коррозии требовалось произвести замену баков-аккумуляторов, что было связано со значительной эксплуатационной сложностью. Описанные выше проблемы привели к снижению популярности теплопунктов с баком-аккумулятором и переходу на теплопункты без бака-аккумулятора с приоритетным режимом подготовки горячей воды. Отказ от емкостных систем также связан с фактом появления новых пластинчатых теплообменников небольших размеров с высокой тепловой эффективностью, а также с дальнейшим развитием и снижением стоимости оборудования для автоматического регулирования и поддержания температуры горячей воды на заданном уровне в проточных схемах ее подготовки.

На сегодняшний день проектируют и устанавливают неемкостные (проточные) теплопункты ГВС с приоритетным режимом подготовки горячей воды. Наиболее широкое применение нашла одноступенчатая система. Такие теплопункты преимущественно применяют в новостройках, а также в старых жилых зданиях, где производится замена вышедшего из строя бака-аккумулятора.

В Дании, например, первоначально проточные системы воспринимались с некоторой долей скептицизма [2]. Инвесторы и проектировщики не полностью доверяли теоретическим расчетам, которые показывали, что небольшой теплообменник может обеспечить достаточное количество горячей воды для жилого здания, в котором при традиционном техническом решении необходимо было бы установить бак емкостью в несколько тысяч литров. Кроме того, фирмы-производители и поставщики тепловой энергии опасались негативного влияния проточных теплообменников на эксплуатацию теплосети. И все же по мере роста популярности систем с проточными теплопунктами, и с появлением все большего количества профессиональной литературы по данному вопросу, эта система получила в Дании широкое распространение.

Преимуществами проточной системы подогрева воды являются:

- снижение теплопотерь по сравнению с накопительной системой ГВС;
- уменьшение вероятности развития опасных бактерий в источнике ГВС (для подогрева используется проточная, свежая вода);
- экономия места в здании.

В крупных теплосетях неравномерность общего расхода сетевой воды в системе аналогична показателям накопительных систем.

Схема теплопункта для центрального отопления и проточного ГВС представлена на рис. 12.3.

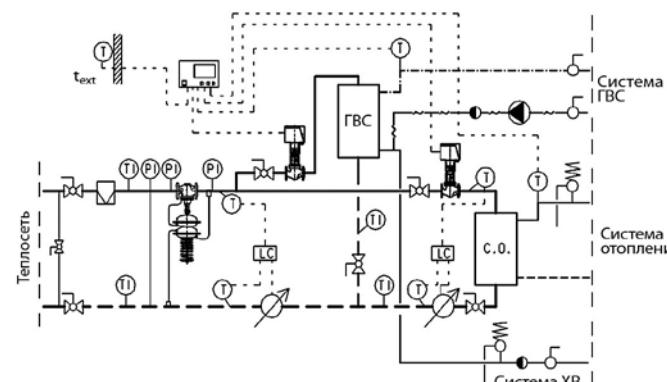


Рис. 12.3. Схема одноступенчатого теплового пункта для центрального отопления и ГВС с приоритетным режимом подогрева воды

Многоквартирные жилые здания в большинстве случаев являются зданиями со значительной тепловой инерцией. Изменение предназначеннной на отопление тепловой энергии и, следовательно, ее избыток или недостаток по отношению к текущей потребности становится ощутимым только

по прошествии определенного довольно продолжительного периода времени [3]. Этот период зависит от теплоемкости здания, наружной теплоизоляции, теплопотерь с вентиляционным воздухом, а также от температуры наружного воздуха [3].

В зданиях, получающих тепловую энергию от теплосети и оборудованных независимыми системами центрального отопления и ГВС, максимальный расход теплоносителя, заказанный у поставщика тепловой энергии и потребляемый из теплосети, равен сумме расходов на цели центрального отопления и ГВС в пиковый период потребления горячей воды:

$$\dot{m}_s^{zam} = \dot{m}_s^{\max} = \dot{m}_{sco} + \dot{m}_{scw}^{\max}, \quad (12.1)$$

где \dot{m}_s^{zam} – заказанный расход сетевой воды, кг/с; \dot{m}_s^{\max} – максимальный расход сетевой воды, кг/с; \dot{m}_{sco} – расход сетевой воды на цели центрального отопления, кг/с; \dot{m}_{scw}^{\max} – максимальный расход греющей воды на цели ГВС, кг/с.

В емкостных теплопунктах в период максимального водоразбора достигается сокращение максимальной потребности в расходе теплоносителя на подогрев воды. Это происходит в результате снижения тепловой мощности теплообменников ниже уровня максимального секундного потребления мощности и компенсации расходуемой жильцами горячей воды из теплообменника подогретой ранее и находящейся в баке-аккумуляторе горячей водой.

В теплопунктах с приоритетным режимом подготовки горячей воды в период пикового водоразбора происходит уменьшение расхода теплоносителя для центрального отопления и перенаправление его в узел подогрева воды. В непиковый период имеет место противоположная ситуация.

Приоритетный режим подготовки горячей воды когда-то применяли только в последовательных схемах подогрева воды, но благодаря развитию устройств регулирования, он может также использоваться в параллельной схеме при соответствующем проектировании.

12.2. Проектирование емкостных систем

При расчете систем с баком-аккумулятором горячей воды крайне важно рассчитать расход подогреваемой воды, проходящей через теплообменник ГВС, и объем воды, который необходимо приготовить в баке, чтобы покрыть потребность в горячей воде в пиковые часы водоразбора. Данные показатели тесно связаны между собой. В разделах, посвященных характеристике водоразбора горячей воды и его симуляции, были представлены методы определения связи между ними. В Польше в соответствии с распоряжением по вопросам проектирования систем центрального

горячего водоснабжения [13] применяют метод расчета, разработанный Маньковским [4]. Именно по нему был произведен расчет вышеуказанных показателей. На основании принятого расхода подогреваемой воды в теплообменнике и принятых параметров горячей воды, а также параметров теплоносителя определяют тепловую мощность теплообменника и производят его выбор [12]. В теплопунктах с двухступенчатым подключением считается, что мощность теплообменника первой ступени (неработающего в подающей системе) соответствует половине максимального часового расхода теплоты на подогрев воды. Поскольку на сегодняшний день в многоквартирном жилищном строительстве емкостные системы практически не применяются, они не будут подробно рассматриваться в данной работе.

12.3. Проектирование системы без бака-аккумулятора с приоритетным режимом подогрева воды

Принцип работы системы ГВС без бака-аккумулятора заключается в том, что потребляемый расход воды подогревается до соответствующей температуры в данный момент времени. В период пикового водоразбора необходимо подать достаточно большое количество теплоносителя, чтобы обеспечить соответствующую температуру горячей воды. В такой период для подогрева горячей воды используют сетевую воду, предназначенную для системы центрального отопления.

Средний массовый расход сетевой воды, поступающей в теплопункт, рассчитывают согласно следующей зависимости:

$$\dot{m}_s^{sr} = \dot{m}_{sco} + \dot{m}_{scw}^{sr}, \text{ кг/с,} \quad (12.2)$$

где \dot{m}_s^{sr} – средний расход сетевой воды, кг/с; \dot{m}_{scw}^{sr} – средний расход сетевой воды для подогрева воды и покрытия теплопотерь в циркуляционном контуре, кг/с.

Рассчитанный согласно вышеуказанной зависимости расход сетевой воды должен быть достаточен для подогрева до соответствующей температуры максимального секундного расхода воды, а значит должен превышать или соответствовать максимальной секундной потребности в теплоте на подогрев воды:

$$\dot{m}_s^{sr} \geq \dot{m}_{scw}^{\max}, \text{ кг/с.} \quad (12.3)$$

Если рассчитанный согласно уравнению (12.2) и затем заказанный расход сетевой воды меньше максимальной секундной потребности в

теплоносителе для целей ГВС, то необходимо увеличить его настолько, чтобы он равнялся необходимому пиковому расходу.

При реализации приоритета подготовки горячей воды увеличение расхода теплоносителя, проходящего через теплообменник ГВС, можно получить изменением сопротивления ветвей системы отопления и ГВС путем регулировки установленных на них балансировочных клапанов. Блок регулирования, обеспечивающий приоритет горячей воды в системе без бака-аккумулятора, в момент полного открытия балансировочного клапана системы ГВС и при отсутствии заданной температуры подогреваемой воды ограничивает доступ теплоносителя в теплообменник центрального отопления [9; 10].

Согласно действующим нормам [5] система ГВС должна соответствовать следующим требованиям:

- система ГВС должна быть запроектирована и выполнена таким образом, чтобы количество тепловой энергии на подготовку и обеспечение постоянной температуры воды в водоразборных точках было на рационально низком уровне;

- в зданиях (за исключением частных, загородных и для индивидуального отдыха) система ГВС должна быть оборудована постоянной циркуляцией воды, что также касается трубопроводов с внутренним объемом более 3 дм³, идущих к водоразборным точкам;

- система ГВС должна обеспечивать в водоразборных точках температуру воды не менее 55 °C и не более 60 °C, при этом система должна гарантировать возможность проведения периодической термической дезинфекции при температуре воды не менее 70 °C;

- система ГВС должна быть защищена от превышения допустимого для нее давления и температуры в соответствии с польской нормой по защите системы ГВС.

Запроектированный узел подогрева воды должен гарантировать реализацию вышеуказанных условий.

В предложенной ниже методике расчета теплообменника принято, что коэффициент теплообмена теплообменника в диапазоне эксплуатационных температуры и расхода практически постоянен. Аналогичное предположение выдвинуто и к коэффициенту теплообмена для подающих и циркуляционных трубопроводов системы ГВС, отдающих теплоту в окружающую среду.

Определение потребности в горячей воде

Теплообменник ГВС в системе без бака-аккумулятора должен обеспечивать подогрев любого, даже максимального секундного расхода разбираемой жильцами воды так, чтобы ее температура в водоразборных

точках была не менее 55 °C и не более 60 °C [5]. Максимальный секундный расход горячей воды, потребляемый жильцами в течение суток, является абсолютно случайным и изменяется в довольно широком диапазоне. Его значение зависит также от проектного решения системы и ее технического состояния. Нормативно не определены условия, для которых должна быть достигнута указанная выше температура. С экономической точки зрения (затраты на систему и затраты на заказанную энергию при подключении системы к городской теплосети) нет смысла проектировать систему с учетом такого потребления воды, которое может иметь место очень редко или вообще никогда не наступит. Значение максимального расчетного потребления можно определить, предполагая, как часто оно будет превышено. А значит можно основываться на предположении, что система должна подогреть воду до такой температуры, чтобы в водоразборных точках ее температура составляла 55 °C, причем несколько раз в год температура горячей воды в пиковый период водоразбора может быть несколько ниже. Если описанная выше ситуация будет иметь место раз на 100 дней (вероятность ее появления, а также превышения составляет 1 %), то с точки зрения пользователя такую ситуацию можно принять за допустимую, и это не приведет к возникновению бактериологически опасной ситуации.

Для теплопунктов центрального отопления и ГВС без бака-аккумулятора с приоритетным режимом подогрева воды при определении необходимого расхода теплоносителя принимается во внимание среднесуточный расчетный показатель теплопотребления при подогреве воды.

Как известно, потребление горячей воды имеет нестабильный, изменяющийся практически каждый день, характер. Если в расчетах учесть показатель среднесуточного потребления, то увеличение водоразбора может привести к уменьшению среднего расхода воды на центральное отопление, а значит к плохому отоплению здания. В особенности это касается переходного периода. Допустим можно признать расчетное потребление водоразбора с частотой появления, а также превышения раз на 10 дней (вероятность превышения 10 %). С большой долей вероятности можно утверждать, что это не приведет к такому снижению температуры в помещениях, которое может вызвать дискомфорт у пользователей.

Для определения секундных расходов горячей воды были использованы результаты исследований водоразборов, проведенных в 2001-2003 годах [7] в г. Щецине. Кроме того, был применен описанный в 4 разделе данной книги способ определения проектных значений на основании аппроксимационных уравнений и результатов проведенных исследований. Аппроксимационные уравнения применены по отношению к определенному на основании исследований отдельному водоразбору с принятой вероятностью появления [8].

Максимальное секундное потребление (пятисекундное с вероятностью превышения 1 %) горячей воды $\dot{V}_{cw}^{\max1\%}$ вычисляют на основании количества водоразборных точек N , подключенных к теплопункту, в то время, как расчетная максимальная секундная интенсивность потребления горячей воды определяется согласно формуле:

$$\dot{V}_{cw}^{\max1\%} = 0,1227 \sqrt{N} + 0,00102N, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (12.4)$$

Суточное потребление $\dot{V}_{cwM}^{dob10\%}$ зависит от количества жильцов M . Для расчета узла подогрева воды в здании необходимо определить суточное потребление горячей воды с превышением 10 %. С этой целью рекомендуется воспользоваться следующей формулой:

$$\dot{V}_{cwM}^{dob10\%} = 0,003048 \sqrt{M} + 0,00102N, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (12.5)$$

Идентичное значение коэффициента b ($b = 0,00102$) в уравнениях (12.4) и (12.5) связано с тем, что общее количество приборов, установленных в исследуемых объектах, равнялось количеству жильцов [8].

Определение исходных параметров для выбора теплообменника системы горячего водоснабжения

Теплообменник ГВС подбирают таким образом, чтобы вода при максимальном секундном (пятисекундном) расходе подогревалась до такой температуры, при которой в водоразборных точках она равнялась 55 °C. Для выбора теплообменника необходимо определить максимальную секундную потребность в тепловой энергии на подогрев горячей воды с учетом теплопотерь в трубопроводах, подающих воду к водоразборным точкам. Кроме того, необходимо определить температуру подогреваемой воды и сетевого теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, а также максимальный секундный массовый расход теплоносителя, необходимый для подогрева горячей воды. Способ определения исходных параметров для выбора теплообменника представлен ниже.

Определение температуры подогреваемой воды и греющего теплоносителя

С целью выбора теплообменника для подогрева воды необходимо взять за основу ряд принципов, касающихся температуры теплоносителя и подогреваемой воды во время циркуляции. Как известно, в многоквартирных жилых зданиях следует применять искусственную (насосную) циркуляцию. Чем больше в данной системе охлаждается вода, идущая к водоразборной точке, тем меньше должен быть расход циркуляционной

воды. Следует принять по условиям [5], что минимальная температура горячей воды на выходе из водоразборной арматуры должна составлять 55 °C. Максимальная температура горячей воды на выходе из теплообменника не должна, по мнению автора данной работы, превышать 60 °C. Подогрев воды до температуры более 60 °C может привести к ускоренному выпадению накипи и коррозии системы.

В системах, подключенных к теплосети с центральным качественным регулированием, минимальная температура сетевого теплоносителя на входе приходится на летний период времени и составляет 65...70 °C. Именно это значение необходимо учесть, выбирая теплообменник ГВС. Температуру возврата теплоносителя на выходе из теплообменника принимают по соответствующей разнице температуры воды в теплообменнике. В этом случае расход сетевого теплоносителя равен расходу подогреваемой воды. Расчетную температуру холодной воды необходимо принять в зависимости от источника водоснабжения. Если источником водоснабжения являются поверхностные воды, то принимают $t_{zw} = 5 °C$, а если глубинные – $t_{zw} = 10 °C$.

Определение максимальной секундной потребности в теплоте на подготовку горячей воды

Максимальную секундную потребность в тепловой энергии на подогрев воды \dot{Q}_{cw}^{\max} вычисляют согласно формуле:

$$\dot{Q}_{cw}^{\max} = \dot{V}_{cw}^{\max} \rho_{cw} c_{cw} (t'_{cw} - t_{zw}) + \dot{Q}_r, \text{ Вт}, \quad (12.6)$$

где \dot{V}_{cw}^{\max} – максимальный секундный расход горячей воды, dm^3/s ; ρ_{cw} – плотность горячей воды, $\text{кг}/\text{dm}^3$; c_{cw} – удельная теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; t'_{cw} – температура горячей воды на выходе из теплопункта, °C; t_{zw} – температура холодной воды, °C; \dot{Q}_r – теплопотери в подающих трубопроводах, Вт.

Максимальное секундное потребление горячей воды можно вычислить по формуле (12.4). Способ расчета теплопотерь в подающих трубопроводах \dot{Q}_r представлен в разделе 9.3, посвященном проектированию циркуляционных трубопроводов.

Определение максимального секундного массового расхода сетевого теплоносителя для подогрева воды

Максимальный расход теплоносителя для ГВС \dot{m}_{scw}^{\max} определяют на основании максимального секундного теплопотребления при подогреве воды и на основании принятой температуры сетевой воды на входе в теплообменник ГВС T'_s , а также температуры на выходе из теплообменника T''_s :

$$\dot{m}_{scw}^{\max} = \frac{\dot{Q}_{cw}^{\max}}{(T''_s - T'_s) c_{cw}}, \text{ кг}/\text{s}. \quad (12.7)$$

Выбор теплообменника ГВС

Выбирать теплообменник ГВС необходимо таким образом, чтобы при максимальном секундном расходе горячая вода была подогрета на выходе из теплообменника до температуры t'_{cw} , обеспечивающей температуру 55 °C на входе в каждую водоразборную точку [6].

Типоразмер теплообменника ГВС можно подобрать на основании расчетных программ фирм-производителей теплообменников, номограмм или пользуясь основными формулами [12], если известны расчетные формулы для коэффициента теплообмена теплообменника.

Поскольку теплообменники производят согласно типоразмерам, то чаще всего выбор приходится на теплообменник с мощностью, превышающей потребность. Для выбранного теплообменника необходимо определить температуру теплоносителя на выходе из теплообменника и расход теплоносителя.

