

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт
Теплотехники и гидрогазодинамики
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 2021 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Исследование эффективности работы системы отопления при изменяющихся
параметрах тепловой сети
тема

13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код и наименование направления
13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологий
код и наименование магистерской программы

Научный руководитель	_____	<u>профессор, д. т. н.</u>	<u>А.П. Скуратов</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		<u>А.Ю. Слабуха</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Рецензент	_____	<u>профессор, д.т.н.</u>	<u>Ю.Л. Липовка</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия

Красноярск 2021

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа на тему «Исследование эффективности работы системы отопления при изменяющихся параметрах тепловой сети» содержит 60 страницы текстового документа, 16 использованных источника, 8 рисунков.

ОТОПИТЕЛЬНАЯ НАГРУЗКА, ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ, РЕГУЛИРУЮЩИЙ КЛАПАН, ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС, РЕГУЛИРУЮЩИЙ КЛАПАН, МЕТОД РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛА

Объектом исследования диссертации является административное здание с нагрузкой на отопления $Q = 0,302$ Гкал/ч, расположенное в г. Красноярске.

Цель магистерской диссертации является проведение расчетного анализа нарушения качества теплоснабжения при качественно-количественном регулировании параметров теплоносителя на примере административного здания с нагрузкой на отопление 0,302 Гкал/ч.

В результате проведения расчета были определены предельные и оптимальные значения работы тепломеханического оборудования теплового пункта. Проведена оценка регулирования параметров системы отопления и определены отклонения, при которых возможно использовать оборудование при изменении температурного режима тепловой сети. Определены графики регулирования отопительной нагрузки рассматриваемой системы.

Разработан ряд рекомендаций и предложений, которые позволят обеспечить требуемые эксплуатационные характеристики тепломеханического оборудования на абонентских вводах зданий при изменении температурного и гидравлического режима тепловой сети.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	5
1.1 Методы регулирования тепловой нагрузки.....	5
1.2 Структура и принцип работы тепловых пунктов.....	12
1.3 Гидравлический режим системы теплоснабжения.....	19
1.4 Выводы и постановка задачи исследования.....	24
ГЛАВА 2 РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ РЕЖИМАХ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ.....	26
2.1 Подбор оборудования индивидуального теплового пункта для проведения анализа работоспособности системы.....	26
2.2 Оценка функционирования регулирующей арматуры теплового пункта.....	31
2.3 Анализ нарушения качества теплоснабжения.....	38
2.4 Выводы по главе 2.....	43
ГЛАВА 3 РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ.....	45
3.1 Определение режима работы теплообменного аппарата	45
3.2 Регулирование тепловой нагрузки на отопление	51
3.3 Выводы по главе 3.....	56
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	58
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	59

ВВЕДЕНИЕ

Центральное теплоснабжение городских населенных пунктов в Российской Федерации обеспечивают тепловые источники (ГРЭС, ТЭЦ, котельные) различной мощности. Неэффективность работы системы теплоснабжения является причиной значительного перерасхода энергетических и материальных затрат, а также ухудшения экологической обстановки. В связи с удорожанием топлива, увеличением его потребления с каждым годом, усложнением процесса добычи оставшихся углеводородов и ужесточением требований в экологическом законодательстве, эффективное использование энергетических ресурсов является актуальным и приоритетным направлением политики государства.

ГЛАВА 1. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

1.1 Методы регулирования тепловой нагрузки

В связи с разной тепловой нагрузкой потребителей, подключенных к тепловым сетям (отопление, вентиляция, ГВС), изменяющимися тепловыми нагрузками по сезонным и суточным графикам, транспортировкой теплоносителя по разветвленным и протяженным тепловым сетям, инерционностью систем центрального теплоснабжения, обеспечением потребителей теплом необходимого количества и качества, существует необходимость эффективного теплоснабжения потребителей и распределение тепловой нагрузки между ними, что в системах теплоснабжения возможно осуществить при помощи регулирования тепловой нагрузки.

В городских системах теплоснабжения источником теплоты являются котельные, ТЭЦ, ГРЭС, к которым подключены протяженные тепловые сети с большим числом потребителей, которые в свою очередь имеют различную нагрузку и различные схемы присоединения к тепловой сети. Тепловые сети разделяют на магистральные, прокладываемые на главных направлениях населенных пунктов; распределительные, прокладываемые внутри квартала, микрорайона; и ответвления к отдельным зданиям. В практике применяются схемы тепловых сетей радиальные (тупиковые), радиально-кольцевые и кольцевые. Радиальные сети (рис. 1а) наиболее просты и экономичны по начальным затратам, их сооружают с постепенным уменьшением диаметров теплопроводов в направлении от источника теплоты. Их основной недостаток - отсутствие резервирования. Согласно СНиП 2.04.07-86, во избежание перерывов теплоснабжения (в случае аварии на магистрали радиальной сети прекращается теплоснабжение потребителей на аварийном участке) должно предусматриваться резервирование подачи теплоты

потребителям за счет устройства перемычек между тепловыми сетями смежных районов и совместной работы источников теплоты (если их несколько). Радиус действия тепловых сетей во многих городах весьма значительный (15—20 км). Устройство перемычек превращает тепловую сеть в радиально-кольцевую, происходит частичный переход к кольцевым сетям (рис. 1б). Для предприятий, в которых не допускается перерыв в теплоснабжении, предусматривают дублирование или кольцевые (с двусторонней подачей теплоты) схемы тепловых сетей. Хотя кольцевание тепловых сетей существенно удорожает их, но зато значительно повышает надежность теплоснабжения, создает возможность резервирования предприятия [4].

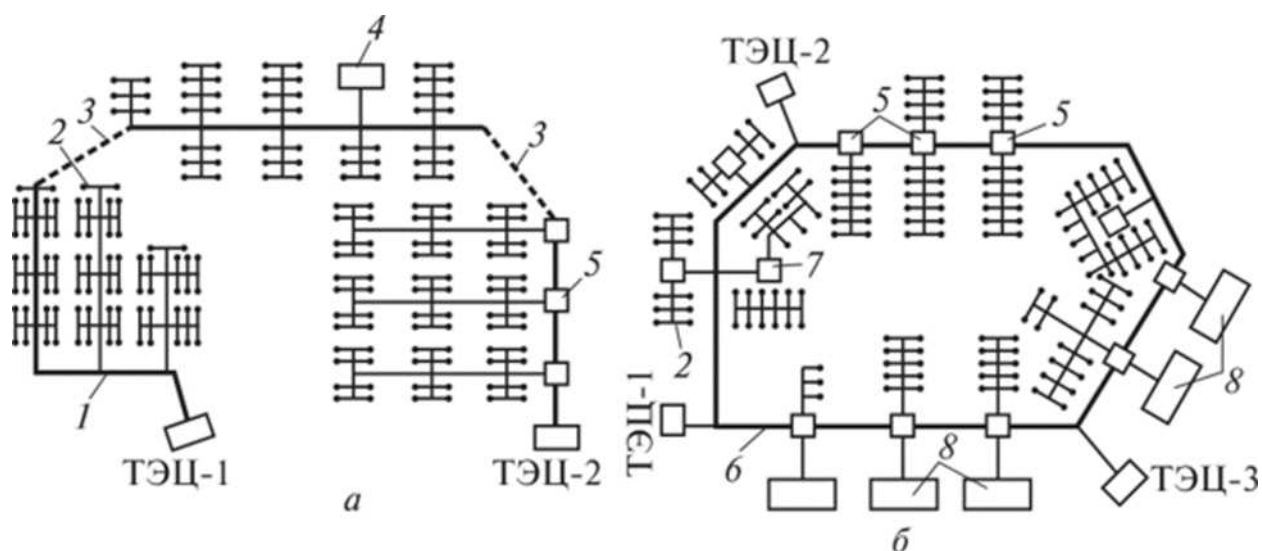


Рисунок 1- Схемы тупиковой (а) и кольцевой (б) тепловых сетей: 1 - лучевой магистральный теплопровод; 2 - тепловые потребители; 3 - перемычки; 4- районные (квартальные) котельные; 5- секционирующие камеры; 6 - кольцевая магистраль; 7- центральные тепловые пункты [4].