Определение параметров, характеризующих циркуляцию

Расчет расхода теплоносителя для подогрева воды в циркуляционном контуре осуществляют при отсутствии разбора горячей воды. Циркуляционный расход определяют на основании теплопотерь в подающих трубопроводах. Температуру циркуляционной воды на входе в теплообменник ГВС t''_{cyrk} определяют на основании теплопотерь в циркуляционном контуре. Затем рассчитывают циркуляционный расход воды методом последовательных приближений из уравнений, описывающих характеристику теплообменника либо при помощи программ, предназначенных для выбора теплообменника.

Определение циркуляционного расхода горячей воды

Общий циркуляционный расход циркуляционной воды рассчитывают согласно представленной ниже формуле:

$$\dot{V}_{cyrk} = \frac{\dot{Q}_r}{c_{cw} \rho_{cw} (t'_{cw} - t_{cw})}, \text{ дм}^3/\text{s}, \quad (12.8)$$

где c_{cw} – удельная теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; ρ_{cw} – плотность воды, $\text{кг}/\text{dm}^3$; t_{cw} – температура горячей воды на выходе из водоразборной точки, °C; t'_{cw} – температура горячей воды на выходе из узла подогрева, °C.

Если учесть, что во время циркуляции происходит охлаждение горячей воды в системе Δt_{cw} на 2...3 °C (от места ее подготовки до водоразборной точки), то это позволит определить действительный циркуляционный

расход и практически дает гарантию реализации термической дезинфекции системы.

Определение температуры циркуляционной воды на входе в теплообменник ГВС

Температуру циркуляционной воды на входе в теплообменник ГВС t''_{cyrk} необходимо рассчитать по следующей формуле:

$$t''_{cyrk} = t'_{cw} - \frac{\dot{Q}_r + \dot{Q}_{cyrk}}{\dot{V}_{cyrk} \rho_{cw} c_{cw}}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (12.9)$$

Теплопотери в циркуляционных трубопроводах \dot{Q}_{cyrk} определяют по формуле:

$$\dot{Q}_{cyrk} = \sum_{j=1}^m \dot{Q}_{cyrkj}, \text{ Вт,} \quad (12.10)$$

где j – циркуляционный участок; m – количество всех циркуляционных участков.

Определение расхода теплоносителя для обеспечения циркуляции

Для источника теплоты важным аспектом является определение расхода сетевого теплоносителя, проходящего через теплообменник ГВС и обеспечивающего соответствующую температуру циркуляционной воды на выходе теплообменника. Для проведения анализа принят период с отсутствием водоразбора горячей воды. Произведя выбор теплообменника для подогрева горячей воды в период максимального водоразбора и зная температуру теплоносителя на входе в теплообменник, расход и температуру циркуляционной воды на выходе из теплообменника, а также температуру воды на входе в теплообменник, можно определить расход теплоносителя для подогрева циркуляционной воды [12]. Сначала производят расчет параметра S' , характеризующего теплообменник ГВС:

$$S' = \frac{Fk}{\dot{V}_{scw}^{\max} \rho_s c_s} = \frac{T'_s - T''_s}{\Delta t_{sr}}, \quad (12.11)$$

где Δt_{sr} – средняя разница температуры между теплообменывающимися средами в теплообменнике, $^\circ\text{C}$; F – поверхность теплообмена теплообменника, м^2 ; k – коэффициент теплообмена теплообменника, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; ρ_s – плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{дм}^3$; c_s – удельная теплоемкость теплоносителя, $\text{Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Для определения расхода теплоносителя, необходимого для подогрева циркуляционной воды, следует методом последовательного приближения с учетом \dot{m}_{scyrk} решить равенство, описывающее зависимость между

параметрами теплообменывающихся сред в теплообменнике [12]:

$$t'_{cyrk} + t'_{cw} + (T'_s - t'_{cw}) \frac{1 - \exp[-(1 - \frac{1}{R})]S}{R - \exp[-(1 - \frac{1}{R})]S}, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (12.12)$$

где t'_{cyrk} , t'_{cw} , T'_s – известные параметры, а неизвестный параметр \dot{V}_{scyrk} появляется в параметрах R и S :

$$R = \frac{\dot{V}_{cyrk} \rho_{cyrk} c_{cyrk}}{\dot{V}_{scyrk} \rho_{scyrk} c_s} \approx \frac{\dot{V}_{cyrk}}{\dot{V}_{scyrk}}; \quad (12.13)$$

$$S = S' \frac{\dot{m}_{scw}^{\max}}{\dot{m}_{scyrk}} \approx S' \frac{\dot{V}_{scw}^{\max}}{\dot{m}_{scyrk}}. \quad (12.14)$$

Рассчитанный таким образом расход теплоносителя обеспечивает температуру воды на выходе из теплообменника, которая гарантирует соответствующую температуру горячей воды в водоразборных точках при отсутствии водоразбора.

Определение требуемого среднего расхода теплоносителя для подогрева воды

Для увязки сопротивления ветвей систем отопления и ГВС при применении теплопункта с приоритетным режимом подогрева горячей воды является определение среднего расхода теплоносителя на подготовку горячей воды. Принято считать, что средний расход теплоносителя соответствует расходу, при котором переданное в теплообменнике количество теплоты равно средней тепловой потребности на подогрев воды. Ниже рассмотрена методика определения данного расхода.

Среднюю тепловую потребность на подогрев воды \dot{Q}_{cw}^{sr} рассчитывают по формуле:

$$\dot{Q}_{cw}^{sr} = \dot{V}_{cw}^{sr} \rho_{cw} c_{cw} (t_{cw} - t_{zw}) + (\dot{Q}_r + \dot{Q}_{cyrk}), \text{ Вт,} \quad (12.15)$$

где t_{zw} – температура холодной воды, $^\circ\text{C}$.

В тепловом балансе источника теплоты можно пренебречь теплотой для отопления, получаемой от циркуляции ГВС. Количество теплоты в данном случае можно определить согласно нижеследующей приближенной формуле:

$$\dot{Q}_{cw}^{zysk} = a(\dot{Q}_r + \dot{Q}_{cyrk}), \text{ Вт,} \quad (12.16)$$

где a – коэффициент, учитывающий долю использования теплопоступлений от циркуляции ГВС на отопление объекта.

Значение коэффициента a зависит от технического решения системы и времени года. Можно принять, что для отопительного периода $a = 0,5$ [11].

При определении требуемого среднего расхода теплоносителя для подогрева воды необходимо вычислить средний расход нагреваемой воды, поступающей в теплообменник, и его среднюю температуру. Считается, что расход воды, поступающий в теплообменник ГВС $\dot{V}_{cw + cyrk}^{sr}$, составляет:

$$\dot{V}_{cw + cyrk}^{sr} = \dot{V}_{cw}^{sr} + \dot{V}_{cyrk}, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (12.17)$$

Предположение, что циркуляционный расход является постоянным, а разбор горячей воды не приводит к его уменьшению, обеспечивает определенную толерантность при расчете требуемого среднего расхода теплоносителя для подогрева воды.

Среднюю температуру нагреваемой воды на входе в теплообменник определяют на основании средней потребности в теплоте на подогрев воды. Полученную зависимость можно выразить следующим равенством:

$$t'_{cw + cyrk} = t'_{cw} - \frac{\dot{Q}_{cw}^{sr}}{\dot{V}_{cw + cyrk}^{sr} \rho_{cw + cyrk} C_{cw + cyrk}}, {}^\circ\text{C}. \quad (12.18)$$

Требуемый средний расход теплоносителя для подогрева воды \dot{m}_{scw}^{sr} вычисляют методом последовательных приближений из равенства (12.12), характеризующего зависимость между параметрами теплообменника, существующими сред в выбранном теплообменнике. Существует также возможность применения компьютерных программ, в которых для выбранного теплообменника и заданных исходных параметров можно определить оставшиеся показатели. Рассчитанный таким образом расход теплоносителя, поступающего в теплообменник, обеспечивает соответствующую температуру нагреваемой воды на выходе из теплообменника во время работы циркуляции (в период отсутствия водоразбора горячей воды).

Для правильной работы теплопункта системы отопления и ГВС с приоритетом подготовки горячей воды необходимо выполнить условие уравнения (12.2), а именно:

$$\dot{m}_{scw}^{sr} \leq \dot{m}_s^{sr} = \dot{m}_{sco} + \dot{m}_{scw}^{sr}, \text{ кг/с}, \quad (12.19)$$

где \dot{m}_s^{sr} – общий расход теплоносителя, поступающий в теплопункт, кг/с; \dot{m}_{sco} – расчетный расход теплоносителя для системы отопления, кг/с.

В ситуации, если зависимость (12.19) не выполняется, необходимо увеличить общий расчетный расход теплоносителя (греющей воды) настолько, чтобы выполнить условие указанной зависимости.

Условия термической дезинфекции системы были рассмотрены в главе 9. Температура подогреваемой воды во время дезинфекции на выходе из теплообменника должна соответствовать температуре, рассчитанной по формуле (9.30), а температуру греющей воды, поступающую в теплообменник, можно вычислить по формуле (12.12) после расчета теплопотерь при дезинфекции, а также расчета температуры теплоносителя.

12.4. Подключение к теплосети

При подключении к теплосети потребитель заказывает максимальное потребляемое из теплосети количество тепловой энергии. Если произойдет превышение данного количества, то потребитель производит оплату по более высокому тарифу. Во избежание такой ситуации чаще всего в теплопункте обеспечивают ограничение расхода теплоносителя. На вводе теплосети в теплопункт необходимо также установить автоматический клапан, стабилизирующий перепад давления (располагаемое давление) [7].

При параллельном присоединении теплообменника ГВС подающий трубопровод теплосети разветвляется для подачи теплоносителя в систему центрального отопления и для подачи теплоносителя в теплообменник ГВС. При проектировании теплопункта необходимо увязать сопротивление ветвей таким образом, чтобы при располагаемом для теплопункта перепаде давления весь расход заказанного теплоносителя мог быть направлен через ветвь ГВС при полностью закрытом регуляторе теплового потока системы отопления (вода не проходит по ветви системы отопления) и полностью открытому регуляторе температуры системы ГВС. При этом сопротивление ветвей ЦО должно быть таково, чтобы при исходном располагаемом давлении и полностью открытом регуляторе теплового потока системы отопления, расход для системы отопления соответствовал разнице между расходом теплоносителя для теплопункта и расходом теплоносителя, необходимым для подогрева циркуляционного расхода системы ГВС. Установленный в теплопункте на вводе теплосети ограничитель расхода заблокирует увеличение расхода сетевой воды сверх заказанного, в ситуации, если сопротивление ветвей станет меньше расчетного.

Литература

1. Chłudow A. W.: Zaopatrzenie w ciepłą wodę, Warszawa, Arkady, 1960.
2. Ciepłoch T.: Zalety i wady systemów wytwarzania c.w.u. w oparciu o doświadczenia duńskie, Instal, 2002, nr 9, s. 46-49.
3. Leciej-Pirczewska D., Szaflik W.: Modelowanie temperatury w pomieszczeniach przy ogrzewaniu budynku mieszkalnego z przerwami, w: Materiały konferencyjne VIII Forum Ciepłowników Polskich, Międzyzdroje, 13-15 września 2004, s. 219-224.
4. Mańkowski St.: Kryteria doboru węzłów ciepłej wody współpracujących z wodną siecią cieplną, Praca doktorska, Politechnika Warszawska, 1971.
5. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 roku w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie, Dz. U. RP z 12.04.2002 r, p. 690.
6. Sander H.: Warmwasserbereitungsanlagen, Berlin Charlottenburg, Verlag Haenchen u. Jäh., 1963.
7. Sprawozdanie końcowe z realizacji projektu badawczego Nr 8 T07G 001 20 wykonanego pod kierownictwem W. Szaflika pt. Określanie wskaźników zużycia ciepłej wody do wymiarowania układów służących do jej przygotowania dla budynków mieszkalnych wielorodzinnych wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe, Szczecin, 2003, maszynopis.
8. Szaflik W.: Określanie poboru ciepłej wody do projektowania bezzasobnikowych układów do jej przygotowywania, w: Materiały konferencyjne VIII Forum Ciepłowników Polskich, Międzyzdroje, 13-15 września 2004, s. 194-201.
9. Szaflik W.: Równoległe węzły co i cwu z priorytetem przygotowania ciepłej wody. Informacja, Instal 1998, nr 7-8, s. 4-8.
10. Szaflik W.: Projektowanie jednostopniowych bezzasobnikowych węzłów ciepłej wody użytkowej z priorytetem jej przygotowania, w: XI International Conference „Air Conditioning & District Heating 2005, Wrocław—Szklarska Poręba, 23—26 June 2005, Edition PZITS nr 855, s. 659-664.
11. Szaflik W.: Straty ciepła i koszty eksploatacji instalacji ciepłej wody użytkowej w domach jednorodzinnych, Instal, 2002, nr 1, s. 2.9 i nr 2, s. 2-5.
12. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła, Warszawa, PWN, 1988.
13. Zarządzenie Nr 47 Ministra Gospodarki Terenowej i Ochrony Środowiska z dnia 10.08.1974 r., Dziennik Budownictwa 1974, nr 6, Ramowe wytyczne projektowania instalacji centralnej ciepłej wody w budownictwie mieszkaniowym wielorodzinnym.

13. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ПОДОГРЕВА ВОДЫ

13.1. Введение

Продукты сгорания полезных ископаемых загрязняют окружающую среду и приводят к ее деградации. Кроме того, запасы полезных ископаемых уменьшаются и возрастает угроза их исчерпания. В этой связи ведется поиск новых неисчерпаемых и экологически чистых источников энергии. Таким источником является энергия, излучаемая Солнцем. Солнечная энергия наиболее эффективно может быть использована в тех местах, где необходимо получать горячую воду или теплый воздух.

Солнечным излучением называется поток излучаемой энергии Солнца, направляемый к поверхности Земли [6]. В результате изменяющихся метеорологических условий (облачность), а также вращательного движения Земли вокруг своей оси и движения Земли вокруг Солнца солнечное излучение является переменным источником энергии. Внутри Солнца, постоянно в течение около 5 млрд. лет протекают ядерные реакции, высвобождающие огромное количество энергии, которая передается во Вселенную путем излучения. От Солнца постоянно излучается энергия в $6280 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Излучению, исходящему от Солнца и направляющемуся в космическое пространство, соответствует длина волн очень широкого диапазона. Однако большая часть энергии сосредоточена в диапазоне видимого спектра и в диапазоне инфракрасного излучения, благодаря которому в значительной степени мы получаем тепло.

Полная интенсивность излучения на верхней границе земной атмосферы, падающая на нормальную поверхность в направлении лучей, равна $1,367 \text{ кВт}/\text{м}^2$ (этую величину называют солнечной постоянной) [1]. Погрешность в определении солнечной постоянной составляет $\pm 1\%$ (это результат переменного в течение года расстояния Земля-Солнце и появления пятен на Солнце). Однако поверхности Земли достигает около $1,025 \text{ кВт}/\text{м}^2$ [11], и то только тогда, когда Солнце находится в зените, а небо безоблачно. Так происходит потому, что, проходя через атмосферу, часть лучей поглощается водяным паром, двуокисью углерода и озоном, содержащимся в воздухе, в то же время часть отражается и рассеивается частицами воды, дыма и пыли (рис. 13.1). Интенсивность излучения вблизи поверхности Земли уменьшается пропорционально увеличению расстояния, которое солнечные лучи должны пройти через атмосферу.

В этой связи путь, который проходят лучи, разный для каждой географической широты. Кроме того, этот путь постоянно изменяется вместе с положением Солнца в зависимости от времени дня и года. На интенсивность излучения может иметь влияние также степень загрязненности атмосферы

дымом и пылью. Полное солнечное излучение, поступающее на землю, является суммой прямого солнечного излучения, рассеянного излучения неба (диффузационного), а также отраженного от поверхности Земли и от объектов вблизи абсорбера солнечного коллектора.

Прямое излучение составляет такую часть излучения, которая в зависимости от положения Солнца поступает на поверхность Земли под определенным углом. Рассеянное солнечное излучение излучается всем небосводом и придает ему голубую окраску в результате рассеивания солнечного света. В этой связи оно ненаправленное и его влияние одинаковое, независимо от положения поверхности, которая его принимает. Это зависит от времени дня, от погоды, облачности и от того, с какой части неба поступает данное излучение.

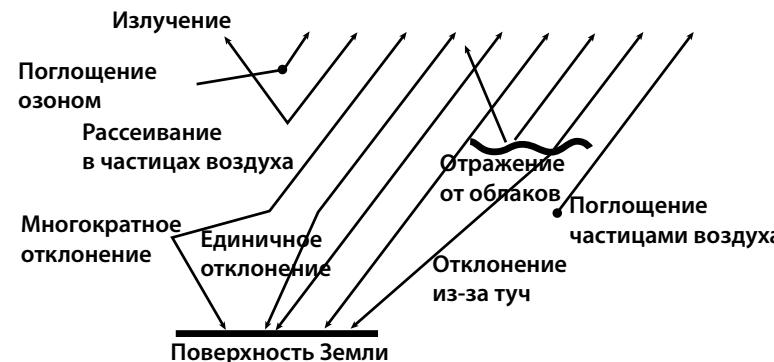


Рис. 13.1. Влияние солнечного излучения на атмосферу Земли [1]

Энергия солнечного излучения характеризуется множеством достоинств, к которым относятся прежде всего: неисчерпаемость, доступность и отсутствие затрат на ее получение. Основными недостатками энергии солнечного излучения являются временность ее наличия и непостоянство, связанное в климате с переменчивостью атмосферных условий. Недостатком также является относительно небольшая интенсивность излучения – для получения солнечной энергии необходима большая поверхность солнечных коллекторов, что повышает инвестиционные затраты.