При такой системе надежное и качественное теплоснабжение потребителей возможно при центральном регулировании тепловой нагрузки. Способы регулирования тепловой нагрузки в отечественных системах теплоснабжения были разработаны в 50-е года XX в. и развивались одновременно с ростом городов, развитием теплофикации, появлением

различных тепловых нагрузок отопления, горячего водоснабжения и вентиляции, в связи с этим появилась дополнительная необходимость учета нагрузок горячего водоснабжения и вентиляции в балансе нагрузок систем теплоснабжения. В связи с возникновением необходимости подачи потребителям теплоносителя с различной расчетной температурой при распределении тепловой нагрузки (при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления максимальный температурный график, в соответствии со СНиП 41-01-2003 "Тепловые сети", может составлять 150/70°C, температурный график для внутренней системы отопления принимается 105/70°C и 95/70°C, на горячее водоснабжение, необходимо подавать воду с температурой: для закрытых систем теплоснабжения - не менее 70°C, для открытых систем теплоснабжения - не менее 60°C, для закрытых и открытых не более 75 °C), компенсации суточной неравномерности нагрузок отопления и горячего водоснабжения, которая явилась причиной колебаний температуры внутреннего воздуха в помещениях, совершенствование способов регулирования тепловой нагрузки заключалось в разработке условий работы систем теплоснабжения с разнородными нагрузками и корректировке методик их расчета.

Централизованно регулировать тепловую нагрузку потребителей возможно изменением расхода первичного теплоносителя или его температуры. Изменять коэффициент теплопередачи теплообменника или отопительного прибора и число часов их работы можно только непосредственно у потребителей или на тепловом вводе абонентской установки, осуществляя местное или индивидуальное регулирование.

В зависимости от места осуществления регулирования различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование. Для более эффективного теплоснабжения центральное регулирование дополняется групповым, или индивидуальным, т. е. осуществляется комбинированное регулирование. Комбинированное регулирование, состоящее из нескольких ступеней, взаимно дополняющих друг друга,

создает наиболее полное соответствие между отпуском тепла и фактическим теплопотреблением. По способу осуществления регулирование может быть ручным и автоматическим [1].

Центральное регулирование выполняют на теплоисточнике (ТЭЦ, котельная) по нагрузке, преобладающей, для большинства потребителей. В городских тепловых сетях такой нагрузкой может быть отопление или совместная нагрузка отопления и горячего водоснабжения. Зависимость температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха, необходимая для осуществления центрального регулирования тепловой нагрузки, называется температурным графиком. Выбор любого температурного графика осуществляется на основании технико-экономических расчетов, так как от параметров графика зависит экономичность работы теплоисточника, уровни максимально и минимально допустимых напоров в теплосети, капиталовложения в системы теплоснабжения, связанные с подбором диаметров тепловой сети и оборудования абонентских вводов, затраты на транспорт теплоносителя, удельный расход сетевой воды на абонентскую установку, тепловые потери в тепловой сети.

При центральном регулировании тепловой нагрузки, для поддержания постоянной температуры внутреннего воздуха при изменяющейся температуре наружного воздуха регулирование возможно осуществить различными способами: изменением температуры теплоносителя - качественный метод, изменением расхода теплоносителя - количественный метод и совместным изменением температуры и расхода теплоносителя - качественно - количественный метод, периодическим отключением систем, т. е. пропусками подачи теплоносителя - регулированием пропусками [7].

Качественное регулирование, осуществляется изменением температуры теплоносителя при его постоянном расходе в подающей магистрали. В системах централизованного теплоснабжения источник тепла и теплоприемники размещены на значительном расстоянии друг от друга, увеличение по какой-либо причине расхода сетевой воды у абонентов,

расположенных ближе к источнику, приводит к значительному снижению располагаемых напоров и нарушению циркуляции теплоносителя у абонентов, подключенных к конечным участкам теплосети. При качественном регулировании тепловой нагрузки создаются наиболее благоприятные гидравлические условия для всех абонентских установок, что достигается постоянством расхода сетевой воды в системе теплоснабжения, с изменением температуры наружного воздуха изменяется температура сетевой воды, как в подающей, так и в обратной магистрали. Широкому применению качественного метода регулирования, как основного способа центрального регулирования тепловой нагрузки, также способствовали невысокие цены на топливно-энергетические ресурсы, отсутствие острой необходимости энергосбережения в энергетической отрасли и несовершенство или отсутствие приборов автоматического регулирования расхода и температуры у абонентов. Как правило, при качественном регулировании применяется температурный график $\tau_1' / \tau_2' = 150/70$ °С. Этот график был регламентирован ранее действовавшим СНиП 2.04.07-86* и принят в качестве расчетного при проектировании большинства отечественных систем теплоснабжения. Обоснованием технико-экономически выбора данного графика является то, что при его использовании получается наибольшая величина комбинированной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. В ряде случаев на ТЭЦ применяется температурный график 150/70 °С со срезкой при 120, 130, 135 или 140 °С. При технико-экономическом обосновании возможно применение температурных графиков без срезки с более низкой температурой сетевой воды в подающей магистрали теплосети, например, с параметрами $\tau_1' / \tau_2' = (95, 105, 130, 140) / 70$ °С.

Принцип стабильности гидравлического режима тепловых сетей и постоянного расхода воды в них выдвигался в свое время главным образом для поддержания постоянного расхода воды в отопительных системах, так

как предполагалось, что постоянный расход воды в отопительных системах обеспечивает наилучший режим их эксплуатации. Существенным недостатком качественного способа регулирования является то, что сохранение расхода воды постоянным при повышенных температурах наружного воздуха приводит к перегреву отопительных приборов. Поддержание постоянного расхода воды в отопительных системах в течение всего отопительного периода не обеспечивает нагревательным приборам, расположенным на разных этажах, равномерного прогрева [1].

Количественное регулирование отпуска тепла производится изменением расхода теплоносителя через местные установки потребителей в зависимости от температуры наружного воздуха при неизменной его температуре в подающей магистрали. При количественном регулировании от температуры наружного воздуха зависит только температура обратной сетевой воды.

Качественно-количественное регулирование выполняется путем совместного изменения температуры и расхода теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха. Способы количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки практически не получили распространения в отечественных системах теплоснабжения. Одним из факторов, сдерживающих развитие этих способов регулирования, было отсутствие необходимых приборов автоматического регулирования параметров теплоносителя на абонентских вводах и у отдельных потребителей.

Система теплоснабжения с разветвленными, протяженными тепловыми сетями характеризуется значительной тепловой инертностью: время движения потока теплоносителя от теплоисточника до наиболее удаленного потребителя может достигать нескольких часов. Поэтому при качественном способе тепловую нагрузку регулируют по среднесуточной или средней за несколько (8-12) часов температуре наружного воздуха, что приводит к несоответствию температуры сетевой воды температуре наружного воздуха и

нарушению температурного режима помещений у наиболее удаленных потребителей.

На изменение давления воды система теплоснабжения реагирует значительно быстрее, примерно со скоростью звука, которая в воде составляет 1500 м/с. Таким образом, система теплоснабжения при количественном и качественно-количественном регулировании сможет быстрее среагировать на изменение температуры наружного воздуха, чем при качественном регулировании. Переменный расход сетевой воды при количественном и качественно-количественном регулировании возможно организовать следующими способами: изменением числа оборотов насосов; изменением числа параллельно работающих насосов; установкой на теплоисточнике насосов с различными характеристиками.

Наиболее экономичным является регулирование производительности насосов изменением числа их оборотов. При таком регулировании зависимость расхода воды в тепловой сети от располагаемого напора на станции будет наиболее близка к расчетной. Плавное изменение напора позволит избежать дросселирования избыточного напора, а, следовательно, гидравлических потерь. Изменением количества параллельно работающих насосов с одинаковыми характеристиками можно организовать только ступенчатое регулирование, что потребует дросселирования избыточного напора в регулирующих клапанах или запорной арматуре и приведет к снижению КПД насосов. Дросселирование объясняется несоответствием расхода воды, определяемого температурным графиком, производительности насосов, которое возникнет при установке на станции насосов с одинаковой характеристикой.

Лучшие результаты могут быть получены, если для каждой ступени регулирования расхода воды будет установлен насос с соответствующей характеристикой. В случае применения на теплоисточнике насосов с различной производительностью дросселирование избыточного напора также будет необходимо, но за счет подбора характеристик насосов эти потери

можно свести к минимуму. Поэтому экономичнее устанавливать на станции насосы с различными характеристиками для каждой ступени регулирования, чем несколько параллельно работающих насосов: потери энергии на дросселирование избыточного напора уменьшатся.

Необходимо отметить, что поддержание постоянной температуры в подающей магистрали может привести к увеличению тепловых потерь в тепловой сети. Однако применение современных конструкций теплопроводов, в частности, с пенополиуретановой теплоизоляцией позволяет свести тепловые потери к минимальным значениям. Так же, необходимым условием эффективного применения количественного и качественно-количественного способов регулирования тепловой нагрузки является 100%-ая автоматизация тепловых пунктов и местных абонентских установок [7].