13.2. Ресурсы солнечной энергии в Польше

С точки зрения способа использования энергии солнечного излучения для технических целей самыми важными являются два способа преобразования энергии:

- фототермическое преобразование, состоящее в преобразовании в солнечных коллекторах с помощью абсорберов энергии солнечного излучения в теплоту;

- фотоэлектрическое преобразование, в результате которого с помощью полупроводников в солнечных батареях происходит преобразование энергии излучения на электроэнергию.

Для подогрева воды используют процесс фототермического преобразования, происходящий в солнечных коллекторах.

Энергия солнечного излучения, поступающая на поверхность Земли, оценивается на основании следующих параметров:

- суточной, месячной, сезонной и годовой инсоляции H , выражающей количество солнечной энергии, попадающей на единицу горизонтальной поверхности плоскости в $\text{кДж}/\text{м}^2$;

- интенсивности общего солнечного излучения I (секундное значение), выраженной в $\text{Вт}/\text{м}^2$;

- продолжительности прямого солнечного сияния (Солнце видно и незакрыто тучами, туманом или дымом), выражается в часах в год.

Наиболее значимым исходным параметром для проектирования устройств, использующих энергию солнечного излучения, является годовая сумма общего излучения, поступающего на поверхность. На территории Польши наблюдается разное количество суммарной солнечной радиации за год, что представлено на карте рис. 13.2 по данным некоторых метеостанций в табл. 13.1.



Рис. 13.2. Суммарная солнечная радиация за год в Польше [10]

Таблица 13.1. Суммарная солнечная радиация на поверхность Земли за год на некоторых метеостанциях Польши. Минимальные значения, среднеарифметические и максимальные за 1961-1995 г. г. [11]

Расположение метеостанции	Суммарная солнечная радиация на поверхность Земли за год					
	Минимальная		Среднеарифметическая		Максимальная	
	МДж/(м ² .год)	кВт·ч/(м ² .год)	МДж/(м ² .год)	кВт·ч/(м ² .год)	МДж/(м ² .год)	кВт·ч/(м ² .год)
Гдыня	3 226	896	3 692	1 026	4 054	1 126
Каспровы Верх	3 176	882	3 839	1 066	4 316	1 199
Колобжег	3 428	952	3 829	1 064	4 138	1 149
Миколайки	3 247	902	3 636	1 010	4 035	1 121
Сувалки	2 999	833	3 528	980	4 127	1 146
Варшава	3 162	878	3 538	983	4 014	1 115
Закопане	3 145	874	3 576	993	3 977	1 105

В Польше больше всего солнечного излучения (свыше 1048 кВт·ч/(м².год)) приходится на юго-восточную часть Любельского воеводства. Центральная часть Польши, занимающая около 50 % площади, получает излучение в диапазоне 1022...1048 кВт·ч/(м².год). Наименьшее количество солнечной энергии (менее 996 кВт·ч/(м².год) наблюдается в промышленном регионе (Силезия), в приграничных территориях Польши с Чехией и Германией, а также в регионе северной Польши, вдоль морского побережья, за исключением самого побережья.

Суммарная солнечная радиация на поверхность Земли за сутки по данным некоторых метеостанций представлена в табл. 13.2.

Таблица 13.2. Суммарная солнечная радиация на поверхность Земли за сутки по данным некоторых метеостанций Польши [11].

Среднеарифметическое значение за 1961-1995 г. г. [кВт·ч/(м².сутки)]

Расположение метеостанции	Месяц											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Гдыня	0,50	1,06	2,28	3,75	5,17	5,72	5,31	4,36	2,83	1,58	0,64	0,39
Каспровы Верх	1,28	2,11	3,31	4,25	4,44	4,06	4,08	3,72	3,11	2,33	1,31	0,97
Колобжег	0,53	1,11	2,31	3,92	5,44	5,86	5,53	4,67	2,89	1,61	0,64	0,39
Миколайки	0,56	1,19	2,28	3,50	5,00	5,53	5,25	4,39	2,83	1,53	0,61	0,39
Сувалки	0,56	1,22	2,33	3,44	4,83	5,36	5,08	4,19	2,72	1,44	0,58	0,36
Варшава	0,58	1,14	2,25	3,42	4,80	5,25	5,11	4,28	2,78	1,58	0,64	0,42
Закопане	0,97	1,72	2,75	3,58	4,17	4,42	4,42	3,86	2,92	2,06	1,08	0,69

В солнечном излучении, поступающем к абсорберу коллектора, можно выделить три составляющие: прямое излучение, рассеянное излучение и отраженное излучение. Интенсивность излучения в летний период может

достигать до 1000 Вт/м², в то же время чаще всего находится в диапазоне 600...800 Вт/м². В зимние месяцы максимальная интенсивность прямого излучения составляет 400...500 Вт/м².

Важным параметром для использования энергии солнечного излучения является длительность солнечного сияния. В Польше этот параметр колеблется в пределах от 1200 до 1700 ч. Переменчивость длительности солнечного сияния в Польше представлена на рис. 13.3.



Рис. 13.3. Средняя длительность солнечного сияния на территории Польши [10]

Для подбора солнечных коллекторов можно воспользоваться средними показателями метеорологических параметров, представленными в табл. 13.3 [10].

Таблица 13.3. Средние показатели метеорологических параметров Польши [10]

Параметр	Период			
	Год I-XII	Летнее полуго-дие IV-IX	Зимнее полу-годие X-III	Летнее полуго-дие VI-VIII
Длительность солнечного сияния, ч	1600	1200	400	750
Суммарная инсоляция, кВт·ч/м ²	990	766	223	428
Средняя суточная суммарная инсоляция, кВт·ч /м ²	2,7	4,2	1,2	4,7

13.3. Получение солнечной энергии для приготовления горячей воды

13.3.1. Вступление

Солнечная энергия для подогрева воды вырабатывается с помощью солнечных коллекторов, которые служат для преобразования энергии солнечного излучения в тепловую энергию (термическое преобразование). Горячая вода может подогреваться в солнечных коллекторах непосредственно или с помощью рабочего теплоносителя. Самым простым коллектором является поверхность, поглощающая солнечное излучение. Представленные на рынке солнечные коллекторы, применяемые для подогрева горячей воды, можно поделить на [11]:

1) плоские коллекторы:

- с теплоизоляцией из минеральной ваты или полиуретановой пены;
- с вакуумной изоляцией;

2) трубчатые вакуумные коллекторы:

- с непосредственной циркуляцией теплоносителя;
- со встроенным термотрубками;
- другие, например, зеркальные.

Иная встречающаяся классификация коллекторов – это классификация в зависимости от температуры, которую можно получить на абсорбере коллектора. Коллекторы делятся на низко- и высокотемпературные. Излучение, попадающее на пластину, может быть поглощено, пропущено через нее и отражено от ее поверхности. Поглощенная часть энергии преобразовывается в теплоту, а нагретое тело отдает теплоту излучением. Температура, получаемая в коллекторе, является температурой равновесия, для которой поток энергии, подведенной к коллектору, соответствует потоку энергии, отведенной и излученной коллектором.

КПД коллектора зависит от разницы температуры между абсорбером и внешним воздухом. По мере возрастания этой разницы КПД снижается. Временный КПД для плоских коллекторов находится в пределах от 80 до 35 % (разница температуры от 0 до 100 °C), для вакуумных трубчатых коллекторов – от 75 до 55 % (разница температуры от 0 до 100 °C). Для подогрева горячей воды чаще всего применяют плоские солнечные коллекторы в сочетании с дополнительным традиционным источником теплоты.

13.3.2. Разновидность и применение солнечных коллекторов

По виду конструкции солнечные коллекторы можно разделить на плоские и коллекторы-концентраторы (трубчатые, вакуумные). Коллекторы-концентраторы применяют в устройствах, где требуется высокая температура

рабочего теплоносителя. В этих коллекторах используют оптические схемы, концентрирующие на абсорбирующем элементе солнечное излучение, в результате чего увеличивается плотность потока энергии излучения, попадающего на поглощающую поверхность.

Плоские коллекторы

Среди солнечных коллекторов наиболее популярными являются плоские коллекторы. На рис. 13.4 представлена схема жидкостного плоского солнечного коллектора.

Плоский солнечный коллектор состоит из следующих элементов:

- пластины с каналами (2), в которых протекает подогреваемый теплоноситель, на пластине находится слой (3), поглощающий энергию солнечного излучения;
- прозрачного для солнечного излучения покрытия коллектора (1), которое пропускает энергию к абсорберу, минимизирует теплопотери коллектора (4) и защищает его от непосредственного влияния окружающей среды;
- теплоизоляции (5), уменьшающей теплопотери через нижнюю и боковые стенки коллектора;
- рамы (6), к которой прикреплены отдельные элементы коллектора, обеспечивающей необходимую для конструкции жесткость и надежность.

На рис. 13.4 представлены также примеры форм абсорбера солнечных коллекторов в разрезе. Для абсорбера в виде металлической панели, окрашенной в черный цвет, избирательность (отношение коэффициентов абсорбции и эмиссии для поверхности пластины) приближается к единице, а температура абсорбера в летний день при интенсивности прямого солнечного излучения $I_b = 800 \text{ Вт}/\text{м}^2$ составляет 343 K (70 °C). Для получения более высокой температуры абсорбера применяют, например, избирательное покрытие, а также концентрируют излучение зеркальными устройствами.

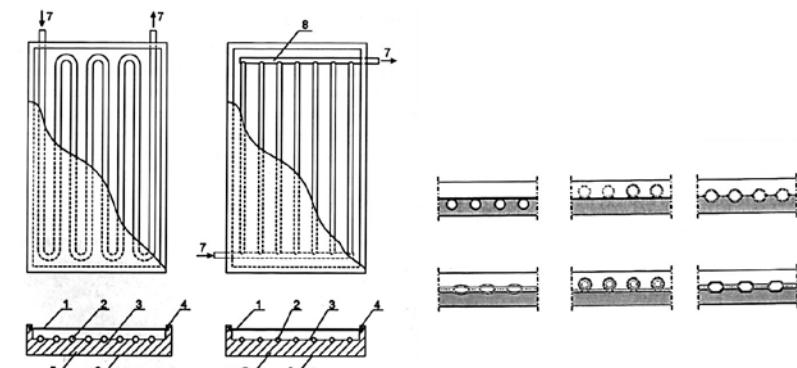


Рис. 13.4. Схема жидкостного плоского солнечного коллектора [7]

Вакуумные коллекторы – трубчатые

Вакуумный трубчатый коллектор выполнен из двух соединенных между собой трубок, между которыми находится вакуум, являющийся изоляционным слоем. Во внешней стеклянной трубке находится селективное поглощающее покрытие, через которое воспринятая теплота передается к встроенным внутри трубкам. Эти коллекторы могут быть оборудованы параболическими зеркалами из нержавеющей стали, расположенными под ними. На рис. 13.5 представлена схема вакуумного коллектора. Такой коллектор характеризуется намного большей эффективностью, чем плоский. Благодаря его конструкции теплопотери трубчатых коллекторов очень малы, а теплота может быть получена даже при облачной погоде (рассеченное солнечное излучение) и чрезвычайно низких температурах (низкая температура окружающей среды и высокая температура теплоносителя).



Рис. 13.5. Схема вакуумного коллектора [5]

Общие принципы монтажа солнечных коллекторов

Эффективность солнечного коллектора зависит от двух элементов: его ориентации по отношению к сторонам света и угла наклона к горизонтальной поверхности. Коллекторы должны быть направлены на юг, однако допускается отклонение даже на 45° от этого направления. Двадцатиградусное отклонение в течение летних месяцев практически не имеет никакого влияния на их эффективность. Угол падения солнечных лучей на поверхность Земли зависит от времени года и времени суток. Лучше всего – под прямым углом. В этой связи для польских условий угол отклонения панели от горизонтальной поверхности должен составлять 30° для систем, работающих летом, а для систем, работающих зимой – 60° . Для систем,

работающих круглый год, – 40° . Коллекторы, по крайней мере с 80° до 160° , не должны заслоняться соседними зданиями, деревьями и другими объектами. Для теплового расчета коллектора необходимо учитывать:

- продолжительность инсоляции и ее распределение;
- среднесуточное и месячное суммарное излучение, $\text{kVt}\cdot\text{ч}/\text{м}^2$;
- средняя мощность излучения, Вт.

Коллекторы могут быть установлены в следующих местах:

- на скатах крыши;
- непосредственно над скатом крыши;
- на специальных стеллажах над скатом крыши;
- на стеллаже фасада;
- на отдельно стоящем стеллаже.

Оптимальный угол наклона плоскости коллектора, направленного в южном направлении, в различные периоды года в Польше, представлен в табл. 13.4.

Таблица 13.4 Оптимальный угол наклона плоскости коллектора, направленного в южном направлении, в различные периоды года в Польше [11]

Параметр	Месяц												Период	
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	IV-X	I-XII
Угол, градус	60	55	45	30	15	10	15	30	45	55	65	65	23	40

13.4. Подогрев воды в солнечных установках

13.4.1. Вступление

Количество солнечной энергии, поступающей к Земле, как об этом упоминалось в начале, зависит от многих факторов, таких как: время года, время суток, облачность, положение коллектора и многое другое. Количество энергии солнечного излучения, поступающего к определенному месту на поверхности Земли, не зависит от нашей потребности. Чаще всего пиковая потребность в энергии, связанная с расходом горячей воды в жилых зданиях, наблюдается в периоды, которые не совпадают с периодами пикового поступления солнечной энергии. В этой связи энергию излучения, получаемую во время максимальной активности Солнца, следует аккумулировать, чтобы воспользоваться ею во время пика водоразбора горячей воды. В то же время следует помнить о периодах, когда от Солнца поступает небольшое количество энергии и тогда система приготовления горячей воды должна поддерживаться дополнительным источником теплоты. Мощность дополнительного источника теплоты зависит от количества потребляемой горячей воды и от способа взаимодействия с аккумуляционным баком.

13.4.2. Баки-аккумуляторы горячей воды в солнечных установках

Бак-аккумулятор для накопления горячей воды в солнечной установке является вторым по значимости устройством после коллектора, отвечающим за эффективность системы подогрева воды и за ее эксплуатационную характеристику. Задача бака состоит в накоплении горячей воды, подогретой воспринятой коллектором теплотой солнечного излучения, что позволяет потребителю эффективно расходовать воду. Для этого необходимо:

- подобрать объем бака, соответствующий мощности коллектора и потребности потребителя в горячей воде;
- обеспечить такую конструкцию бака, которая позволяла бы самостоятельно внутри него образовываться зоне с требуемой (либо более высокой) температурой воды.

Бак должен сохранить накопленную в нем горячую воду и минимизировать ее охлаждение в случае, когда водоразбор подогретой воды смещен во времени. В баке воду также можно дополнительно додревать до необходимой температуры. Основные конструктивные решения:

- бак исключительно аккумуляционный (без нагревательных элементов) (рис. 13.6, а);
- бак с нагревателем (рис. 13.6, б);
- бак со спиральным (трубчатым) теплообменником (рис. 13.6, в);
- бак с двумя спиральными трубчатыми теплообменниками (рис. 13.6, г);
- бак со спиральным (трубчатым) теплообменником и нагревателем (рис. 13.6, д).

Перечисленные виды баков-аккумуляторов представлены на рис. 13.6.

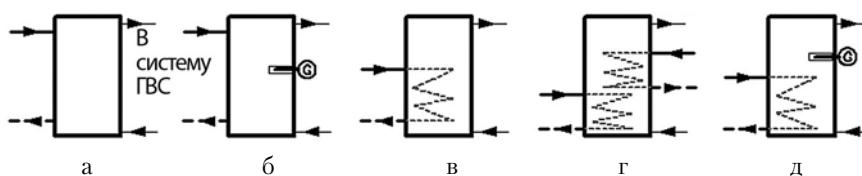


Рис. 13.6. Баки-аккумуляторы

Бак-аккумулятор без нагревательного элемента с водой, поступающей от солнечного коллектора, применяют, если подогреваемая вода проходит непосредственно через солнечный коллектор либо внешний теплообменник, подсоединеный к коллектору. В этой системе применяют

также бак-аккумулятор с дополнительным нагревательным элементом, подогревающим воду. Вода подогревается до соответствующей температуры дополнительным источником теплоты. Это может быть спиральный теплообменник, либо водяная рубашка (бак в баке), либо электрический нагреватель. Бак-аккумулятор со спиральным теплообменником, как правило, применяют в системах с разделенным коллекторным контуром. Теплоноситель, поступающий от коллектора, подогревает воду через спиральный теплообменник, находящуюся в баке. Такое решение может быть добавлено дополнительным источником теплоты в виде спирального теплообменника, соединенного с котловым контуром, для додрева воды до соответствующей температуры.

Распределение температуры воды внутри баков-аккумуляторов позволяет классифицировать их на два основных типа:

- баки с полным смешением и практически одинаковой температурой воды во всем объеме;
- баки с температурной стратификацией, в которых наблюдается значительный вертикальный градиент температуры: температура вверху бака самая высокая, а внизу – самая низкая. При хорошо изолированном баке практически не наблюдается градиент температуры в горизонтальном направлении.

Использование явления температурной стратификации воды в баке эффективным образом увеличивает КПД солнечной установки для ГВС в прямых схемах ее подогрева. Благодаря температурному «расслоению» накопленной воды на два слоя: верхнего – с более высокой температурой и нижнего – с более низкой, при той же средней температуре воды, потребитель может получать воду более высокой температуры. При этом вода, вытекающая из бака в коллектор более низкой температуры, одновременно повышает КПД получения энергии коллектором. Можно определить оптимальное температурное «расслоение» воды, для которого солнечная установка в данных климатических и эксплуатационных условиях достигает наивысшей суточной эффективности. Распределение температуры в баке-аккумуляторе, прежде всего, зависит от формы и объема бака, расположения входящих и выходящих патрубков, способа подачи входящей в бак воды, а также соответствующего размещения внутри бака элементов, которые могут потенциально нарушить внутрибаковое течение, например, подогревателей воды.

При правильном проектировании и эксплуатации вертикальный градиент температуры в баке образовывается самостоятельно. Если такого не происходит, то это свидетельствует о несоответствующей конструкции бака или о выборе несоответствующего бака. Такая ситуация чаще всего имеет место в системах с раздельным коллекторным контуром и

теплообменником, расположенным непосредственно в баке. Несоответствующее размещение теплообменника в баке или неправильно подобранный поверхность теплообмена могут стать причиной появления конвекционных потоков, выравнивающих температуру воды в баке. В наименьшей степени стратификацию в баке нарушает спиральный теплообменник, занимающий всю высоту бака, при этом спираль должна разделять поперечный разрез бака на два разных поля [8].

Появлению постоянной стратификации в баке способствуют соответствующие параметры бака – отношение его высоты к диаметру. Рекомендуется, чтобы этот показатель находился в пределах от 3 до 4 [8]. Температурная стратификация в баке зависит от вертикальной теплопроводности воды и стенок бака, а также от теплопотерь в окружающую среду [8]. Для хорошо изолированного бака (толщина теплоизоляции из минеральной ваты не менее 150 мм), без внутренних элементов с высокой теплопроводностью (например, теплообменник, электрический нагреватель), фактором, который оказывает наибольшее влияние на поддержание вертикального градиента температуры, является проводимость стенок бака. Толстые стенки с хорошей теплопроводностью приводят к быстрой потере стратификации. Исследования, проводимые Голландсом [8], показывают, что например, в алюминиевом баке потеря стратификации происходит почти в 10 раз быстрее, чем в таком же баке из стекла.

В хорошо изолированном баке-аккумуляторе со стенками из материала с низкой теплопроводностью, при отсутствии расхода воды через бак, температурное расслоение может удерживаться в течение нескольких дней подряд. Поэтому в будущем предусматривается широкое применение баков из полимерных материалов с малой теплопроводностью.

Баки с полным смешением в солнечных установках приготовления горячей воды встречаются редко.

13.4.3. Классификация солнечных установок для подогрева воды

Для подогрева воды солнечную энергию используют, прежде всего, в частных домах, пансионатах и т. п. В настоящее время все чаще – в жилищном строительстве. Для солнечных систем подогрева воды используют несколько основных решений. Эти решения можно классифицировать [4]:

1. По способу передачи теплоты от системы к воде:
 - а) прямые схемы, в которых вода подогревается непосредственно в коллекторе;
 - б) косвенные схемы, в которых происходит разделение коллекторного контура (первичного) от контура системы ГВС через теплообменник.
2. По способу организации потока в коллекторе:

а) прямоточные системы, в которых холодная вода поступает к коллектору и после подогрева потребляется пользователем;

б) гравитационные системы (термосифонные) с так называемым пассивным контуром, в которых циркуляция воды между баком и коллектором возникает от разницы давления воды, вследствие разницы плотности воды, которая поступает и выходит из коллектора;

в) насосные системы с так называемым активным контуром, в которых циркуляция между коллектором и баком осуществляется насосом.

3. По способу использования тепловой энергии, получаемой от солнечного излучения:

а) одноконтурные системы, служащие исключительно для одной цели (например, приготовления горячей воды);

б) многоконтурные системы, запитывающие несколько видов систем.

Когда количество теплоты, поставляемой от солнечного коллектора, слишком мало для подогрева воды или когда необходимо обеспечить постоянную подачу горячей воды, следует применять дополнительный источник теплоты. Дополнительный подогрев может осуществляться разными устройствами: электрическим подогревателем, газовым подогревателем, котлом центрального отопления (газовым, на жидком или твердом (дерево, уголь) топливе), камином или тепловым насосом. Взаимодействие дополнительного источника теплоты с солнечной установкой может происходить:

а) без применения бака-аккумулятора;

б) с использованием обоими источниками теплоты общего бака-аккумулятора;

в) с использованием каждым источником индивидуального бака-аккумулятора.

13.4.4. Схемы применения солнечных установок для подогрева воды

На рис. 13.7 представлены принципиальные схемы систем для прямого подогрева воды в солнечных коллекторах. Их достоинство в простоте конструкции. В то же время недостатком является то, что материалы, из которых выполнены системы, должны быть устойчивы к коррозии, поскольку через коллектор постоянно протекает свежая вода. Кроме того, коллекторы не могут использоваться в период отрицательных температур. С целью ограничения повреждения абсорбера, контактирующего непосредственно с горячей водой, необходимо, чтобы вода не была агрессивной (с низкой щелочностью, карбонатная жесткость менее 4 мвол/дм³, содержание хлоридов и сульфатов менее 50 мг/м³). Рекомендуется проектировать всю систему из одного материала, например, меди.

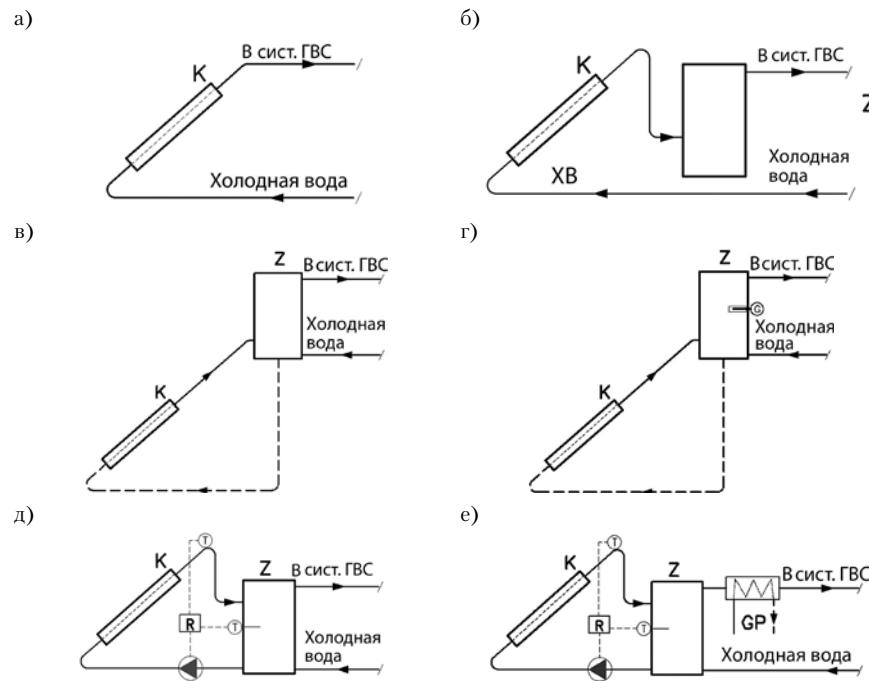


Рис. 13.7. Схемы систем для прямого подогрева воды в солнечных коллекторах:
K – коллектор; Z – бак-аккумулятор; R – регулятор; GP – проточный водонагреватель

Наиболее простым решением является система, в которой подогретая вода проходит через коллектор и затем потребляется потребителями (рис. 13.7,а). В такой системе нет возможности регулирования температуры воды, и она зависит от солнечного излучения в момент водоразбора, а также водоразбора. Система, схема которой представлена на рис. 13.7,б, функционирует аналогично предыдущей. Однако специальный бак усредняет температуру воды, т. е. уменьшает колебание ее температуры, вызванное временным разбором горячей воды. Такую схему применяют, если разбор воды относительно равномерный и наблюдается в основном в период наибольшей инсоляции. Бак-аккумулятор регулирует изменения температуры воды, вызванные временным водоразбором. Эта схема характеризуется очень простой конструкцией и вследствие низкой средней температуры воды ее эффективность достаточно велика, что является достоинством. В то же время такая схема не может эксплуатироваться в зимний период. Более эффективных параметров воды – высокой и стабильной температуры –

можно достичь используя систему с гравитационным наполнением бака, в котором накапливается подогретая вода (рис. 13.7,в). Такая схема называется термосифонной. Классическая термосифонная система состоит из солнечного коллектора и накопительного бака, расположенного выше верхнего края коллектора. Эти элементы соединены трубопроводами, обеспечивающими циркуляцию воды в контуре коллектор-накопительный бак. В этой схеме запитка осуществлена от системы холодного водоснабжения. Термосифонная система действует следующим образом: вода, подогреваемая в коллекторе, обладает меньшей плотностью, чем вода, поступающая к нему. В результате разницы плотности воды в подающем трубопроводе и в коллекторе появляется разница давления, приводящая к циркуляции воды между коллектором и накопительным баком. Термосифонная схема, действуя самостоятельно, приспособливается к текущим внешним условиям и не требует никакого обслуживания, кроме наблюдения и консервации. В такой системе небольшой поток воды в контуре коллектора увеличивает разницу температуры между слоями воды в баке, но в то же время уменьшает тепловую эффективность коллектора. Увеличение потока воды через коллектор уменьшает эффективность его работы. Происходит интенсивное смешение воды в баке, приводящее к тому, что температура воды, поступающей к коллектору, выше, а воды, расходуемой потребителем, – ниже. В случае, когда очень велика разница температуры воды, выходящей из бака, и температуры воды в баке, и к тому же мал расход вытекающей воды, может появиться специфическое температурное расслоение в баке. Оно состоит в разделении бака на две главные зоны – верхнюю с практически постоянной высокой температурой и нижнюю с постоянной низкой температурой. Между ними образовывается небольшая по высоте бака зона со значительным скачком температуры воды.

В литературе явление скачка температуры при температурной стратификации называется «термобарьер». На практике в солнечных установках термобарьер чаще всего появляется в системах с однократным замещением воды в баке в течение дня или в системе, потребляющей воду из коллектора с постоянной температурой. В классической термосифонной системе, где температура воды, выходящей из коллектора, возрастает постепенно в течение дня и уменьшается под конец периода работы, а расход воды в схеме коллектор-бак-аккумулятор обеспечивает обмен воды в баке несколько раз в течение дня, распределение температуры с характером термобарьер встречается редко во время работы системы. В то же время такое явление может наблюдаться в период интенсивного разбора горячей воды потребителем в случае, когда температура пополняющей воды намного ниже воды в баке. Термическое распределение температуры в баке может быть также нарушено из-за несоответствующего расположения патрубков разбора и

пополнения воды или неэффективной конструкции патрубков, подводящих теплоноситель из солнечного коллектора. Поступление воды в бак должно происходить через вход, позволяющий поступающей воде горизонтально растекаться как можно ближе ко дну бака. В то же время патрубок разбора горячей воды должен находиться в зоне наивысшей температуры вверху бака-аккумулятора и всегда выше трубопровода, подающего теплоноситель от коллектора к теплообменнику. Это имеет особенное значение в прямой гравитационной системе, поскольку водоразбор ниже входа из коллектора мог бы привести к разрыву контура в схеме коллектор-бак.

Обратный патрубок подогретой воды, поступающей из солнечного коллектора, должен обеспечивать небольшую скорость входа теплоносителя в бак-аккумулятор. Вблизи входа подогретой воды всегда образовывается зона смешения, размеры которой зависят от скорости входящей воды, разницы температуры входящей воды и воды в баке, а также от способа размещения патрубка (вертикально или горизонтально) [8]. В термосифонных системах, где входящая вода имеет непостоянные скорость и температуру, можно считать, что зона смешения заполняет весь объем бака выше входящего патрубка [8].

В случае, когда входящий поток характеризуется небольшой скоростью, возможно образование явления, при котором холодные потоки воды протекают через теплые зоны либо теплые потоки протекают через холодные зоны до тех пор, пока они не достигнут равновесной температуры [8]. В этом случае стратификация не нарушается. Это явление позволяет сохранять стратификацию при поступлении из коллектора более холодной воды, чем верхние слои бака, и более теплой, чем его нижние слои. Более эффективно использовать это явление позволяет применение перфорированной вертикальной трубы, часто изготавливаемой из ткани (дакрон, акрил, хлопок) [8].

Нарушение стратификации, вызванное исчезновением данного явления при слишком высокой скорости поступающей воды от коллектора, вероятно, является причиной нестабильной работы термосифонных систем. Исследования, проведенные Гуангом [8], показали, что это нарушение появляется при незначительном гидравлическом сопротивлении коллектора, значительном возвышении бака над коллектором, экстремально высоких показателях длительности солнечного излучения и слишком маленьким объеме бака по отношению к поверхности коллектора. Результатом этого является более низкая суточная эффективность системы.

На рис. 13.7,г показана прямая схема с электрическим нагревателем, размещенным в баке. Нагреватель расположен в верхней части бака и подогревает воду до температуры, необходимой для потребителя. На рис. 13.7,д и 13.7,е представлены решения с принудительной (с помощью насоса)

циркуляцией через коллектор. Эти решения позволяют произвольно располагать коллектор по отношению к баку. В таких системах применяют узлы регулировки, включающие при необходимости циркуляционный насос водоразборного контура. На рис. 13.7,е показана схема с подогревом воды до требуемой температуры во внешнем теплообменнике, расположенным за пределами бака-аккумулятора.

При круглогодичной эксплуатации устройств с целью предотвращения ускоренной коррозии, а также выпадения накипи в коллекторе применяют промежуточные схемы. В этих схемах вода или любой другой рабочий теплоноситель, проходящий через коллектор, не смешивается с подогреваемой водой. Схемы основных промежуточных схем подготовки горячей воды с использованием солнечной энергии представлены на рис. 13.8.

В качестве рабочего теплоносителя используют смесь воды с гликолем (метил- или этилгликоль), масла или другие жидкости с низкой температурой кристаллизации. Циркуляция в коллекторе может быть гравитационной или принудительной с помощью насоса. В этих системах обязательно применены теплообменники между контурами. Рекомендуемая поверхность теплообмена должна составлять около $0,45 \text{ м}^2$ на каждый 1 м^2 поверхности абсорбера [8]. Низкий теплообменник, расположенный в нижней части бака-накопителя, приводит к полному смешению воды в зоне над теплообменником, а в случае, если теплообменник расположен в верхней половине бака, то рабочий объем бака, в котором аккумулируется энергия, практически уменьшается до части бака, где расположен теплообменник. Нижняя часть бака-аккумулятора, ниже теплообменника, составляет так называемое «мертвое пространство», которое практически не участвует в процессе аккумуляции энергии. Также неэффективным решением теплообменника является применение нагревательного элемента на внешней боковой поверхности (рубашка) бака-аккумулятора. Такое решение увеличивает объем жидкости в контуре коллектора, что приводит к тепловой «инерции» системы и увеличивает теплопотери бака (теплоноситель с самой высокой температурой граничит через теплоизоляцию с окружающей средой). Коэффициент теплообмена высоких вертикальных элементов (рубашки) на порядок меньше, чем трубок спирали, а несимметричное подведение теплоты и воды к баку приводит к ее сильному смешению [8]. С этой точки зрения в системах с принудительной циркуляцией предпочтительнее использовать решение с внешним теплообменником, расположенным снаружи бака-аккумулятора, и дополнительным циркуляционным контуром между теплообменником и баком-аккумулятором (рис. 13.8,г) [8].

Подобным образом требуемое распределение температуры в баке может быть нарушено неправильным размещением дополнительного нагревательного элемента. Этот элемент должен быть расположен возле патрубка

зabora горячей воды в верхней части бака-аккумулятора. Всегда выше входа от коллектора или выше входа от теплообменника, запитанного от солнечного коллектора – в верхней части бака-аккумулятора, где обычно наблюдается непроизвольное смешение, не влияющее на процесс отбора воды или на стратификацию. Самым лучшим решением является применение проточного подогревателя, расположенного за пределами бака-аккумулятора на трубопроводе горячей воды (рис. 13.8,д и 13.8,е).

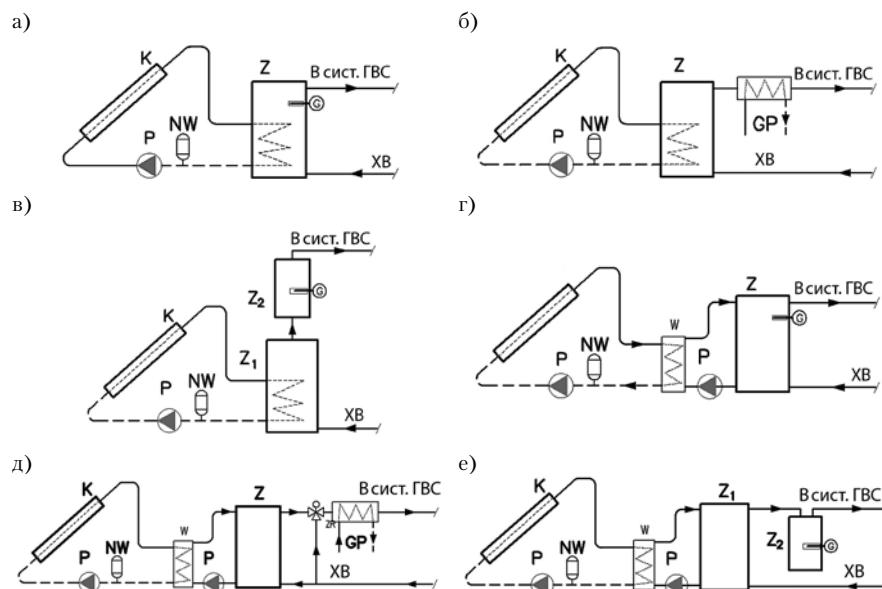


Рис. 13.8. Схемы с промежуточным приготовлением горячей воды, использующие солнечную энергию

В схемах, представленных на рис. 13.8, необходимы устройства, предохраняющие от избыточного роста давления, вызванного повышением температуры теплоносителя в контуре коллектора, например, во время перерывов в поступлении электроэнергии к двигателю насоса. Такими предохраняющими элементами могут быть закрытые или открытые расширительные баки. На рис. 13.8,а представлена промежуточная схема подогрева воды с принудительной циркуляцией теплоносителя (применяют решения и с гравитационной циркуляцией) и закрытым расширительным баком. Такая схема может эксплуатироваться при произвольном расположении бака-аккумулятора по отношению к коллектору. В то же время схема с гравитационной циркуляцией может применяться только тогда, когда нижняя часть

бака-аккумулятора размещена на высоте, по крайней мере на 30 см выше верхнего края коллектора. Рабочий теплоноситель, подогреваемый с помощью солнечного излучения, самостоятельно циркулирует в контуре коллектор-нагревательный элемент в баке. Естественная циркуляция обладает способностью саморегулирования, т. е. скорость потока зависит от разницы температуры между верхней частью коллектора и нижней частью бака-аккумулятора. На производительность системы влияет интенсивность солнечного излучения при данной температуре воды в баке-аккумуляторе.