Прерывистое регулирование достигается периодическим отключением систем, т. е. пропусками подачи теплоносителя, в связи с чем этот метод называется регулированием пропусками. Центральные пропуски возможны лишь в тепловых сетях с однородным теплопотреблением, допускающим одновременные перерывы в подаче тепла. В современных системах теплоснабжения с разнородной тепловой нагрузкой регулирование пропусками используется для местного регулирования [1].

1.2 Структура и принцип работы тепловых пунктов

Кроме центрального, регулирование тепловой нагрузки выполняется в тепловых пунктах, которые представляют собой узлы подключения потребителей тепловой энергии к тепловым сетям и предназначены для подготовки теплоносителя, регулирования его параметров перед подачей в местные системы. От правильной работы тепловых пунктов зависят надежное функционирование и технико-экономические показатели всей системы централизованного теплоснабжения.

Групповое регулирование производится в центральных тепловых пунктах (ЦТП) для группы потребителей (нескольких зданий, квартала или микрорайона), что позволяет вынести циркуляционные насосы систем горячего водоснабжения и весь узел приготовления горячей воды из подвалов домов в отдельно стоящее здание, в целях предотвращения превышения уровней шума и вибрации, допускаемых ГОСТ 12.1.003, ГОСТ 12.1.012 и СНиП II-12-77 в зданиях со встроенными тепловыми пунктами и близлежащих к тепловым пунктам.

Отопительные системы в каждом здании присоединяют к квартальной сети через элеваторы, через узлы смешения либо непосредственно к тепловой сети. В ЦТП поддерживаются требуемые расход и температура теплоносителя, поступающего в распределительные или во внутриквартальные сети. Расчетная температура воды в подающих трубопроводах водяных тепловых сетей после ЦТП при присоединении систем отопления зданий по зависимой схеме должна приниматься равной расчетной температуре воды в подающем трубопроводе тепловых сетей до ЦТП, но не выше 150 °С.

В закрытых системах теплоснабжения рекомендуется предусматривать один ЦТП на микрорайон или группу зданий с расходом теплоты в пределах 12-35 МВт (по сумме максимального теплового потока на отопление и среднего теплового потока на горячее водоснабжение). При теплоснабжении от котельных мощностью 35 МВт и менее рекомендуется предусматривать в зданиях только ИТП. Присоединение систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических теплоиспользующих установок одного здания или его части производится в индивидуальных тепловых пунктах (ИТП). Устройство ИТП обязательно для каждого здания независимо от наличия ЦТП, при этом в ИТП предусматриваются только те функции, которые необходимы для присоединения систем потребления теплоты данного здания и не предусмотрены в ЦТП.

Допускается устройство ЦТП для присоединения систем теплоснабжения одного здания, если для этого здания требуется устройство нескольких ИТП [2]. В тепловых пунктах предусматривается размещение оборудования, арматуры, приборов контроля, управления и автоматизации, посредством которых осуществляется:

- преобразование вида теплоносителя или его параметров; контроль параметров теплоносителя;
- учет тепловых потоков, расходов теплоносителя и конденсата;
- регулирование расхода теплоносителя и распределение по системам потребления теплоты (через распределительные сети в ЦТП или непосредственно в системы ИТП);
- защита местных систем от аварийного повышения параметров теплоносителя;
- заполнение и подпитка систем потребления теплоты;
- сбор, охлаждение, возврат конденсата и контроль его качества; аккумулярование теплоты;
- водоподготовка для систем горячего водоснабжения.

Приборы контроля параметров теплоносителя и учета расхода теплоты следует предусматривать во всех тепловых пунктах. Состав оборудования, установленного в тепловом пункте, зависит от схем подключения систем отопления и горячего водоснабжения, параметров теплоносителя, режимов потребления тепла и других факторов.

Для присоединения систем отопления с расчетной температурой воды ниже температуры в подающем трубопроводе теплосети по зависимой схеме устанавливают элеваторы, простые и надежные в эксплуатации и обеспечивающие постоянство коэффициента смешения при изменении теплового режима сетей.

Для повышения давления в подающем или снижении давления в обратном трубопроводах, а также для циркуляции воды в системах горячего водоснабжения или повышения давления водопроводной воды,

используемой на горячее водоснабжение, вместо элеваторов в тепловых пунктах применяют насосы.

Смесительные насосы подбирают по количеству подмешиваемой воды и гидравлическому сопротивлению отопительной системы. Насосы на подающем и обратном трубопроводах подбираются по величине недостаточного или избыточного напора в местной установке. Производительность этих насосов принимается в соответствии с необходимым расходом воды в системе [2].

На абонентских вводах центральное регулирование дополняется местным и индивидуальным регулированием до необходимых тепловых и гидравлических режимов тепловой сети потребителей, в которых осуществляется ручное или автоматическое регулирование.

В настоящее время автоматизация тепловых пунктов осуществляется очень активно. На рынке представлен широкий ассортимент различного оборудования, от многих производителей, таких как, Segnetic, МЗТА, ОВЕН, Clorius, Honeywell, Siemens, Schneider electric, Danfoss и др. На рисунке 2 и рисунке 3 представлены типовые технологические схемы индивидуальных тепловых пунктов.

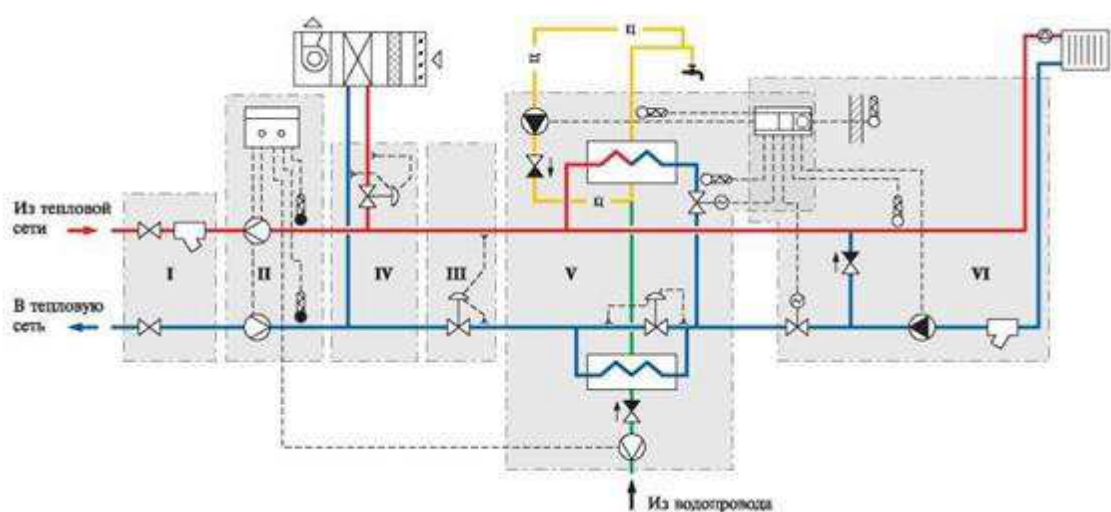


Рисунок 2 - Технологическая схема автоматизированного теплового пункта при закрытой системе теплоснабжения и зависимом присоединении системы отопления к тепловой сети

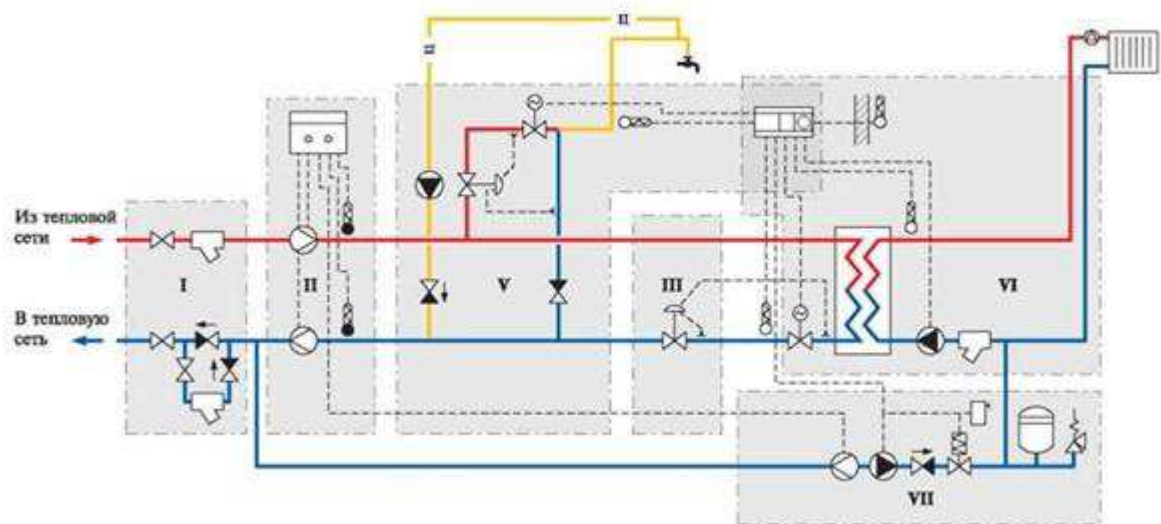


Рисунок 3 - Технологическая схема автоматизированного теплового пункта при открытой системе теплоснабжения и независимом присоединении системы отопления к тепловой сети.