Для того, чтобы воспользоваться явлением температурной стратификации, бак-аккумулятор должен быть расположен вертикально. При проектировании системы ГВС с солнечным коллектором, следует ограничить потери давления путем уменьшения длины трубопроводов, соответственно подбирая их диаметры, ограничивая количество изменений направления трубопроводов, а также параллельно подключая коллекторы. В гравитационной промежуточной схеме следует подбирать теплообменник с небольшим гидравлическим сопротивлением.

На рис. 13.8,б и 13.8,в представлены подобные схемы. Отличие состоит в дополнительных водоподогревателях снаружи бака-аккумулятора: на рис. 13.8,б – проточный, а на 13.8,в – электрический емкостной. На рис. 13.8,г, 13.8,д и 13.8,е показаны аналогичные решения с внешним теплообменником между коллектором и баком-аккумулятором.

13.4.5. Расчет контура подогрева воды

Производители элементов системы в разработанных нормах проектирования [3] принимают, что в схеме приготовления горячей воды с помощью солнечного коллектора горячая вода подогревается до 45...50 °C. Это является результатом значительного снижения КПД коллекторов при более высоких температурах. К тому же в прямых схемах усиливается выпадение накипи в системе и усиливается коррозия, в свою очередь в промежуточных контурах может наблюдаться перегрев и испарение теплоносителя, что может привести к завоздушиванию и снижению КПД коллекторов. Такая ситуация вероятна и при водоразборе, меньше принятого по отношению к размеру солнечного коллектора. Тогда подогрев воды уменьшится, по сравнению с запроектированным.

Подбор коллекторов основан на предположении, что в летний период они должны обеспечивать 100 % энергии, необходимой для подогрева воды до 45 °C в количестве, соответствующем суточному потреблению воды. Для польских условий в летний период на 100 дм³ суточного водоразбора принимают от 1,5 до 3 м² поверхности плоских коллекторов и от 1,2 до 1,6 м² вакуумных коллекторов.

Увеличение поверхности коллекторов позволяет достичь более высокой температуры подогреваемой воды при одновременном снижении их КПД. Для Польши поверхность коллекторов свыше 3,5 м² на 100 дм³ суточного разбора горячей воды нежелательна с экономической точки зрения. В то же время снижение поверхности коллекторов ниже 1,5 м² приводит к тому, что слишком малая доля солнечной энергии участвует в процессе приготовления горячей воды.

Объем бака горячей воды определяют на основании среднесуточного разбора горячей воды. Для средней системы с солнечными коллекторами при значительном колебании водоразбора рекомендуется, чтобы объем бака составлял 1,5 суточного объема разбора горячей воды. Для системы частного дома следует принимать значение этого показателя на уровне двух. Однако в больших объектах объем бака-аккумулятора следует определять на основании графических зависимостей, характеризующих изменение во времени количества теплоты, поставляемой от коллекторов и потребляемой с горячей водой.

Предлагаемые на рынке баки ГВС имеют теплообменники с поверхностью от 0,6 до 1,2 м² поверхности теплообмена на 100 дм³ объема. Теплообменники могут быть кожухотрубные или трубные из медных труб (18 или 22 мм) или из нержавеющих труб (3/4" или 1").

Вначале необходимо рассчитать среднесуточную потребность в горячей воде. Ее определяют по следующей зависимости:

$$\dot{V}_{cw}^d = M \dot{V}_{cw\ jedn}^d, \text{дм}^3/\text{сутки}, \quad (13.1)$$

где $\dot{V}_{cw\ jedn}^d$ – средняя удельная суточная потребность в горячей воде (можно принять равную 70 дм³/(чел.сутки)); M – количество потребителей системы ГВС, чел.

Далее следует определить среднесуточную потребность в солнечной энергии, необходимой для приготовления горячей воды \dot{Q}_{cw}^d :

$$\dot{Q}_{cw}^d = \dot{V}_{cw}^d \rho_{cw} c_{cw} (t_{cw} - t_{zw}), \text{Вт}, \quad (13.2)$$

где \dot{V}_{cw}^d – среднесуточная потребность в горячей воде, дм³/с; t_{cw} – температура горячей воды, °C; t_{zw} – температура холодной воды, °C; ρ_{cw} – плотность горячей воды, кг/дм³; c_{cw} – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Теоретическую поверхность солнечного коллектора A_t рассчитывают по следующей зависимости:

$$A_t = \frac{\dot{Q}_{cw}^d}{S(d)}, \text{м}^2, \quad (13.3)$$

где $S(d)$ – суммарная солнечная радиация за день, кВт·ч/(м²·сутки).

Действительную поверхность солнечного коллектора рассчитывают с учетом КПД коллектора, а также угла отклонения от южного направления и угла наклона коллектора по отношению к горизонтальной плоскости:

$$A_{rz} = \frac{A_t}{\eta_1 \eta_2 \eta_3}, \text{м}^2, \quad (13.4)$$

где A_t – теоретическая поверхность коллектора, м²; η_1 – средний КПД коллектора; η_2 – коэффициент, учитывающий влияние угла отклонения коллектора от южного направления на сокращение тепловой мощности (угол азимута); η_3 – коэффициент, учитывающий угол наклона коллектора по отношению к горизонтальной поверхности.

КПД коллектора определяют исходя из полезной плотности теплового потока \dot{Q}_{jedn}^{kol} по уравнению баланса энергии HWB (Hottel - Whillier - Bliss) [5]. Плотность теплового потока \dot{Q}_{jedn}^{kol} определяют по формуле:

$$\dot{Q}_{jedn}^{kol} = \alpha \tau I_c - u_c (t_a - t_o), \text{Вт}/\text{м}^2, \quad (13.5)$$

где α – коэффициент поглощения излучения абсорбера; τ – коэффициент пропускания покрытия коллектора; I_c – суммарная солнечная радиация, Вт/м²; u_c – коэффициент полных теплопотерь коллектора, Вт/(м²·К); t_a – температура абсорбера, К; t_o – температура окружающей среды, К.

Исходя из представленной зависимости, тепловой КПД коллектора определяется по уравнению:

$$\eta_1 = \alpha \tau - \frac{u_c (t_a - t_o)}{I_c}. \quad (13.6)$$

На рис. 13.9 показан КПД плоского солнечного коллектора для разных значений суммарной интенсивности солнечного излучения I_c на поверхность коллектора в зависимости от разницы температур ($t_a - t_o$).

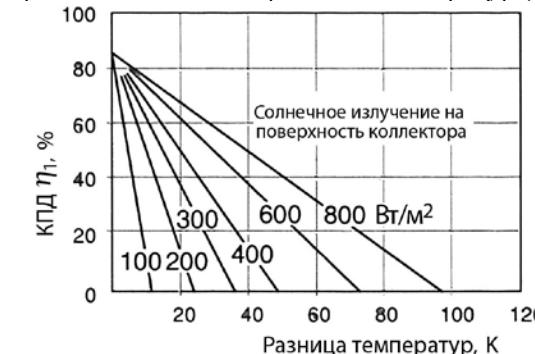


Рис. 13.9. КПД плоского коллектора при разной длительности солнечного излучения I_c на поверхность коллектора в зависимости от разницы температур между абсорбером и окружающей средой ($t_a - t_o$) [5]

Временный КПД коллектора η_1 может составлять 60...70 %, в то же время средний сезонный КПД в умеренном климате составляет около 40 % [5].

Плоскость солнечного коллектора по мере возможности должна быть направлена на юг. Значение коэффициента η_2 , учитывающего влияние отклонения коллектора от южного направления (азимута) на уменьшение тепловой мощности, представлено на рис. 13.10. Допускается отклонение угла азимута $\pm 45^\circ$.

Оптимальный наклон коллектора для географической широты Польши составляет $35\ldots 55^\circ$. При других углах наклона производительность уменьшается. На рис. 13.11 показана зависимость коэффициента от угла наклона, учитывая отклонение коллектора по отношению к уровню η_3 .

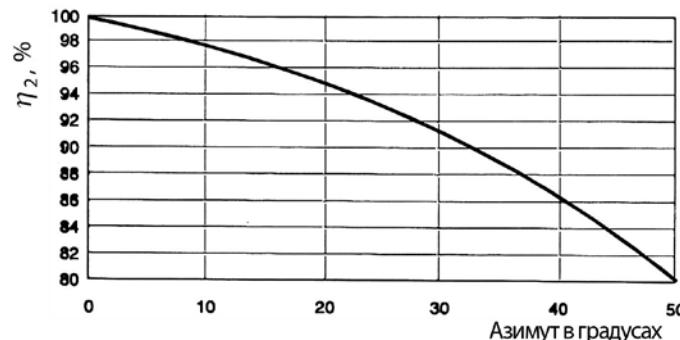


Рис 13.10. Значение коэффициента η_2 , учитывающего влияние отклонения коллектора от южного направления на уменьшение тепловой мощности [9]

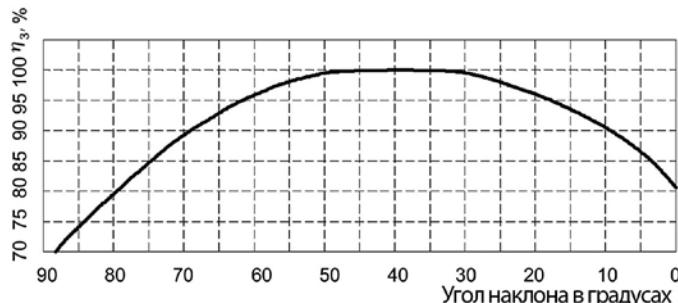


Рис 13.11. Значения коэффициента η_3 для разных углов наклона коллектора по отношению к горизонтальной поверхности [9]

На рис. 13.12 приведена изолиния среднедневного суммарного излучения для произвольно расположенной поверхности в весенне-летний период (от начала апреля до конца сентября) для региона Варшавы [2]. Этот

график может быть использован при проектировании схем приготовления горячей воды. Используя его в формуле (13.4), принимают, что коэффициенты $\eta_2 = \eta_3 = 1$.



Рис. 13.12. Суммарное излучение (прямое и рассеянное, без учета отраженного) (апрель-сентябрь, регион Варшавы) [МДж/м²] для произвольно расположенной поверхности [2]

Требуемое количество коллекторов данного типа определяют из расчета, чтобы их общая поверхность была, по крайней мере, равна рассчитанной по зависимости (13.4). Общий объем бака V_p для приготовления горячей воды в небольших системах ГВС должен удовлетворять потребность в теплоте в течение периода τ – от 1 до 2 дней. Этот объем можно выразить следующей зависимостью:

$$V_p = \frac{\tau V_d (t_{cw} - t_{zw})}{t_p - t_{zw}}, \text{ дм}^3, \quad (13.7)$$

где τ – период, в течение которого данный объем должен удовлетворять потребность в горячей воде, вода накоплена в баке, сутки; V_d – среднесуточная потребность в горячей воде, м³; t_{cw} – температура горячей воды в точке водоразбора, °C; t_{zw} – температура холодной воды, °C; t_p – температура горячей воды в баке-аккумуляторе (50...60 °C).

Для большой системы ГВС или при нетипичном разборе теплоты, чтобы определить тепловой объем бака-аккумулятора следует провести анализ теплопотоков, поступающих от солнечной установки и потребляемых пользователями вместе с горячей водой в течение суток.

Производители солнечных коллекторов обычно дают собственный упрощенный метод подбора отдельных элементов солнечных установок.

13.4.6. Примеры применения солнечных установок

Главным моментом проектирования узла подогрева воды с помощью солнечных коллекторов является обеспечение поступления тепловой энергии для подогрева горячей воды от источника теплоты. Возможны различные решения. Ниже представлены три типичные схемы подогрева воды. В первой схеме на рис. 13.13 применена система с котлом центрального отопления. Данное технологическое решение чаще всего применяют в новых частных односемейных домах. Подобные решения применяют также при модернизации систем ГВС существующих зданий [11]. Основные элементы этого решения:

- батарея солнечных коллекторов K;
- насосная группа (подключающее-предохраняющая);
- бак-аккумулятор с двумя теплообменными спиралью и с электрическим нагревателем Z;
- два регулятора, один взаимодействующий с коллекторами R1, второй – с котлом R.

Регулятор R1 Solar в зависимости от разницы температуры между коллектором и горячей водой в баке-аккумуляторе включает циркуляционный насос, размещенный в контуре коллектора. Теплоноситель нагревается в коллекторе K и передает теплоту воде через теплообменную спираль, размещенную в нижней части бака Z. Спираль, расположенная в верхней части подогревателя, нагревается источником теплоты, обеспечивающим отопление дома (на рисунке представлен котел центрального отопления). Регулятор котла имеет функцию регулирования температуры горячей воды. Если температура горячей воды в месте монтажа термометра ниже температуры настройки, то включается насос, расположенный в контуре верхней спирали. Если вода достигнет температуры настройки, насос отключается. В средней части бака находится электрический нагреватель, подогревающий воду до необходимой температуры. Нагреватель включается тогда, когда от коллекторов поступает недостаточное количество теплоты, а теплоисточник центрального отопления не работает.

Преимущества этой схемы:

- эффективное использование площади котельной;
- низкие эксплуатационные затраты;
- возможность полного отключения источника центрального отопления в летний период.

На рис. 13.14 показана схема солнечной установки подогрева воды с двумя последовательно подключенными баками горячей воды. Первый запитан от солнечного коллектора. Второй – от теплоисточника центрального отопления. Такое решение применяют при подключении солнечной установки к существующей системе ГВС. Солнечные коллекторы подогревают

воду, накопленную в первом подогревателе, который является баком-аккумулятором тепловой энергии, получаемой от коллектора. В то же время в другом баке вода догревается до необходимой температуры теплоносителем, поступающим из системы центрального отопления.

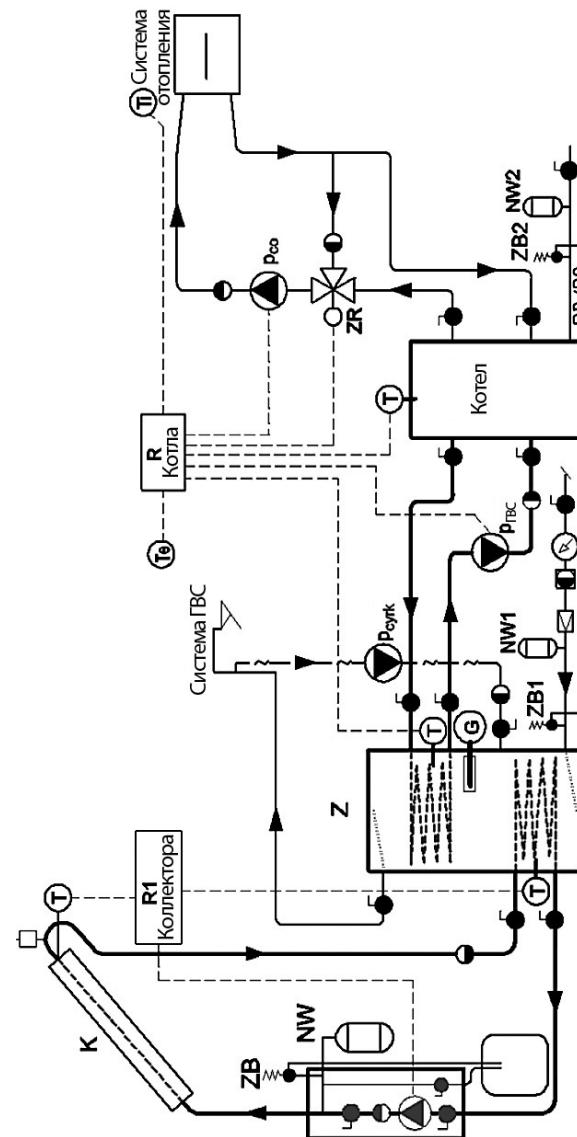


Рис. 13.13. Схема солнечной установки подогрева воды с баком, имеющим две теплообменные спирали и электрический подогреватель, взаимодействующим с котлом центрального отопления [11]

Преимуществом этого решения является уменьшение гидравлического влияния солнечной установки при ее использовании в существующей системе ГВС. В этом случае взаимодействие двух систем сводится к подключению холодной воды к солнечной установке и подведению подогретой воды к узлу подогрева воды от теплоприемника центрального отопления.

При большом количестве коллекторов разделяют функцию аккумулирования тепловой энергии от функции подогрева воды, поскольку теплообменные спирали, применяемые в подогревателях, обладают достаточненизкой тепловой мощностью, а при этом решении происходит лучшее использование тепловой емкости бака. В этом случае используют пластинчатые проточные теплообменники и баки-аккумуляторы. Схема с проточными теплообменниками может быть применена также при адаптации существующей системы ГВС с емкостным водоподогревателем к потреблению энергии от солнечных коллекторов. В этом случае проточный теплообменник, взаимодействующий с коллекторами, может наполняться холодной водопроводной водой. Эта вода после подогрева будет добавлена в циркуляционную воду, поступающую к емкостному водоподогревателю. При этом в системе обязательно должно быть два насоса, один в нагревательном контуре коллекторов, а другой – в контуре подогрева воды. Это решение позволяет сэкономить место в помещении с источником теплоты. Установленный в этом случае емкостной водоподогреватель должен обладать большой емкостью. Стоимость проточного теплообменника и насоса не выше хорошего емкостного водоподогревателя с одной или двумя теплообменными спиральями.

На рис. 13.15 представлена схема солнечной установки подогрева воды с двумя внешними проточными теплообменниками. Один запитан от солнечных коллекторов. Другой – от источника теплоты, работающего с приоритетом приготовления горячей воды. Бак в этой схеме только накапливает солнечную энергию, в то же время теплота, необходимая для подогрева воды, поступающей из бака к потребителю и для покрытия теплопотерь в циркуляционном контуре, вырабатывается источником теплоты. Такое решение применяют для солнечных систем, взаимодействующих с системами ГВС, которые обслуживают большое количество потребителей горячей воды.

Возможны и другие схемные решения приготовления горячей воды от солнечной установки и от другого источника теплоты. Эти решения зависят от размера системы и принятых затрат на реализацию. Каждый раз, прежде чем принять решение, необходимо подробно проанализировать все аспекты и выбрать наиболее подходящий вариант для данных условий.

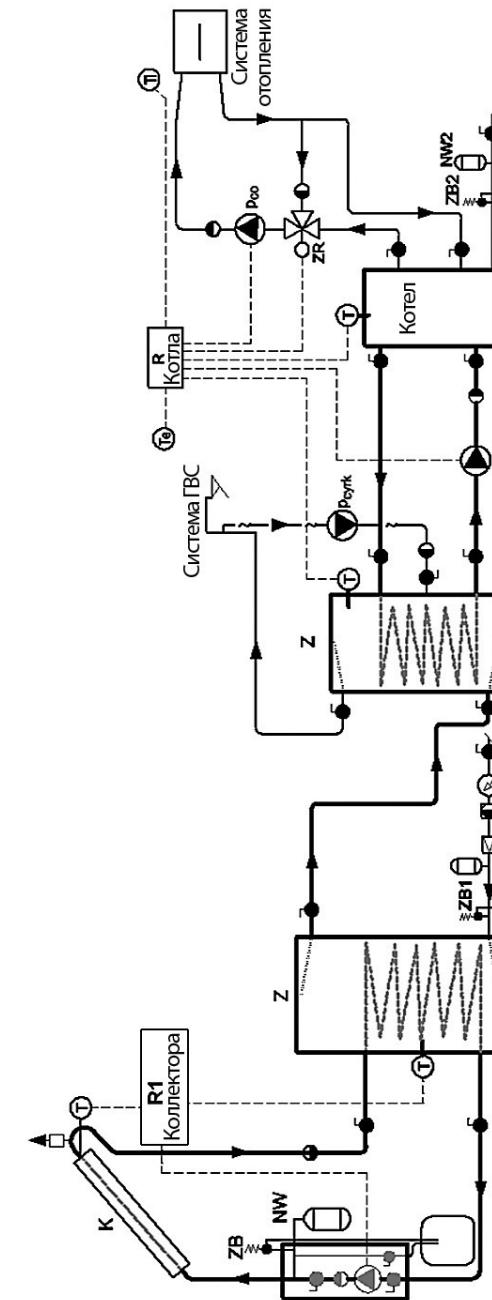


Рис. 13.14. Схема солнечной установки подогрева воды с двумя последовательно подключенными баками: один запитан от коллектора; второй – от котла центрального отопления [11]

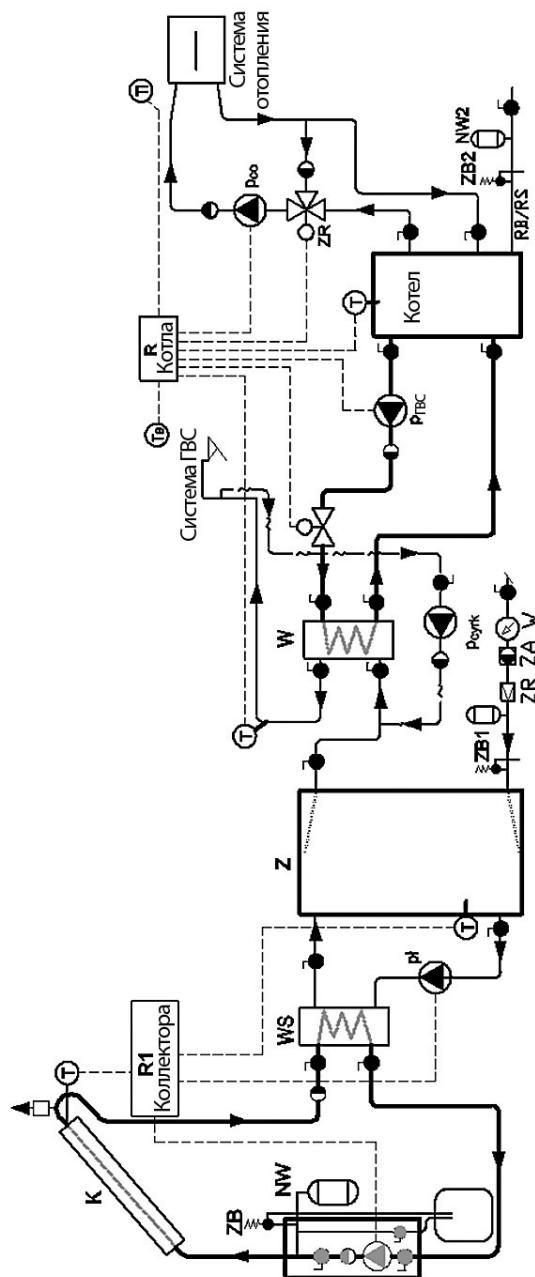


Рис. 13.15. Схема солнечной установки подогрева воды с двумя внешними проточными теплообменниками: один запитан от солнечных коллекторов; второй – от котла центрального отопления [11]

Литература

- Brinkworth B. J.: Energia słoneczna w służbie człowieka, Warszawa, PWN, 1979.
- Chwieduk D., Pluta Z., Wnuk R.: Wybrane aspekty wykorzystania energii promieniowania słonecznego w projektowaniu, Warszawa, Centralny Ośrodek Informacji Budownictwa, 1994.
- Chochowski A., Czekalski D.: Słoneczne instalacje grzewcze, Warszawa, Centralny Ośrodek Informacji Budownictwa, 1999.
- Duffie J. A., Beckman W. A.: Solar engineering of thermal processes, New York, John Wiley & Sons, 1991.
- Koczyk H. i inni: Ogrzewanie praktyczne projektowanie, montaż, eksploatacja, Poznań, Systherm Serwis, 2005.
- Lockwood J. G.: Procesy klimatotwórcze, Warszawa, PWN, 1984.
- Nowak W.: Stachel A. A: Stan i perspektywy wykorzystania niektórych źródeł odnawialnych energii w Polsce, Szczecin, Wydawnictwo uczelniane Politechniki Szczecińskiej, 2004.
- Pluta Z.: Słoneczne pasywne instalacje przygotowania ciepłej wody użytkowej, Warszawa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1998.
- Reflex Solar. Podgrzewanie wody pitnej i wspomaganie ogrzewania przy pomocy energii słonecznej, Materiały 3/99.
- Wiśniewski G., Gołębiewski S., Gryciuk M.: Kolektory słoneczne. Poradnik wykorzystania energii słonecznej, Warszawa, Centralny Ośrodek Informacji Budownictwa, 2001.
- Zawadzki M.: Kolektory słoneczne pompy ciepła na tak, Warszawa, Polska Ekologia sp. z o. o., 2003.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ПРИМЕР РАСЧЕТА И ПОДБОРА ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

П.1. Введение

С целью практического применения представленной выше методики расчета системы ГВС с циркуляцией, далее представлен пример расчета. В примере расчета рассмотрена система ГВС пятиэтажного жилого здания: выбраны диаметры разводящих и циркуляционных трубопроводов, подобран насос, проанализирована возможность и способ реализации термической дезинфекции системы.

П.2. Характеристика объекта

Проектируется система ГВС пятиэтажного многоквартирного жилого здания с подвалом. Здание подключено к водопроводной сети. Подогрев воды для системы ГВС осуществляется в теплообменнике индивидуального теплопункта, расположенного в подвале здания. Система ГВС состоит из девяти стояков. Подающие и циркуляционные трубопроводы системы ГВС здания выполнены из комбинированных труб PP-R/Al/PP-R, а поквартирная разводка – из медных труб. На вводе водопровода в здание установлен главный счетчик воды, а в квартирах – счетчики холодной и горячей воды. Стойки оснащены запорными, а также циркуляционными терmostатическими клапанами. В каждой квартире имеются кухня и ванная комната. Каждая квартира оборудована ванной, умывальником, туалетом, стиральной машиной и мойкой в кухне. Система ГВС с циркуляцией с нижней разводкой; стойки проложены в коммуникационных шахтах (на лестничных клетках). Подогрев воды осуществляется по одноступенчатой схеме в пластинчатом проточном теплообменнике без бака-аккумулятора с приоритетным режимом ее подготовки.

П.3. Расчет квартирной ветки системы горячего водоснабжения

План квартиры с системой горячего и холодного водоснабжения представлен на рис. П.1, а на рис. П.2 показана ее более детальная схема.

Система разбита на участки. Определена их фактическая длина l . Проведены расчеты расхода воды q , а также выбраны диаметры труб d . На вводе системы в квартиру для измерения потребления горячей воды установлен квартирный крыльчатый счетчик воды. Квартирная разводка системы ГВС выполнена из медных труб.

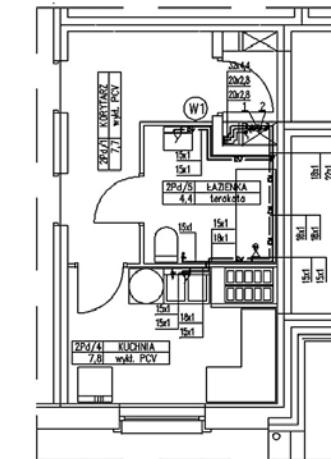


Рис. П.1. План квартиры с системой ГВС

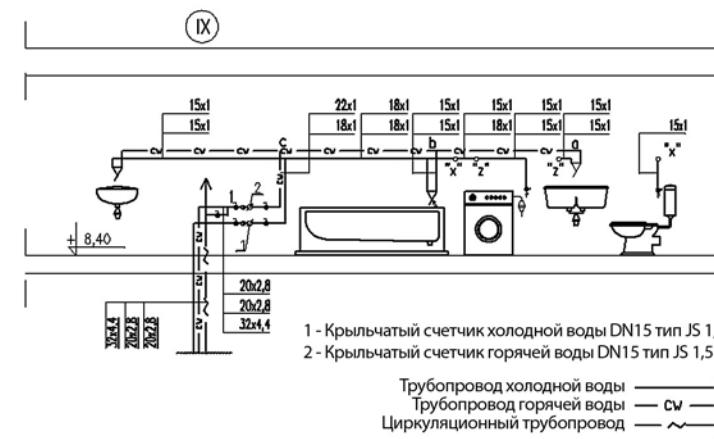


Рис. П.2. Детальная схема системы горячего и холодного водоснабжения

Все расчеты проведены согласно методике, представленной в разделе 9 этой книги. Нормативный расход воды из водоразборных точек принят на основании нормы [5]. Определение расчетных расходов воды q для каждого участка проведено согласно [1; 4] и на их основании, с учетом удельных потерь давления, рассчитаны диаметры d трубопроводов.

Потери давления Δp , даПа, а также напора Δh , м, рассчитаны с учетом материала изготовления труб в системе, а именно – медных труб [9]. Расчет

потерь давления по длине Δp и местных потерь давления Δp_m проведен на основании удельных потерь R и скоростей v , полученных из номограмм и таблиц в приложениях к литературе [7; 9].

В табл. П.1 представлены результаты гидравлического расчета квартирной ветки из медных труб в стандартной квартире здания с описанием диаметров и расходов воды на каждом участке системы.

Таблица П.1. Расчет потерь давления в разводящих трубопроводах квартиры

Номер участка	Длина участка l , м	Расход q_n на выходе из узла, $\text{дм}^3/\text{с}$	Суммарный расход q_n по нарастающей, $\text{дм}^3/\text{с}$	Расчетный расход d_{xs} , мм	Диаметр d_{xs} , мм	Ско-рость v , $\text{м}/\text{с}$	Удельные потери давления R_p , $\text{даПа}/\text{м}$	Линейные коэф. местн. потери давления Δp_b , даПа	Местные потери давления Δp_m , даПа	Потери давления Δp , даПа	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
a-b	1,9	0,07	0,070	0,070	15×1,0	0,53	31	59	4,4	61	120
b-c	2,1	0,15	0,220	0,205	18×1,0	1,02	80	168	2,3	120	288
c-1	1,2	0,07	0,290	0,251	18×1,0	1,25	132	158	11,8	918	1077
							$\Sigma = 385$		$\Sigma = 1100$	$\Sigma = 1485$	

На трубопроводе подачи горячей воды в квартиру запроектирована установка крыльчатого счетчика воды DN15 [5]. Потери напора на счетчике Δh_w рассчитаны согласно формуле (9.7) с учетом технических характеристик, представленных в каталоге производителя счетчика [3]. Максимальный объемный расход воды через счетчик составляет $3,0 \text{ м}^3/\text{ч}$, а потери напора при данном расходе равны 1 бар (10^5 Па).

Необходимое минимальное давление воды p_{min} в точке 1 – на вводе системы в квартиру – вычислено согласно формуле (9.9) и представлено в таблице П.2.

Таблица П.2. Потери напора в квартирной ветке системы ГВС

Потери напора в квартирной ветке	1,48 м
Потери напора в квартирном счетчике	0,91 м
Потери напора перед водоразборной арматурой	10,00 м
Необходимый напор в узле на вводе в квартиру (узел 1)	$\Sigma = 12,39 \text{ м}$

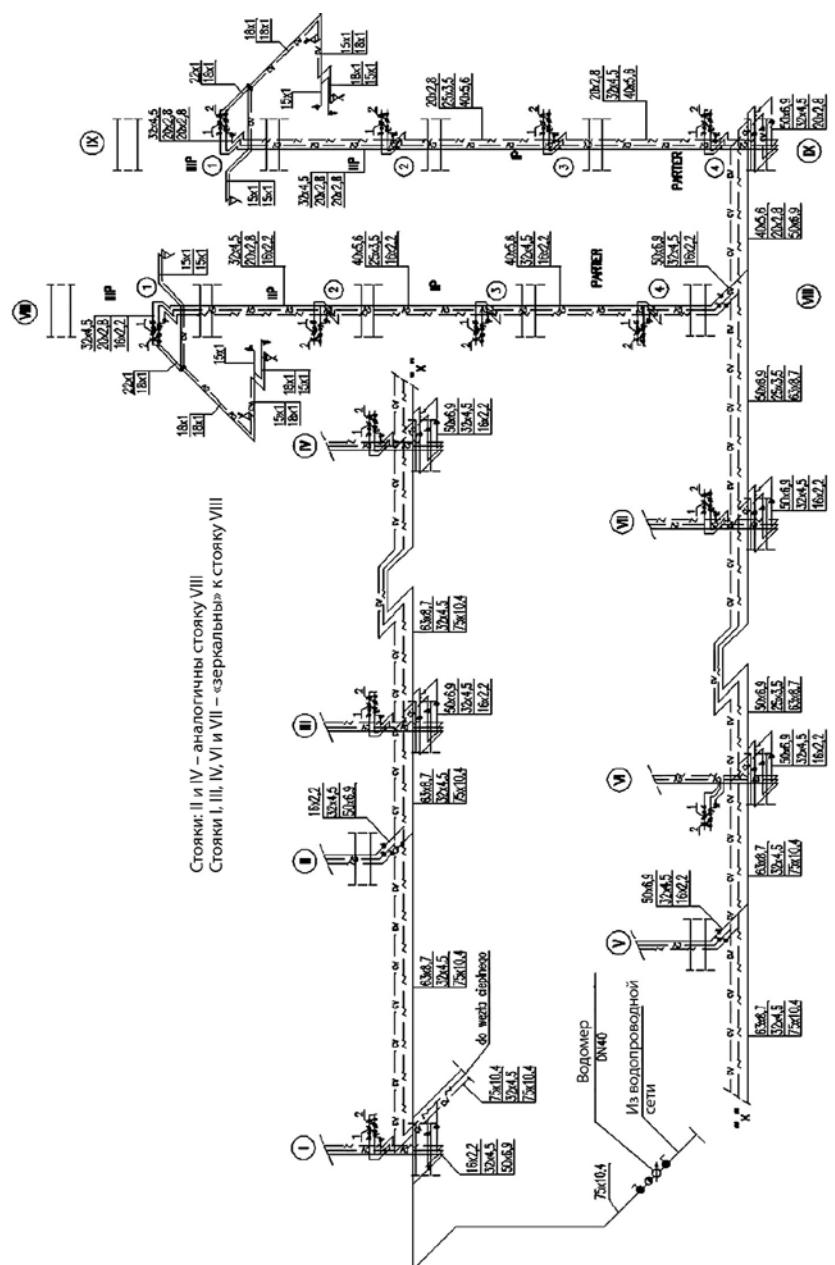
П.4. Выбор подающих трубопроводов

Подающие циркуляционные трубопроводы горячей воды выполнены из полипропиленовых труб, предназначенных для контакта с питьевой водой до температуры 70°C [7]. Трубы PP-R стабилизированы механически благодаря перфорированному алюминиевому слою (PP-R/Al/PP-R) и

предназначены для системы горячего водоснабжения. Расчетный расход горячей воды на отдельных участках системы приведен в таблице П.3.