В зависимости от принятой технологической схемы теплового пункта тип применяемых узлов, их количество и сочетание могут варьироваться в широких пределах. При этом узлы ввода тепловой сети, учета теплотребления и согласования давлений являются обязательной принадлежностью любого теплового пункта [6].

Работой автоматизированного теплового пункта управляет программируемый контроллер, к которому подключены электропривод клапана влияющего на отбор теплоносителя из тепловой сети, датчик температуры наружного воздуха и датчик температуры теплоносителя поступающего в систему отопления. В контроллер вносится зависимость температуры теплоносителя на входе в систему отопления от температуры наружного воздуха.

Контроллер с определённой периодичностью замеряет температуру наружного воздуха и сравнивает фактически замеренную температуру теплоносителя с заданным для текущих условий значением. Кроме регулирования теплового потребления, автоматика на вводах выполняет защиту местных систем от аварии, разрегулировок и опорожнений. Наиболее

распространенным методом регулирования отпуска теплоты в систему централизованного теплоснабжения современных городов с разнородной тепловой нагрузкой (отопление, горячее водоснабжение, вентиляция) является сочетание центрального качественного регулирования отопительной нагрузки или по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения с групповым или местным количественным регулированием отдельных видов нагрузки.

Выбор основного параметра для автоматического регулирования зависит от типа и режима, работы установки. В установках горячего водоснабжения в качестве такого параметра выбирается температура воды после подогревателя в закрытых системах или после смесительного устройства в открытых системах. В вентиляционных установках в качестве основного параметра выбирается температура воздуха после калориферов. Для регулирования отопительной нагрузки выбор параметра сложнее, поскольку температура в отдельных помещениях отапливаемых зданий может существенно различаться и зависит не только от количества теплоты, поданной в здание, но и от качества работы отопительной установки здания, условий эксплуатации отдельных помещений, бытовых тепловыделений. Поэтому для экономичного осуществления отопительной нагрузки необходимо в дополнение к групповому и (или) местному регулированию осуществлять индивидуальное регулирование отдельных помещений или отдельных зон каждого здания.

При использовании наружной температуры или интегрального метеорологического показателя, регулирование отопительной нагрузки, как параметра для автоматического регулирования, осуществляется по расчетной программе в которой заложены режимы теплотребления, характеристики оборудования групповой или местной подстанции и теплотехнические характеристики ограждающих конструкций и аккумулирующей способности здания. Программой задается расход сетевой воды при разных наружных температурах. Расчет происходит с учетом постоянного соответствия

температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети температуре наружного воздуха. При отклонении фактической температуры воды в тепловой сети от расчетной для данной температуры наружного воздуха возникает небаланс теплоты во всех отапливаемых зданиях. В крупных городских системах централизованного теплоснабжения обычно осуществляется центральное качественное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Современные методы расчета позволяют при заданном температурном графике центрального качественного регулирования определить для каждого здания или группы зданий требуемый расход сетевой воды при любой наружной температуре при заданной относительной нагрузке горячего водоснабжения. Эти расходы воды закладываются в программу группового или местного количественного регулирования, работающего по наружной температуре воздуха, измеренной с помощью инерционного датчика температур.

Применение системы автоматического программного регулирования отопления позволяет осуществлять дальнейшее совершенствование режима отопления, например, снижать температуру воздуха в жилых зданиях в ночное время или снижать отпуск теплоты на отопление промышленных и административных зданий в нерабочее время, что обеспечивает дополнительную экономию теплоты и создание комфортных условий. Для этой цели в схему электронного устройства вводится дополнительное реле времени, которое в определенное время снижает на определенное значение расход сетевой воды на отопление. Автоматизированные индивидуальные тепловые пункты обеспечивают эффективное энергосбережение благодаря сбалансированной работе режимов. Главным фактором, ограничивающим их применение на сегодняшний день, является высокая стоимость данного оборудования, что не позволяет на сегодняшний день произвести реконструкцию тепловых пунктов и осуществить переход всех потребителей на закрытую систему ГВС. В тоже время большое количество потребителей остается оборудованными элеваторными узлами.

1.3 Гидравлические режимы тепловой сети

Взаимосвязь между расходом теплоносителя и давлением в различных точках системы в данный момент времени определяется гидравлическим режимом. Расчетный гидравлический режим характеризуется распределением теплоносителя в соответствии с расчетной тепловой нагрузкой абонентов. Давление в узловых точках сети и на абонентских вводах равно расчетному. Наглядное представление об этом режиме дает пьезометрический график, построенный по данным гидравлического расчета.

Однако в процессе эксплуатации расход воды в системе изменяется. Переменный расход вызывается неравномерностью водопотребления на горячее водоснабжение, наличием местного количественного регулирования разнородной нагрузки, а также различными переключениями в сети. Изменение расхода воды и связанное с ним изменение давления приводят к нарушению как гидравлического, так и теплового режима абонентов. Расчет гидравлического режима дает возможность определить перераспределение расходов и давлений в сети и установить пределы допустимого изменения нагрузки, обеспечивающие безаварийную эксплуатацию системы.

Расчет гидравлического режима базируется на основных уравнениях гидродинамики. В тепловых сетях, как правило, имеет место квадратичная зависимость падения давления ΔP (Па) от расхода:

$$\Delta P = SV^2, \quad (2)$$

где S - характеристика сопротивления, представляющая собой падение давления при единице расхода теплоносителя, Па/(м³ч)²;

V - расход теплоносителя, м³/ч.

На основе расчета гидравлического режима решается целый ряд вопросов, связанных с эксплуатацией системы теплоснабжения, а именно: возможность присоединения новых абонентов к существующей сети,

аварийное резервирование системы, проверяется работа сети при максимальном водоразборе на горячее водоснабжение. Так же для обеспечения расчетного гидравлического режима в соответствии СНиП 41-02-2003 необходимо соблюдать следующие условия:

- статическое давление в системах теплоснабжения при теплоносителе воде должно определяться для температуры сетевой воды, равной 100 °С;

- следует исключать при статических режимах недопустимое повышение давления в трубопроводах и оборудовании;

- давление воды в обратных трубопроводах водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения в неотапительный период, а также в подающем и циркуляционном трубопроводах сетей горячего водоснабжения следует принимать не менее чем на 0,05 МПа больше статического давления систем горячего водоснабжения потребителей;

- давление воды в подающих трубопроводах водяных тепловых сетей при работе сетевых насосов должно приниматься, исходя из условий нескипания воды при ее максимальной температуре в любой точке подающего трубопровода, в оборудовании источника теплоты и в приборах систем потребителей, непосредственно присоединенных к тепловым сетям;

- давление воды в обратных трубопроводах водяных тепловых сетей при работе сетевых насосов должно быть избыточным (не менее 0,05 МПа) и на 0,1 МПа ниже допустимого давления в системах теплоиспользования потребителей;

- давление воды в обратных трубопроводах водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения в неотапительный период, а также в подающем и циркуляционном трубопроводах сетей горячего водоснабжения следует принимать не менее чем на 0,05 МПа больше статического давления систем горячего водоснабжения потребителей;

- при определении напора сетевых насосов перепад давлений на вводе двухтрубных водяных тепловых сетей в здания (при элеваторном присоединении систем отопления) следует принимать равным расчетным

потерям давления на вводе и в местной системе с коэффициентом 1,5, но не менее 0,15 МПа. Рекомендуется избыточный напор гасить в тепловых пунктах зданий.

При подключении по зависимой схеме гидравлические условия работы тепловых сетей оказывают прямое влияние на системы отопления. В этом случае применяется непосредственное (учитываются требования прил.11 СНиП 2.04.05-91* об обеспечении нескипаемости перегретой воды при динамическом и статическом режимах системы), или элеваторное присоединение систем отопления жилых и общественных зданий к тепловой сети.

Достоинством зависимой схемы присоединения является простота и относительно невысокая стоимость абонентских установок по сравнению с независимой схемой. Кроме того, при зависимом присоединении в абонентской установке может быть получен больший, чем при независимом присоединении, перепад температур сетевой воды, что способствует снижению расхода воды в теплосети и, соответственно, уменьшению диаметров трубопроводов теплосети и снижению капитальных затрат в тепловые сети.

Основным недостатком зависимых схем присоединения отопительных установок является влияние гидравлического режима работы тепловых сетей на режим работы системы, низкая механическая прочность отопительных приборов (по сравнению с другими элементами системы теплоснабжения отопления, чугунные радиаторы выпускаются на избыточное давление до 0,6 МПа, а стальные конвекторы — до 1,0 МПа [1]) существенно снижает надежность работы и усложняет эксплуатацию крупных систем теплоснабжения, что объясняется наличием большого количества абонентов с разнородной тепловой нагрузкой и протяженных систем транспорта теплоты.

Существенным недостатком зависимой схемы присоединения с элеваторным смешением является также невозможность применения

местного регулирования тепловой нагрузки системы отопления, т.к. при изменении расхода сетевой воды через элеватор может произойти прекращение циркуляции воды в системе отопления, опрокидывание циркуляции или опорожнение системы отопления.

Непосредственное присоединение при зависимом присоединении отопительных установок применяют, в системах отопления промышленных предприятий, в жилых и общественных зданиях, при температуре воды в подающей магистрали теплосети не превышающей 95-105°C. При температуре сетевой воды в подающей магистрали теплосети превышающей 105°C и располагаемом напоре на вводе достаточном для работы струйного насоса - элеватора (10-15 м. вод. ст.), используют элеваторное присоединение к теплосети. Необходимая температура воды, поступающей в систему отопления, при элеваторном подключении достигается за счет смешения в элеваторе высокотемпературной сетевой воды из подающей магистрали с обратной водой из системы отопления.

Для исключения прекращения циркуляции в системе отопления вследствие прекращения подачи сетевой воды через элеватор на абонентском вводе вместо элеватора устанавливается смесительный насос. При аварийном отключении тепловой сети такой насос осуществляет циркуляцию воды в системе отопления, что предотвращает ее замораживание в течение довольно длительного времени (8-12 часов).

Смесительные насосы для систем отопления устанавливаются как на перемычке между подающим и обратным трубопроводами, при располагаемом напоре перед узлом смешения, достаточном для преодоления гидравлического сопротивления системы отопления и тепловых сетей после ЦТП, и при давлении в обратном трубопроводе тепловой сети после теплового пункта не менее чем на 0,05 МПа выше статического давления в системе отопления, так и на обратном трубопроводе перед узлом смешения или на подающем трубопроводе после узла смешения при располагаемом напоре перед узлом смешения, недостаточном для преодоления

гидравлического сопротивления, системы отопления и тепловых сетей после ЦТП.

Присоединение систем отопления по независимой схеме позволяет исключить влияние гидравлического режима теплосети и влияние суточной неравномерности нагрузки горячего водоснабжения на работу систем отопления, обосновывается повышением требований к надежности теплоснабжения. Согласно СНиП 2.04.07-86* "Тепловые сети", по независимой схеме допускается присоединять системы отопления и вентиляции зданий с числом этажей 12 и выше, а также при обосновании системы отопления и вентиляции других потребителей теплоты. Основным элементом независимой схемы присоединения является промежуточный теплообменник - водо-водяной подогреватель, в котором вода, циркулирующая в системе отопления, нагревается до необходимой температуры. В качестве греющей среды в таком теплообменнике используется сетевая вода. Циркуляция воды в системе отопления осуществляется при помощи насоса. В тепловых пунктах применяются водяные горизонтальные секционные кожухотрубные или пластинчатые водоподогреватели.

Для водо-водяных подогревателей следует принимать противоточную схему потоков теплоносителей. При независимом присоединении систем отопления требуются дополнительные капиталовложения в системы теплоснабжения, усложняется эксплуатация оборудования тепловых пунктов и абонентских установок за счет появления дополнительных элементов: промежуточного теплообменника и циркуляционного насоса. Так же, при независимой схеме присоединения может возникнуть необходимость работы системы теплоснабжения по повышенному температурному графику для компенсации недогрева в промежуточном теплообменнике.

Независимая схема присоединения отопительных установок обладает целым рядом преимуществ: существенное повышение надежности работы систем теплоснабжения, возможность поддерживать уровень давлений, не

превышающий допустимый по условиям механической прочности отопительных приборов, повышается надежность работы систем отопления за счет исключения возможности опорожнения. Возможность применения местного регулирования при независимом присоединении позволяет повысить качество работы отопительных установок за счет исключения колебаний температуры внутреннего воздуха отапливаемых помещений относительно значений, определенных СНиП и санитарно-гигиеническими нормами.

1.4 Выводы и постановка задачи

1. Показатели качества тепловой энергии определяются на границе эксплуатационной ответственности. В качестве этой границы принимается линия раздела элементов системы теплоснабжения по признаку обязанностей эксплуатации ее элементов.

2. Для жилых и общественных зданий важным критерием при определении параметров теплоносителя является соблюдение санитарных норм в отапливаемых помещениях, а также в системе горячего водоснабжения. В строительных нормах и правилах рекомендуется использовать в системах отопления зданий в качестве теплоносителя воду с температурой от плюс 85 до 105°С.

3. Качество тепловой энергии характеризуется термодинамическими свойствами и параметрами теплоносителя, которые определяются в зависимости от температуры наружного воздуха. Основными показателями являются расход теплоносителя и его температура.

4. При проектировании системы отопления и теплового узла на абонентском вводе для города Красноярска принимается график централизованного качественного регулирования 150/70°С. Соответственно при расчетной температуре наружного воздуха минус 37 °С, на границе эксплуатационной ответственности, температура в подающем трубопроводе

тепловой сети должна составлять 150°C , что не соответствует действительности.

Целью магистерской диссертации является проведение расчетного анализа нарушения качества теплоснабжения при изменении температурного графика качественно-количественного регулирования параметров теплоносителя на примере типового административного здания с нагрузкой на отопление $0,302$ Гкал/ч.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи:**

1. В соответствии с требованиями, изложенными в СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов» выполнить расчет и подбор оборудования индивидуального теплового пункта присоединенного к тепловой сети по независимой схеме.

2. Выполнить расчет влияния изменяющихся параметров тепловой сети на режим работы подобранного тепломеханического оборудования и обеспеченности требуемой температуры в отапливаемых помещениях.

3. Разработать рекомендации для обеспечения требуемой нагрузки на отопление зданий при изменяющихся параметрах тепловой сети.

ГЛАВА 2. РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМАХ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

В настоящее время ещё нет единства мнений по отношению к формулировке понятия «качество теплоснабжения». Для потребителей неважно, какое будет качество тепла и теплоносителя, для него принципиально важно, чтобы в квартире было тепло, когда на улице холодно. Под качеством теплоснабжения следует понимать совокупность свойств системы теплоснабжения, обуславливающих надежное снабжение потребителей тепловой энергией в необходимом количестве и требуемого качества в соответствии с заданным режимом функционирования. Качество теплоснабжения должно учитывать надёжность снабжения при обязательном соблюдении режима отпуска тепла потребителям. Для оценки данного параметра при изменяющихся температурных режимах тепловой сети необходимо рассмотреть режимы работы тепломеханического оборудования индивидуального теплового пункта и системы отопления административного здания.

2.1. Подбор оборудования индивидуального теплового пункта для проведения анализа работоспособности системы

Анализ параметров качества теплоснабжения рассмотрим на примере индивидуального теплового пункта обеспечивающего нагрев двухтрубной системы отопления с нагрузкой $Q_{от} = 0,302$ Гкал/ч, подключенной к системе теплоснабжения по независимой схеме, представленной на рисунке 4.