Таблица П.3. Гидравлический расчет системы ГВС (трубопроводы из труб PP-R STABI PN 20)

Номер участка	Длина участка l , м	Расход q_n на выходе из узла, $\text{дм}^3/\text{с}$	Суммарный расход q_n по нарастающей, $\text{дм}^3/\text{с}$	Расчетный расход q , $\text{дм}^3/\text{с}$	Диаметр d_{xs} , мм	Ско-рость v , $\text{м}/\text{с}$	Удельные потери давления R_p , $\text{даПа}/\text{м}$	Линейные коэф. местн. сопротивлений	Сумма коэф. местн. сопротивлений	Местные потери давления Δp_m , даПа	Потери давления Δp , даПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Стояк 9											
1-2	2,8	0,29	0,29	0,251	20×2,8	1,54	190	532,0	1,20	142,3	674,3
2-3	2,8	0,29	0,58	0,394	25×3,5	1,55	146	408,8	0,65	77,9	486,7
3-4	2,8	0,29	0,87	0,501	32×4,5	1,21	67	187,6	0,25	18,2	205,8
4-IX	1,6	0,29	1,16	0,589	32×4,5	1,42	90	144,0	3,30	332,1	476,1
Горизонтальные подающие трубопроводы											
VIII-IX	8,5	1,16	1,16	0,589	40×5,6	0,90	23	195,5	2,80	114,6	310,1
VII-VIII	0,2	1,16	2,32	0,856	50×6,9	0,83	20	4,0	0,25	8,7	12,7
VI-VII	18,5	1,16	3,48	1,055	50×6,9	1,03	29	536,5	5,45	286,8	823,3
V-VI	8,5	1,16	4,64	1,221	63×8,7	0,75	12	102,0	0,25	7,0	109,0
IV-V	0,2	1,16	5,80	1,364	63×8,7	0,84	15	3,0	0,25	8,7	11,7
III-IV	18,5	1,16	6,96	1,493	63×8,7	0,91	18	333,0	5,05	211,2	544,2
II-III	0,2	1,16	8,12	1,610	63×8,7	0,99	20	4,0	0,25	12,2	16,2
I-II	7,5	1,16	9,28	1,719	63×8,7	1,05	23	172,9	1,85	102,5	275,0
W-I	3,0	1,16	10,44	1,820	75×10,4	0,79	11	33,0	0,50	15,6	48,6
								$\Sigma = 2655,9$		$\Sigma = 1337,8$	$\Sigma = 3993,7$



в технических шахтах +25 °C. Толщина теплоизоляции трубопроводов принята согласно норме [6]. Значение коэффициента линейной теплопередачи k_l вычислено согласно формуле (9.14). Теплоизоляция трубопроводов выполнена из цилиндров из полиуретановой пены с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{iz} = 0,035 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Коэффициент теплообмена внешней поверхности изолированного трубопровода в помещении принят $\alpha_e = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Данные относительно теплоизоляции примененных труб представлены в табл. П.4.а.

Таблица П.4.а. Коэффициент линейной теплопередачи k_l трубопроводов системы ГВС

Труба PP 20 Stabi			Нормативная толщина теплоизоляции, мм		$\pi \times k_l$, Вт/(м·К)	
Наружный диаметр d_2 , мм	Толщина стенки s , мм	Внутренний диаметр d_w , мм	$-2 < t < 12$	$12 < t$	$-2 < t < 12$	$12 < t$
16	2,2	11,6	30	15	0,13	0,19
20	2,8	14,4	30	15	0,15	0,21
25	3,5	18,0	30	15	0,17	0,24
32	4,5	23,0	30	15	0,19	0,29
40	5,6	28,8	30	15	0,22	0,33
50	6,9	36,2	35	20	0,23	0,33
63	8,7	45,6	40	20	0,25	0,38
75	10,4	54,2	40	25	0,28	0,37
90	12,5	65,0	45	25	0,29	0,43
110	15,2	79,6	45	25	0,33	0,50

Общий расчетный объемный расход циркуляционной воды, согласно норме [5], можно вычислить двумя способами. В первом случае, объемный расход рассчитывают на основании теплопотерь подающих трубопроводов и принятого понижения температуры согласно формуле (9.16).

Во втором случае – на основании кратности водообмена системы (степень циркуляции) с помощью зависимости (9.17). Для дальнейших расчетов выбирают большее из полученных значений. Объемный расход, рассчитанный на основании теплопотерь, и понижения температуры в системе ГВС $\Delta t_{cw} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, составляет:

$$\dot{V}_{cw} = \frac{\dot{Q}_r}{c_{cw} \rho_{cw} \Delta t_{cw}} = \frac{1,581}{4,181 \cdot 0,983 \cdot 2} = 0,192, \text{ дм}^3/\text{с}. \quad (9.16)$$

Понижение температуры $\Delta t_{cw} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ выбрано для обеспечения во всей системе температуры воды не менее 50 °C, с целью защиты системы от развития бактерий *Legionella*. Большой расход воды и его незначительное охлаждение упрощают проведение термической дезинфекции системы. Расход при кратности водообмена системы $u = 3$ составит $\dot{V}_{cw} = 0,11 \text{ дм}^3/\text{с}$, а при $u = 5$ – $\dot{V}_{cw} = 0,192 \text{ дм}^3/\text{с}$. Согласно норме для дальнейших расчетов необходимо взять большее значение, т. е. – $\dot{V}_{cw} = 0,192 \text{ дм}^3/\text{с}$ (0,6912 м³/ч). Большой расход циркуляционной воды также позволяет улучшить гидравлическую регулировку системы.

Разделение общего циркуляционного расхода в системе на отдельные ветви проведено по теплопотерям в них. С этой целью применены формулы (9.20) и (9.21). Диаметры циркуляционных трубопроводов выбраны с учетом рекомендуемой скорости $v = 0,2...0,5 \text{ м}/\text{с}$. Результаты представлены в табл. П.5.

Таблица П.5. Теплопотери в системе ГВС и циркуляции

Участок	Длина l , м	$d_z \times s$, мм	$\pi \times k_l$, Вт/(м·К)	Температура окружающей среды, °C	Теплопотери Q , Вт	$\pi \cdot k_l \cdot l$, Вт/К	$\pi \cdot k_l \cdot l \cdot t_o$, Вт		
Подающие трубопроводы горячей воды									
Стояк (I...IX)									
1-2	2,8	20×2,8	0,199	25	20	0,557	13,93		
2-3	2,8	25×3,5	0,228	25	22	0,639	15,97		
3-4	2,8	32×4,5	0,267	25	26	0,748	18,71		
4-IX	1,6	32×4,5	0,267	25	15	0,428	10,69		
Теплопотери в стояке (I...IX)				$\Sigma = 83$		$\Sigma = 2,372$	$\Sigma = 59,30$		
Горизонтальные подающие трубопроводы									
VIII-IX	8,5	40×5,6	0,213	5	99	1,807	9,03		
VII-VIII	0,2	50×6,9	0,224	5	2	0,045	0,22		
VI-VII	18,5	50×6,9	0,224	5	228	4,145	20,73		
V-VI	8,5	63×8,7	0,240	5	112	2,040	10,20		
IV-V	0,2	63×8,7	0,240	5	3	0,048	0,24		
III-IV	18,5	63×8,7	0,240	5	244	4,440	22,20		
II-III	0,2	63×8,7	0,240	5	3	0,048	0,24		
I-II	7,5	63×8,7	0,240	5	99	1,800	9,00		
W-I	3,0	75×10,4	0,269	5	44	0,806	4,03		
Теплопотери в горизонтальных подающих трубопроводах горячей воды				$\Sigma = 834$		$\Sigma = 15,778$	$\Sigma = 75,89$		
Теплопотери в подающих трубопроводах горячей воды всей системы				$\Sigma = 1581$		$\Sigma = 36,526$	$\Sigma = 609,57$		
Циркуляционные трубопроводы									
Стояк IX									
1-2	2,8	20×2,8	0,199	25	20	0,557	13,93		
2-3	2,8	20×2,8	0,199	25	20	0,557	13,93		
3-4	2,8	20×2,8	0,199	25	20	0,557	13,93		
4-IX	1,6	20×2,8	0,199	25	11	0,318	7,96		
Теплопотери в стояке IX				$\Sigma = 71$		$\Sigma = 1,991$	$\Sigma = 49,77$		
Стояки I...VIII									
1-2	2,8	16×2,2	0,175	25	17	0,490	12,26		
2-3	2,8	16×2,2	0,175	25	17	0,490	12,26		
3-4	2,8	16×2,2	0,175	25	17	0,490	12,26		
4-4a	1,6	16×2,2	0,175	25	10	0,280	7,00		
4a-VIII	0,8	16×2,2	0,130	5	6	0,104	0,52		
Теплопотери в стояках I...VIII				$\Sigma = 67$		$\Sigma = 1,185$	$\Sigma = 44,30$		

Таблица П.5 (Продолжение)

Участок	Длина <i>l</i> , м	<i>d_zs</i> , мм	$\pi \times k_l$, Вт/(м·К)	Температура окружающей среды, °C	Теплопотери <i>Q</i> , Вт	$\pi k_l \cdot l$, Вт/К	$\pi k_l \cdot l \cdot t_o$, Вт
Циркуляционные трубопроводы							
VIII-IX	8,5	20×2,8	0,144	5	68	1,228	6,14
VII-VIII	0,2	25×3,5	0,162	5	2	0,032	0,16
VI-VII	18,5	25×3,5	0,162	5	165	3,003	15,02
V-VI	8,5	32×4,5	0,186	5	87	1,583	7,91
IV-V	0,2	32×4,5	0,186	5	2	0,037	0,19
III-IV	18,5	32×4,5	0,186	5	189	3,445	17,23
II-III	0,2	32×4,5	0,186	5	2	0,037	0,19
I-II	7,5	32×4,5	0,186	5	77	1,397	6,98
W-I	3,0	32×4,5	0,186	5	31	0,559	2,79
Теплопотери в горизонтальных циркуляционных трубопроводах		$\Sigma = 623$		$\Sigma = 11,321$		$\Sigma = 56,60$	
Теплопотери в горизонтальных трубопроводах и циркуляционных стояках		$\Sigma = 1230$		$\Sigma = 28,150$		$\Sigma = 460,76$	
Теплопотери во всей системе ГВС (в подающих и циркуляционных трубопроводах)		$\Sigma = 2812$		$\Sigma = 63,676$		$\Sigma = 1070,33$	

Таблица П.6. Определение циркуляционных расходов в системе

Узел	Тепло-потери в стояке \dot{Q}_s , Вт	Тепло-потери на горизонтальном участке \dot{Q}_h , Вт	Общие тепло-потери по горизонтали на узле \dot{V}_h , дм ³ /с	Циркуляционный расход по горизонтали \dot{V}_h , дм ³ /с	Циркуляционный расход по вертикали \dot{V}_v , дм ³ /с	Диаметр циркуляционного трубо-проводника $d_{z,s}$, мм	Ско-рость воды в ветви v_z , м/с	Диаметр циркуляционного трубо-проводника стояка $d_{z,s}$, мм	Ско-рость воды в стояке v_v , м/с
W			44	1581	0,192				
I	83		1537		0,010	32×4,5	0,46	16×2,2	0,10
II	83		99	1454	0,182				
			1355		0,011	32×4,5	0,44	16×2,2	0,11
III	83		3	1272	0,171				
			1269		0,011	32×4,5	0,41	16×2,2	0,11
IV	83		244	1186	0,160				
			942		0,014	32×4,5	0,38	16×2,2	0,13
V	83		3	859	0,146				
			856		0,014	32×4,5	0,35	16×2,2	0,13
VI	83		112	773	0,131				
			661		0,017	32×4,5	0,32	16×2,2	0,16
VII	83		228	578	0,115				
			350		0,027	25×3,5	0,45	16×2,2	0,26
VIII	83		2	267	0,088				
			265		0,027	25×3,5	0,34	16×2,2	0,26
IX	83		99	182	0,060				
			83		0,060	20×2,8	0,37	20×2,8	0,37

Расчет потерь давления при циркуляции воды в основном циркуляционном контуре (включающем стояк 9) представлен в табл. П.7.

Таблица П.7. Потери давления в основном циркуляционном контуре

Участок	Длина <i>l</i> , м	Циркуляционный расход \dot{V}_{cyk} , дм ³ /с	Диаметр <i>d_{z,s}</i> , мм	Скорость <i>v</i> , м/с	Удельные потери давления <i>R</i> , даПа/м	Сумма коэф. местных сопротивлений $\sum \zeta$	Линейные потери давления Δp_p , даПа	Местные потери давления Δp_m , даПа	Потери давления Δp , даПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Циркуляция									
Стояк IX (последний)									
1-2	2,8	0,060	20×2,8	0,37	14,4	3,20	40,3	22,1	62,4
2-3	2,8	0,060	20×2,8	0,37	14,4	0,00	40,3	0,0	40,3
3-4	2,8	0,060	20×2,8	0,37	14,4	0,00	40,3	0,0	40,3
4-IX	1,6	0,060	20×2,8	0,37	14,4	2,65	23,0	18,3	41,3
Потери давления в стояке IX							$\Sigma = 143,9$	$\Sigma = 40,4$	$\Sigma = 184,3$
Горизонтальные циркуляционные трубопроводы									
VIII-IX	8,5	0,060	20×2,8	0,37	14,4	2,40	122,4	16,6	139,0
VII-VIII	0,2	0,088	25×3,5	0,35	9,5	0,65	1,9	3,9	5,8
VI-VII	18,5	0,115	25×3,5	0,45	15,3	5,05	283,1	51,6	334,7
V-VI	8,5	0,131	32×4,5	0,32	6,2	0,65	52,7	3,2	55,9
IV-V	0,2	0,146	32×4,5	0,35	7,2	0,25	1,5	1,5	3,0
III-IV	18,5	0,160	32×4,5	0,39	8,7	5,05	161,0	37,5	198,4
II-III	0,2	0,171	32×4,5	0,41	9,5	0,25	1,9	2,1	4,0
I-II	7,5	0,182	32×4,5	0,44	10,8	0,65	81,0	6,2	87,2
W-I	3	0,192	32×4,5	0,46	11,7	0,80	35,1	8,6	43,7
Потери давления в горизонтальных циркуляционных трубопроводах основного контура							$\Sigma = 740,5$	$\Sigma = 131,2$	$\Sigma = 871,7$
Подающие трубопроводы									
Стояк IX (последний)									
1-2	2,8	0,060	20×2,8	0,37	14,4	1,20	40,3	15,4	55,7
2-3	2,8	0,060	25×3,5	0,24	5,1	0,65	14,3	1,8	16,1
3-4	2,8	0,060	32×4,5	0,15	1,6	0,25	4,5	0,3	4,8
4-IX	1,6	0,060	32×4,5	0,15	1,6	3,30	2,6	3,5	6,1
Потери давления в подающем стояке IX							$\Sigma = 61,7$	$\Sigma = 21,0$	$\Sigma = 82,7$
Горизонтальные подающие трубопроводы									
VIII-IX	8,5	0,060	40×5,6	0,09	0,5	2,80	4,3	1,2	5,5
VII-VIII	0,2	0,087	50×6,9	0,08	0,3	0,25	0,1	0,1	0,2
VI-VII	18,5	0,114	50×6,9	0,11	0,5	5,45	9,3	3,3	12,6
V-VI	8,5	0,129	63×8,7	0,08	0,2	0,25	1,7	0,1	1,8
IV-V	0,2	0,143	63×8,7	0,09	0,3	0,25	0,1	0,1	0,2
III-IV	18,5	0,156	63×8,7	0,10	0,3	5,05	5,6	2,3	7,9
II-III	0,2	0,167	63×8,7	0,10	0,3	0,25	0,1	0,1	0,2
I-II	7,5	0,177	63×8,7	0,11	0,4	1,85	3,0	1,1	4,1
W-I	3	0,187	75×10,4	0,08	0,2	0,50	0,6	0,2	0,8
Потери давления в подающих трубопроводах основного контура							$\Sigma = 24,8$	$\Sigma = 8,5$	$\Sigma = 33,3$
Потери давления в теплообменнике ГВС $(0,202/1,820)^2 \times 510$							$\Sigma = 970,7$	$\Sigma = 207,3$	$\Sigma = 1178,0$

Таблица П.7 (Продолжение)

Участок	Длина <i>l</i> , м	Циркуляционный расход $\dot{V}_{\text{цик}}$, $\text{дм}^3/\text{с}$	Диаметр <i>d₂</i> , мм	Скорость <i>v</i> , м/с	Удельные потери давления <i>R</i> , даПа/м	Сумма коэф. местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	Линейные потери давления Δp_l , даПа	Местные потери давления Δp_m , даПа	Потери давления Δp , даПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Циркуляция									
Стойк VIII (предпоследний)									
1-2	2,8	0,027	16×2,2	0,26	10,2	3,20	28,6	10,4	39,0
2-3	2,8	0,027	16×2,2	0,26	10,2	0,00	28,6	0,0	28,6
3-4	2,8	0,027	16×2,2	0,26	10,2	0,00	28,6	0,0	28,6
4-VII	1,6	0,027	16×2,2	0,26	10,2	2,65	16,3	8,7	25,0
Потери давления в стойке VIII					$\Sigma=102,1$	$\Sigma=19,1$	$\Sigma=121,2$		

При выборе насоса необходимо учесть потери давления в терmostатическом циркуляционном клапане. Выбор клапана и расчет потерь выполнены согласно методике, представленной в разделе 9 этой книги. Температура воды в клапане принята 55 °C.