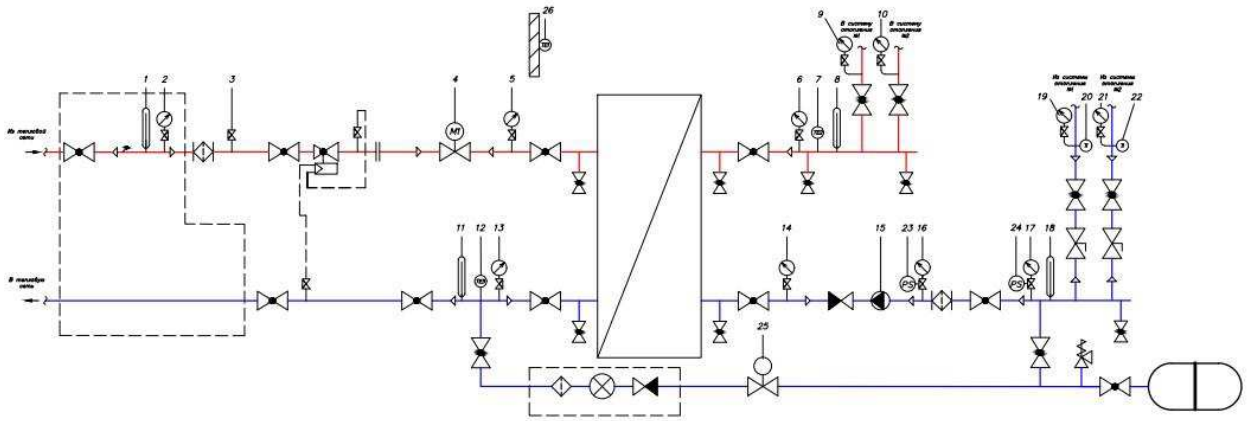


Рисунок 4 – Принципиальная схема рассматриваемого индивидуального теплового пункта

Проект индивидуального теплового пункта (ИТП) составлен с учетом требований, изложенных в СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов». Согласно методике описанной в своде правил, расчетный максимальный расход воды на отопление из тепловой сети, определяется по формуле:

$$G_0 = \frac{3,6 \cdot Q_{от}}{(t_1 - t_2) \cdot c}, \quad (1)$$

Циркуляционный расход на внутреннем контуре системы отопления, определяется по формуле:

$$G_0 = \frac{3,6 \cdot Q_{от}}{(t_{1,1} - t_{2,1}) \cdot c}, \quad (2)$$

где G_0 – максимальный расход воды на отопление из тепловой сети, кг/ч;

$Q_{от}$ – максимальный тепловой поток на отопление, Вт;

t_1 – температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха, °С;

t_2 – температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети при

расчетной температуре наружного воздуха, °С;

$t_{1,1}$ – температура воды в подающем трубопроводе внутреннего контура системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха, °С;

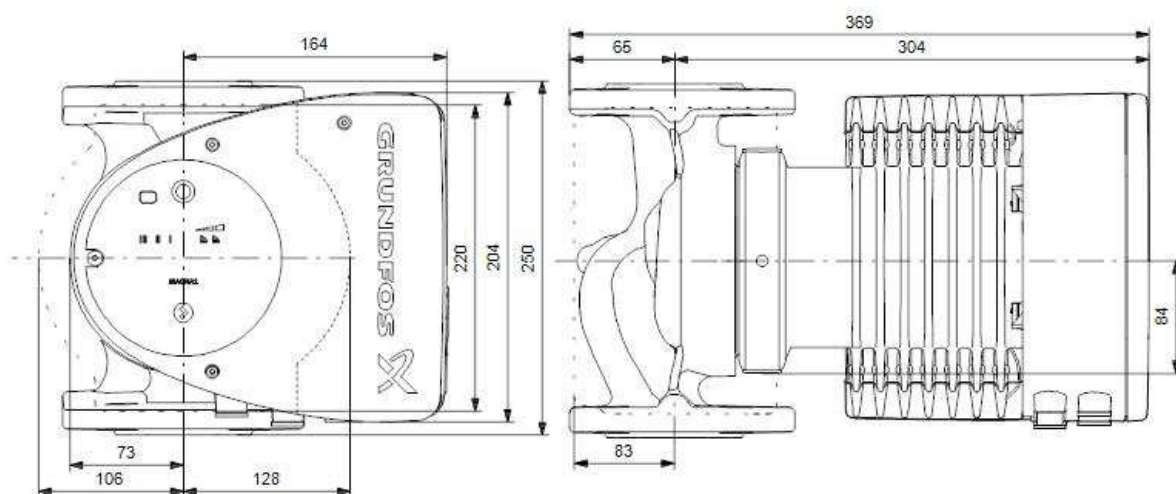
$t_{2,1}$ – температура воды в обратном трубопроводе внутреннего контура системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха, °С;

c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · °С).

Расчетный, циркуляционный расход во внутреннем контуре системы отопления здания, при температурном графике 95/70 °С, при нагрузке на отопление 0,302 Гкал, согласно формуле 2 составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(95 - 65)} = 10,067 \text{ т} = 10,272 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Потери напора в системе отопления и на местных сопротивлениях перед насосом составляют 9,5 м. в. ст. Требуемый напор, развиваемый насосом, с запасом 1,5 м. в. ст. составит 11 м. в. ст., таким характеристикам соответствует насос Magna 1 40-180 F компании Grundfos. Расходно-напорная характеристика и рабочая точка насоса представлена на рисунке 5.



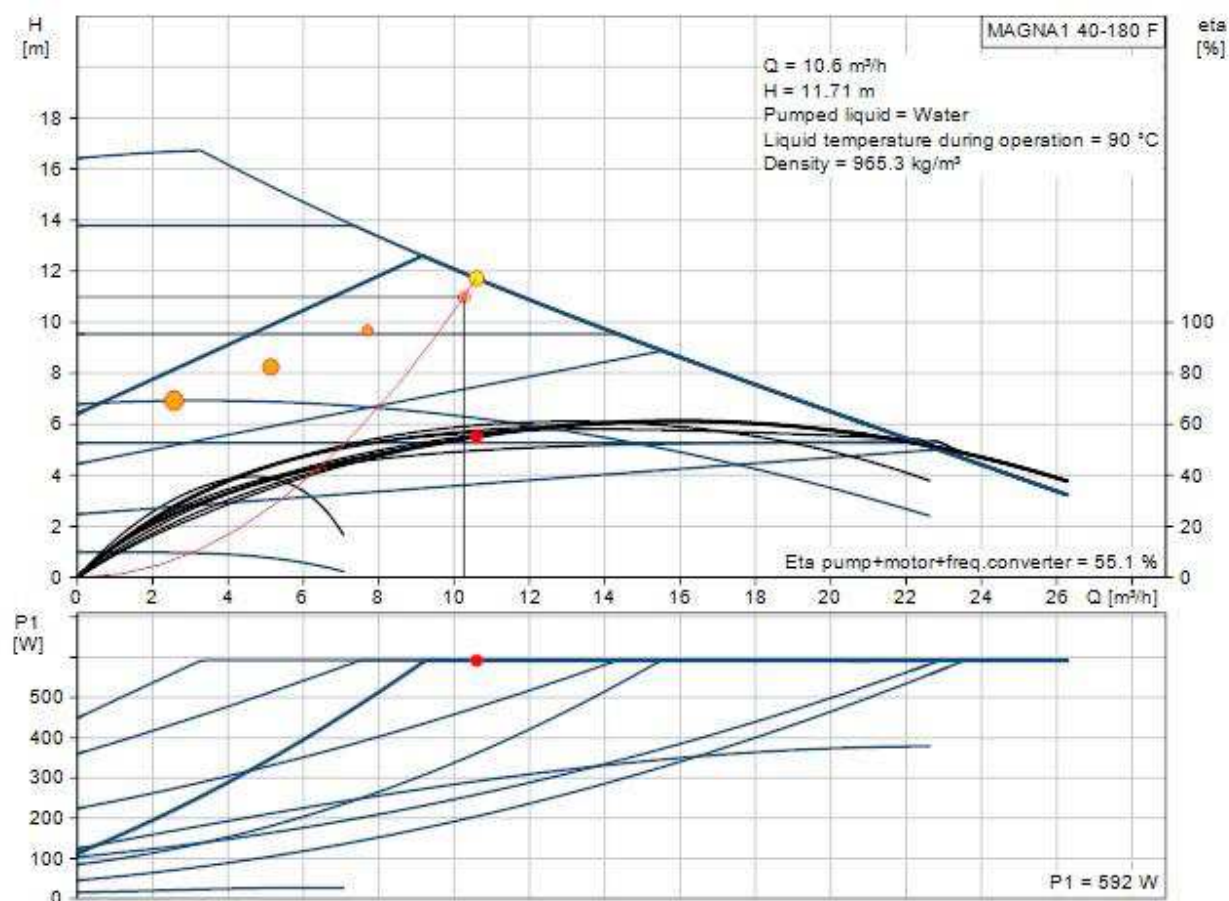


Рисунок 5 – Напорно-расходная характеристика циркуляционного насоса

Для подбора регулирующего клапана и клапана-регулятора перепада давления необходимо определить расчетный расход воды на отопление из тепловой сети при температурном графике 150/70 °С при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал, согласно формуле 1:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(150 - 70)} = 3,775 \text{ т} = 3,852 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Подбор диаметра регулирующего клапана производится по значению расчетной пропускной способности:

$$k_{vs} = 1,2 \cdot \frac{G_{от}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{3,852}{\sqrt{0,55}} = 5,96 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом клапане:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{3,852}{16} \right)^2 = 0,058 \text{ бар}$$

Регулирующий клапан подобран с учетом максимального расхода. Потери давления в клапане при максимальном расходе приняты 0,3 бар. Таким характеристикам соответствует клапан VM 2, DN-25мм, $K_{vs}=6,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $T_{max}=150^\circ\text{C}$, с регулирующим блоком AMV 20, компании Danfoss.