П.6. Выбор терmostатических клапанов и насоса

Ниже произведен расчет необходимого авторитета терmostатического клапана согласно формуле (9.22). Авторитет клапана *a* должен быть не менее 0,3, следовательно, потери давления на клапане составят:

$$\Delta p_{\text{cr}} = \frac{a}{1-a} \Delta p_{\text{inst}} = \frac{0,3}{1-0,3} 1178,0 = 504,9 \text{ даПа} = 0,505 \text{ бар.}$$

Расчетное значение пропускной способности клапана k_{vobl} при расходе воды 0,060 $\text{дм}^3/\text{с}$ ($0,216 \text{ м}^3/\text{ч}$) составляет (по формуле 9.23):

$$k_{vobl}(t_{\text{cr}}) = \frac{\dot{V}_v}{\sqrt{\Delta p_{\text{cr}}}} = \frac{0,216}{\sqrt{0,0505}} = 0,961 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По этим параметрам выбираем терmostатический клапан DN 20 компании «Данфосс» [2], пропускная способность *k_v* которого при максимальной заданной температуре 60 °C и температуре воды в месте установки 55 °C равна 0,738 $\text{м}^3/\text{ч}$, следовательно потери давления на клапане (по формуле 9.24) составят:

$$\Delta p_{\text{cr}} = \frac{\dot{V}_v^2}{k_v^2(t_{\text{cr}})} = \frac{0,216^2}{0,738^2} = 0,0923 \text{ бар} = 923 \text{ даПа.}$$

В табл. П.8 представлено требуемое располагаемое давление для основного контура:

Таблица П.8. Требуемое располагаемое давление для циркуляции

Δp_{cw}	Потери давления в системе ГВС при циркуляции	1178,0 даПа
Δp_{cr}	Потери давления вбалансировочном/циркуляционном терmostатическом клапане наиболее удаленного стояка (настройка 60 °C)	923,0 даПа
Δp_p	Требуемое располагаемое давление в системе ГВС при циркуляции	2101,0 даПа

Потери давления в отдельных стояках, рассчитанные значения пропускной способности *k_v* клапанов, а также настройка температуры представлены в табл. П.9. Предполагается, что точность установки температуры соответствует одной четвертой деления (1,25 K). Расчет потерь давления в остальных стояках произведен исходя из сходства стояков на основании гидравлической характеристики расчетного стояка.

Значения настроек, а также пропускной способности *k_v* терmostатических циркуляционных клапанов взяты из диаграммы производителя [2].

Таблица П.9. Потери давления, пропускная способность *k_v* и настройка циркуляционных терmostатических клапанов на стояках

Стойк	Расчетный расход в стояке $\dot{V}_{\text{цик}}$	Потери давления в стояке	Потери давления в горизонтальных участках	Потери давления в стояке и горизонтальных участках	Требуемые потери давления в терmostатическом циркуляционном клапане Δp_z	Расчетная пропускная способность клапана <i>k_v</i>	Настройка клапана	Пропускная способность клапана <i>k_v</i> при принятой настройке	
	[дм ³ /с]	[м ³ /ч]	[даПа]	[даПа]	[даПа]	[бар]	[м ³ /ч]	[°C]	[м ³ /ч]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
IX	0,060	0,216	267	911	1178	923	0,0923	0,711	60
VIII	0,027	0,097	138	767	904	1197	0,1198	0,281	53,75
VII	0,027	0,097	138	761	898	1203	0,1203	0,280	53,75
VI	0,017	0,061	55	413	468	1633	0,1633	0,151	52,50
V	0,014	0,050	37	356	393	1708	0,1708	0,122	52,50
IV	0,014	0,050	37	352	389	1712	0,1712	0,122	52,50
III	0,011	0,040	23	146	169	1932	0,1932	0,090	51,75
II	0,011	0,040	23	142	165	1936	0,1936	0,090	51,75
I	0,010	0,036	19	50	69	2032	0,2032	0,080	51,75
									0,090

В табл. П.10 представлены требуемые параметры насоса.

Таблица П.10. Требуемые параметры насоса

Δp_p	Напор насоса (высота повышения)	2101 даПа	2,10 м
<i>V</i>	Подача насоса	0,192 $\text{дм}^3/\text{с}$	0,691 $\text{м}^3/\text{ч}$

Был выбран насос UPS 25-40 В 180 [4] с однофазовым питанием ~230 V и трехскоростным исполнением электродвигателя. Определение рабочей

точки и мощности насоса показано на рис. П.4. Более детальная информация о насосе приведена в его техническом описании [4].

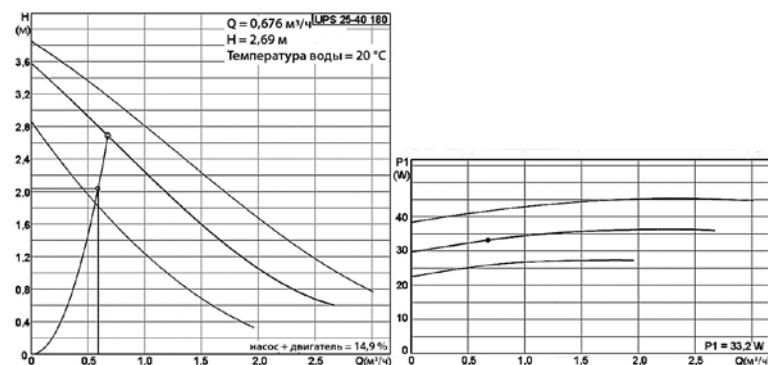


Рис. П.4. Результат выбора циркуляционного насоса: определение рабочей точки и мощности насоса [4]

П.7. Термическая дезинфекция системы

Дезинфекция системы проводится в новых температурных условиях. В связи с чем необходимо провести перерасчет теплопотерь и расхода в системе. Для расчета циркуляции используют следующие данные:

- температура горячей воды в системе $t_{cw} = 60^\circ\text{C}$;
- температура горячей воды при термодезинфекции $t'_{cw} = 70^\circ\text{C}$ (на входе в теплообменник);
- температура в технических шахтах $t_o = 25^\circ\text{C}$;
- температура в подвальных помещениях $t_o = 5^\circ\text{C}$.

В табл. П.11 представлен расчет теплопотерь системы при новой подающей температуре воды. При расчете теплопотерь принято, что коэффициент теплообмена постоянен, а теплопотери зависят линейно от разницы температур.

Таблица П.11. Теплопотери в системе ГВС при проведении термодезинфекции

Трубопроводы	Температура окружающей среды, °C	Водоразбор		Дезинфекция	
		Разница температуры, K	Теплопотери, Вт	Разница температуры, K	Теплопотери, Вт
Подающие стояки I...IX	25	35	83	45	107
Подающая ветвь	5	55	834	65	986
Циркуляционный стояк IX	25	35	71	45	91
Циркуляционные стояки I...VIII	25	35	67	45	86
Циркуляционная ветвь	5	55	623	65	736
Общие теплопотери			2812		3464

Было принято, что после прохождения горячей воды через систему ее температура составляет $t_{cw} = 70^\circ\text{C}$, а расход циркуляционной воды соответствует расчетному. В этом случае температуру горячей воды на выходе из теплообменника ГВС определяют по уравнению (9.30):

$$t'_{dez} = \frac{\dot{V}_{cyrk} C_{cw} \rho_{cw} t_{dez} - \sum_{i=1}^{m+n} l_i k'_i t_{o_i}}{\dot{V}_{cyrk} C_{cw} \rho_{cw} - \sum_{i=1}^{m+n} l_i k'_i} = \frac{0,192 \cdot 4187 \cdot 0,9778 \cdot 70 - 1070,33}{0,192 \cdot 4187 \cdot 0,9778 - 64,676} = 74,8^\circ\text{C}.$$

Действительные теплопотери при дезинфекции будут несколько выше, чем в период нормальной эксплуатации, что связано с более высокой средней температурой воды в системе. Можно считать, что температура воды на выходе из теплопункта должна составлять минимум 75°C .

Пропускная способность k_v терmostатического циркуляционного клапана полностью открытого во время дезинфекции при температуре 70°C составляет $0,500 \text{ м}^3/\text{ч}$ [2], а значит – меньше принятого значения $0,711 \text{ м}^3/\text{ч}$. При расчетном циркуляционном расходе через наиболее удаленный стояк дополнительные потери давления составят:

$$\Delta p = \frac{\dot{V}_v^2}{k_v^2(t'_z)} - \frac{\dot{V}'_v^2}{k_v^2(t_z)} = \frac{0,216^2}{0,500^2} - \frac{0,216^2}{0,711^2} = 0,1866 - 0,923 = 0,0943 \text{ бар} = 943 \text{ даПа}.$$

Полученное значение равно примерно $0,95 \text{ м}$ высоты подъема насоса. Если отсутствует возможность увеличить высоту подъема насоса на данное значение, то процесс дезинфекции не будет проведен соответствующим образом.

Ниже представлен анализ возможности проведения последовательной дезинфекции стояков. В табл. П.12 отображен расчет теплопотерь системы ГВС во время последовательной дезинфекции каждого в отдельности стояка и одновременно в двух стояках. Принято, что охлаждение воды во время дезинфекции составляет 5 К.

Таблица П.12. Теплопотери и расход воды в системе ГВС при последовательной термодезинфекции

Количество дезинфицируемых стояков	Теплопотери на горизонтальном участке \dot{Q}_h , Вт	Теплопотери в стояке \dot{Q} , Вт	Общие теплопотери по горизонтали на узле \dot{Q}_{syn} , Вт	Циркуляционный расход \dot{V}_{syn}	
				[дм³/с]	[м³/ч]
1	1722	198	1920	0,094	0,338
2	1722	391	2113	0,103	0,371

В табл. П.13 представлен гидравлический расчет системы для отдельных циркуляционных потоков. Расход на отдельных участках определен на основании характеристики сопротивления участка. В табл. П.13 в дополнение

к расчету основного циркуляционного кольца приведен также расчет всех циркуляционных колец (через каждый стояк).

Таблица П.13. Потери давления в системе ГВС при проведении последовательной термодезинфекции каждого стояка индивидуально

Участок	Расчетный основной расход q , дм ³ /с	Дезинфекционный расход q_d , дм ³ /с	Пропускная способность клапана при дезинфекции k_v , м ³ /ч	Потери давления на участке Δp , да Па	Потери давления при дезинфекционном расходе Δp_d , да Па
Стояк IX	0,060	0,094		267,0	655,3
Терmostатический циркуляционный клапан		0,094	0,500		4580,6
Потери давления в стояке с терmostатическим циркуляционным клапаном				$\Sigma = 5235,9$	
VIII-IX	0,060			144,4	353,4
VII-VIII	0,088	0,094		5,8	6,8
VI-VII	0,115	0,094		346,0	232,1
V-VI	0,131			54,2	28,7
IV-V	0,146	0,094		3,0	1,3
III-IV	0,160	0,094		198,9	72,2
II-III	0,171	0,094		4,0	1,3
I-II	0,182	0,094		88,0	24,4
W-I	0,192	0,094		42,8	10,6
Потери давления в ветви (W-IX)				$\Sigma = 730,8$	
Потеря давления в системе				$\Sigma = 5966,7$	

В результате проведенных расчетов для дезинфекционного расхода 0,094 дм³/с (0,338 м³/ч) потери давления составляют около 6160 да Па (6,16 м). При дезинфекционном расходе выбранный насос не достигнет требуемого напора. В связи с чем в данной гидравлической системе проведение термодезинфекции невозможно.

В табл. П.14 представлен расчет потерь давления в системе ГВС при расходе через два самых удаленных стояка при проведении последовательной дезинфекции в двух стояках одновременно. Расходы воды в двух последних стояках рассчитаны на основании закона Кирхгофа для гидравлических контуров [8]. Для указанных стояков необходимо решить систему уравнений:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{dez} &= \dot{V}_{dezVIII} + \dot{V}_{dezIX} \\ \frac{\Delta p_{VIII}}{\dot{V}_{VIII}^2} \dot{V}_{dezVIII}^2 &= \frac{\Delta p_{IX}}{\dot{V}_{IX}^2} \dot{V}_{dezIX}^2 \end{aligned} \quad \left. \right\}$$

Данная система уравнений решена с учетом рассчитанных ранее потерь давления и определенных расходов. Полученные значения представлены в табл. П.14.

Таблица П.14. Потери давления в системе ГВС при проведении последовательной дезинфекции двух стояков одновременно

Участок	Расчетный основной расход \dot{V}_{cyrk} , дм ³ /с	Дезинфекционный расход \dot{V}_{dez} , м ³ /с	Пропускная способность клапана при дезинфекции k_v , м ³ /ч	Потери давления на участке Δp , да Па	Потеря давления при дезинфекционном расходе Δp_d , да Па
Стояк IX	0,060	0,0546		267,0	221,1
Терmostатический циркуляционный клапан		0,0546	0,500		1545,5
Потери давления в стояке IX с терmostатическим циркуляционным клапаном				$\Sigma = 1766,5$	
VIII-IX	0,060			144,4	119,2
Потери давления в стояке IX с терmostатическим циркуляционным клапаном и с подводящим участком				$\Sigma = 1885,7$	
Стояк VIII	0,027	0,0486		203,8	660,3
Терmostатический циркуляционный клапан		0,0486	0,500		1225,5
Потери давления в стояке VIII с циркуляционным клапаном и с подводящим участком				$\Sigma = 1885,8^*$	
VII-VIII	0,088	0,1032		5,8	8,2
VI-VII	0,115	0,1032		346,0	280,2
V-VI	0,131	0,1032		54,2	35,9
IV-V	0,146	0,1032		3,0	1,6
III-IV	0,160	0,1032		198,9	86,0
II-III	0,171	0,1032		4,0	1,5
I-II	0,182	0,1032		88,0	29,4
W-I	0,192	0,1032		42,8	12,9
Потери давления в ветви (W-IX)				$\Sigma = 454,9$	
Потери давления в системе				$\Sigma = 2340,6$	

* Разница по отношению к потере давления в стояке IX связана с округлением значений при расчете сопротивлений.

В результате расчета получено, что при дезинфекционном расходе 0,1032 дм³/с (0,37 м³/ч) через два наиболее удаленных стояка, потери давления составляют около 2341 да Па (2,34 м). При данном расходе напор выбранного насоса несколько выше потери напора в системе. Таким образом, в рассматриваемой системе ГВС можно осуществить термическую дезинфекцию путем последовательной дезинфекции попарно стояков.

Библиография

1. Chudzicki J.: Instalacje ciepłej wody użytkowej, Warszawa—Poznań, Biblioteka Fundacji poszanowania energii, Sorus, 2006.
2. Каталог компании «Данфосс» с информацией о терmostатических циркуляционных клапанах и о смесительных клапанах для систем ГВС.
3. Katalog wodomierzy firmy Metron Toruń, <http://www.metron.torun.pl>
4. Katalog pomp firmy Grundfos, <http://www.grundfos.com/web/homepl.nsf>
5. Norma PN-92/B-01706. Instalacje wodociągowe. Wymagania w projektowaniu.
6. Norma PN-B-02421, Izolacje cieplne przewodów, armatury i urządzeń. Wymagania i badania odbiorcze.
7. System instalacyjny PP 3 fusiotherm® wytyczne projektowania, Warszawa, Aguatherm Polska, 1999.
8. Walden H., Stasiak J.: Mechanika cieczy i gazów w inżynierii sanitarnej, Warszawa, Arkady, 1971.
9. Wymagania techniczne COBRTI, Instal 2004, Zeszyt 10. Wytyczne projektowania i stosowania instalacji z rur miedzianych. Warszawa.

Науково-виробниче видання

Шафлик Владислав
СУЧАСНІ СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ
(російською мовою)

Переклад з польської (з доповненнями та змінами автора).

Перекладач: Фердин К.

Науковий редактор: канд. техн. наук, доц. Пирков В.

Художній редактор, комп'ютерна верстка: Марков О.В., Марзедський В. (обкладинка)

Коректор: Федоренко Н. С., Симоненко М. О.

Підписано до друку 25.11.2010. Формат 64x90/16. Папір офсетний.

Гарнітура Petersburg.

Друк офсетний. Умовн. друк. арк. 20,93.

Обл.вид. арк. 20,92

Тираж 3000 прим.

Зам. № 011-111-1214

Видавець і виготівник

ДП ВПЦ «Такі справи».

Фактична адреса: 03067, м. Київ, вул. Виборзька, 84.

Тел.: (044) 4584086; тел./факс: (044) 4580130.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
серія ДК № 3429 від 23.03.2009 р.



Владислав Шафлик родился в 1952 году. В 1976 году окончил учебу на факультете строительства и архитектуры Политехнического института в городе Щецин, Польша. В 1982 году Совет факультета машиностроения и кораблестроения того же ВУЗа присвоил ему степень кандидата технических наук. В 1994 году за научную деятельность и работу «Моделирование водоснабжения в жилых многоквартирных домах с использованием теории стохастических процессов» Советом факультета инженерии окружающей среды Варшавского политехнического института ему присвоена степень доктора в области инженерии окружающей среды, отопления и теплоснабжения. В 2010 году решением Президента Польши присвоено учебное звание профессора. Сегодня руководит кафедрой «Отопление, вентиляция и теплоснабжение» Западноприморского технологического университета (г. Щецин, Польша). Специализируется в области теплообмена, систем водоснабжения жилых зданий и эффективного использования энергии в строительстве. Среди прочего занимается вопросами определения температурного поля в недвижимых телах и нетрадиционными источниками энергии. Автор и со-автор более 200 научных, научно-технических трудов и одной монографии. Эксперт в области строительства по специальности «Инженерное оборудование санитарно-технических систем и тепловых сетей».