Автоматический регулятор перепада давлений VFG2 DN-20 мм, PN-16 бар, $K_{vs} - 6,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, диапазон регулирования 0,15-1,5 бар с регулирующим блоком AFP, компании Danfoss.

Характеристикам данной системы отопления, для обеспечения тепловая нагрузка – 0,302 Гкал, при расходах теплоносителя по внешнему контуру 3,852 $\text{м}^3/\text{ч}$, по внутреннему контуру 10,272 $\text{м}^3/\text{ч}$, соответствует разборный пластинчатый теплообменник Alfa Laval MFG6, расчетное давление -16 кгс/см², расчетная температура - 160°C, количество пластин – 22, площадь поверхности теплообмена – 11,4 м², $G_{max} - 14,3 \text{ м}^3/\text{ч}$., материал пластин – AISI316, материал прокладок – EPDM.

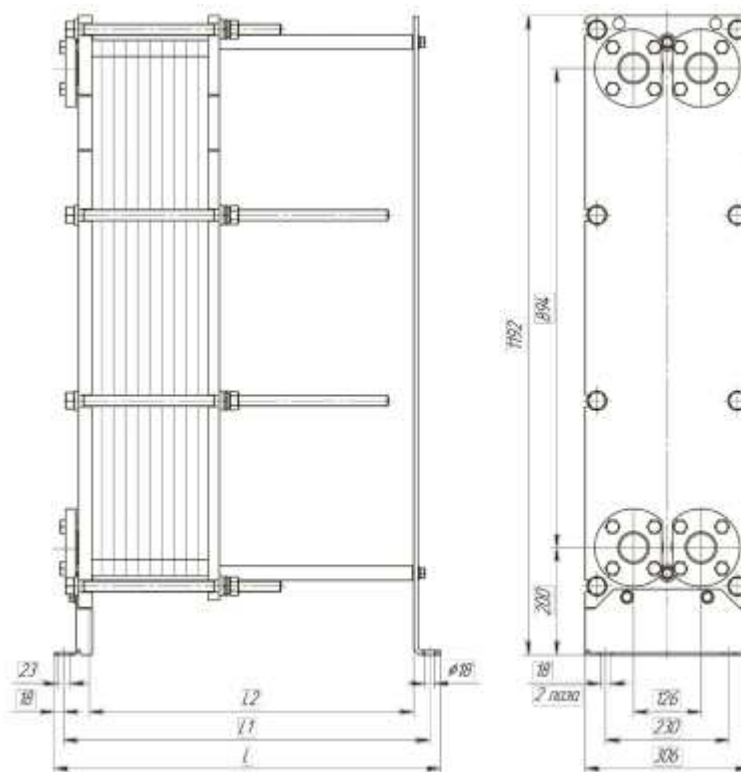


Рисунок 6 – Теплообменный аппарат Alfa Laval MFG6

2.2. Оценка функционирования регулирующей арматуры теплового пункта

При изменении температурного графика и переходе на 145/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(145 - 70)} = 4,027 \text{ т} = 4,109 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{4,109}{\sqrt{(0,3)}} = 9,002 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{4,109}{16} \right)^2 = 0,066 \text{ бар}$$

При изменении температурного графика и переходе на 140/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(140 - 70)} = 4,314 \text{ м} = 4,402 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{4,402}{\sqrt{(0,3)}} = 9,645 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{4,402}{16} \right)^2 = 0,076 \text{ бар}$$

При изменении температурного графика и переходе на 135/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(135 - 70)} = 4,646 \text{ м} = 4,741 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{4,741}{\sqrt{(0,3)}} = 10,387 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{4,741}{16} \right)^2 = 0,088 \text{ бар}$$

При изменении температурного графика и переходе на 135/65°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(135 - 65)} = 4,314 \text{ т} = 4,402 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{4,402}{\sqrt{(0,3)}} = 9,645 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{4,402}{16} \right)^2 = 0,076 \text{ бар}$$

При изменении температурного графика и переходе на 130/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(130 - 70)} = 5,033 m = 5,136 m^3 / ч.$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{5,136}{\sqrt{(0,3)}} = 11,253 m^3 / ч$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{5,136}{16} \right)^2 = 0,103 бар$$

При изменении температурного графика и переходе на 125/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(125 - 70)} = 5,491 m = 5,603 m^3 / ч.$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{5,603}{\sqrt{(0,3)}} = 12,275 m^3 / ч$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{5,603}{16} \right)^2 = 0,123 \text{ бар}$$

При изменении температурного графика и переходе на 120/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(120 - 70)} = 6,04 \text{ м} = 6,163 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{6,163}{\sqrt{(0,3)}} = 13,503 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{6,163}{16} \right)^2 = 0,148 \text{ бар}$$

При изменении температурного графика и переходе на 115/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(115 - 70)} = 6,711 \text{ м} = 6,848 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{6,848}{\sqrt{(0,3)}} = 15,003 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{6,848}{16} \right)^2 = 0,183 \text{ бар}$$

При изменении температурного графика и переходе на 110/70°C, расчетный расход теплоносителя при максимальной нагрузке на отопление 0,302 Гкал составляет:

$$G_o = \frac{Q_{om} \cdot 1000}{(t_1 - t_2)} = \frac{0,302 \cdot 1000}{(110 - 70)} = 7,55 \text{ т} = 7,704 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Пропускная способность регулирующего клапана отопления:

$$k_v = 1,2 \cdot \frac{G_{om}}{\sqrt{(\Delta P)}} = 1,2 \cdot \frac{7,704}{\sqrt{(0,3)}} = 16,879 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане отопления:

$$\Delta P = \left(\frac{G_{om}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{7,704}{16} \right)^2 = 0,232 \text{ бар}$$

Полученные значения изменения расхода теплофикационной воды подаваемой на ввод здания в зависимости от температурного графика тепловой сети сведены в виде графика, представленного ниже.

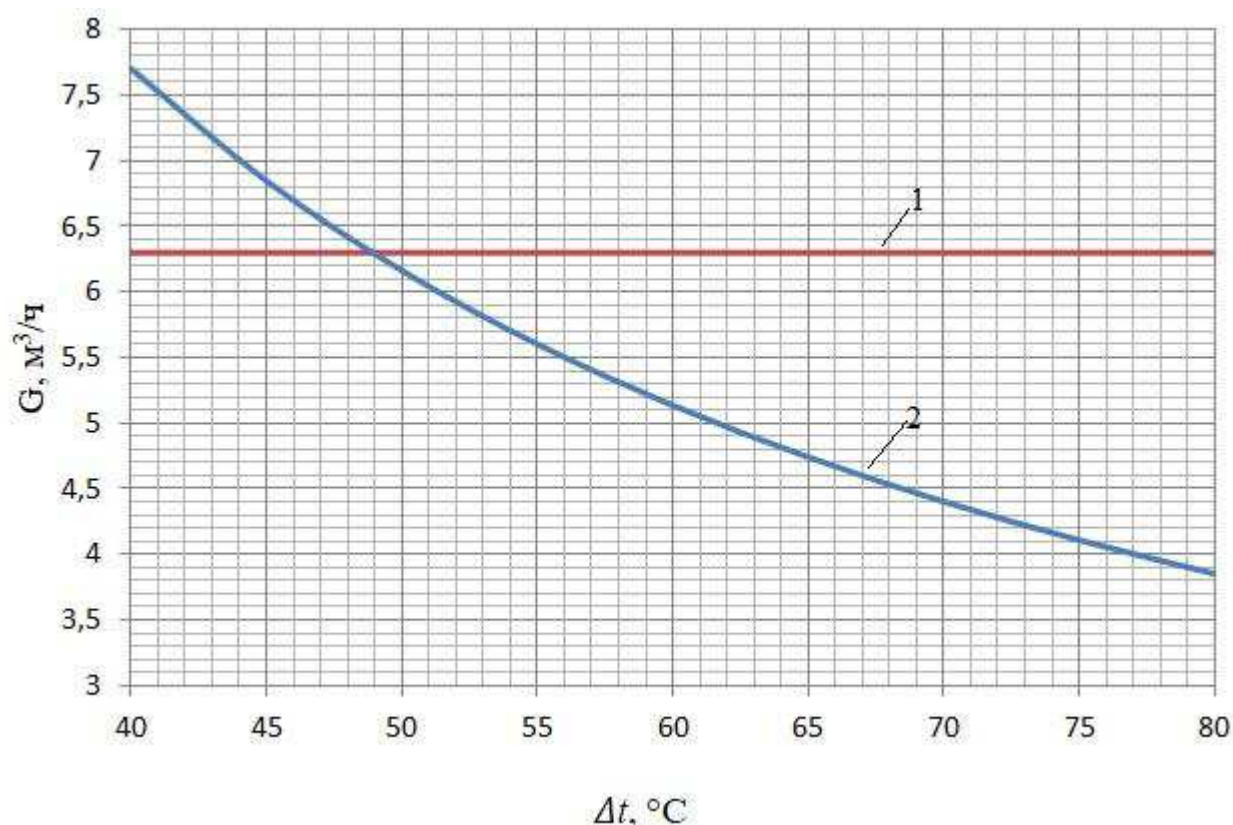


Рисунок 7 – Изменение параметров теплоносителя при переходе системы теплоснабжения на другой температурный график:

- 1 – максимальная пропускная способность регулирующего клапана;
- 2 – расходно-температурная зависимость при нагрузке на отопление 0,302 Гкал/ч

Из графика, представленного на рисунке 4 хорошо видно, что при уменьшении разницы температур между подающим и обратным трубопроводом увеличивается расход теплоносителя для компенсации недостающего количества тепла. То есть осуществляется качественно-количественное регулирование теплоносителя. При этом для обеспечения нагрузки на отопление здания в объеме 0,302 Гкал/ч подобран регулирующий клапан с максимальной пропускной способностью 6,3 м³/ч. Данный расход достигается при снижении расчетного перепада теплоносителя 49°C, температурный график 120/70. При дальнейшем снижении температурного графика тепловой сети обеспечение требуемого расхода теплоносителя невозможно, потребуется выполнить поверочный расчет и подбор регулирующего клапана при измененных параметрах.

2.3. Анализ нарушения качества теплоснабжения

Количество тепловой энергии на планируемый год с разбивкой по каждому расчетному периоду устанавливается ориентировочно с учетом прогнозируемых климатологических данных. Обычно сезонную потребность теплоты $Q_{\text{п}}^{\circ}$, МДж/сезон, на эти цели определяют по формуле:

$$Q_{\text{оп}} = Q_{\text{ор}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{оп}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{нр}}} n_{\text{от}} \tau_{\text{ср}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{р}}^{\circ}$ – расчетные теплопотери зданий, МДж/ч; $n_{\text{от}}$, $\tau_{\text{ср}}$ – расчетная продолжительность отопительного периода, (сут) и число часов работы системы в сутки (ч/сут); $t_{\text{он}}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С; $t_{\text{в}}$ – расчетная температура воздуха в помещении, °С; $t_{\text{нр}}$ – расчетная температура наружного воздуха, °С.

Величины $t_{\text{он}}$, $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{нр}}$ обычно принимают по СНиП 2.01.01-82 как средние за многолетний период наблюдения для данного населенного пункта. Однако обе эти величины подвержены межгодовым колебаниям, которые носят случайный характер. От их изменчивости зависит сезонное потребление теплоты. Таким образом, потребление тепловой энергии является функцией двух случайных аргументов, а табличные значения $t_{\text{он}}$ и $n_{\text{от}}$ могут служить оценками математических ожиданий. Случайные аргументы являются независимыми, о чем свидетельствуют результаты корреляционного анализа, проведенного для ряда климатических районов, а характер их распределения близок к нормальному закону.

Необходимое количество тепловой энергии определяется значениями присоединенных расчетных тепловых нагрузок потребителей. Количество тепловой энергии устанавливается с учетом расходов теплоносителей при заданных расчетным графиком параметрах качества. Следовательно, зная

уравнение характеристики системы теплоснабжения, можно определить ее тепловую нагрузку при любых расходах и температурах сетевой воды.

Уравнение, отражающее характеристики системы отопления имеет вид:

$$\bar{Q}_o = \frac{\tau_1 - t_n}{t_B - t_{нр} + \frac{0,5 + u \Delta\tau_{оп}}{1 + u} \varphi + \Delta t_p \left(\frac{Q_o^p}{Q_o}\right)^{0,2} \left(\frac{t_{вр} - t_{нр}}{t_{вр} - t_n}\right)^{0,2}} \left(\frac{t_{вр} - t_{нр}}{t_{вр} - t_n}\right), \quad (4)$$

где $\bar{Q}_o = Q_o / Q_o^p$; – относительная нагрузка отопления как отношение текущей нагрузки Q_o к расчетной Q_o^p ;

u – расчетный коэффициент смешения элеватора;

τ_1 – температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, °С,

$t_{нр}$ – расчетная температура наружного воздуха за период, °С;

$t_{рв}$ – расчетная температура воздуха в помещении, °С;

t_n – текущая произвольная температура наружного воздуха, °С;

$\Delta\tau_o^p = \tau_{1p} - \tau_{2p}$ – расчетный перепад температур в тепловой сети;

$\Delta\tau_p = 0,5(\tau_{3p} - \tau_{2p}) - t_{вр}$ – расчетный температурный напор в системе отопления;

$\tau_{1p}, \tau_{2p}, \tau_{3p}$ – температура воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети и в подающем трубопроводе системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С;

$\varphi = G_o / G_o^p$ – относительный расход сетевой воды.

Уравнение характеристики отопительной системы потребителя позволяют определять ее тепловую производительность при отклонении любых параметров от расчетных. Если известно значение относительной нагрузки, тогда могут быть определены абсолютные значения:

- температуры воздуха в отапливаемых помещениях:

$$t_B = t_H + \frac{Q_o}{Q_o^p} (t_B^p - t_H), \quad (5)$$

- обратной сетевой воды:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q_o}{\varphi G_o^p c}, \quad (6)$$

Уравнение характеристики позволяет определять фактические расходы тепла и воды по измеренным температурам до и после системы отопления путем сопоставления их с расчетными значениями при заданной температуре наружного воздуха. Для решения этой задачи уравнение представляется в следующем виде:

$$\bar{Q} = \frac{\frac{0,5}{1+u} t_{o1} + \frac{0,5+u}{1+u} \tau_{o2} - t_H}{t_{вр} - t_{нр} + \frac{\Delta t}{\bar{Q}_o^{0,2}}} \quad (7)$$

Из этого уравнения следует, что завышение температур τ_{o1} и τ_{o2} по отношению к расчетным параметрам приводит к перерасходу тепла, а занижение этих температур – к недотопу.

В современных системах теплоснабжения нагрузка на потребителей различна по характеру теплопотребления и по параметрам теплоносителя. Комфортные условия в помещении сохраняются при тепловом балансе между потерями тепла помещения и тепловыми поступлениями в него.

Уравнение теплового баланса, для любого вида нагрузки, имеет вид:

$$Q = G_{всв} (\tau_1 - \tau_2) n = G_{всв} (t_1 - t_2) n = k F \Delta t n, \quad (8)$$

где Q – текущая тепловая нагрузка, Дж;

G_n -расход первичного (греющего) теплоносителя, кг/с;

G_e -расход вторичного (нагреваемой среды), кг/с;

τ_1, τ_2 - температуры первичного теплоносителя на входе и на выходе из теплообменника, °C;

t_2, t_1 - температуры нагреваемой среды на входе и выходе из теплообменника, °C;

k - коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м²·°C);

Δt - температурный напор в теплообменнике, °C;

n - число часов работы теплообменника;

c - коэффициент теплоемкости, Дж/(кг·°C);

F - площадь поверхности нагрева теплообмена, м².

Из уравнения теплового баланса следует, что изменение производительности теплообменника, а значит регулирование тепловой нагрузки, возможно изменением следующих величин: расходов греющей и нагреваемой сред на входе в теплообменник, коэффициента теплопередачи теплообменника, времени работы теплообменника [1].

Определим режимные параметры работы теплообменного аппарата при изменении параметров теплоносителя. Площадь теплообмена составляет 11,4 м², коэффициент теплопередачи $k=685$ Вт/м²·°C. Схема подключения теплообменного аппарата противоточная. Среднелогарифмический температурный напор определяется согласно формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}, \quad (9)$$

где Δt_6 – разница температур теплоносителя первичного контура на входе в теплообменник и нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник;

Δt_m – разница температур теплоносителя первичного контура на выходе из теплообменника и нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника.

Определим среднелогарифмический температурный напор при температурном графике 150/70°C (внешний контур), 95/70°C (внутренний контур):

$$\Delta t = \frac{(150-70)-(95-70)}{\ln\left(\frac{150-70}{95-70}\right)} = 47,3^\circ\text{C},$$

Передаваемое количество тепловой энергии через теплообменный аппарат для нагрева внутреннего контура системы отопления составляет:

$$Q_{150/70} = k \cdot \Delta t \cdot F = 685 \cdot 47,3 \cdot 11,4 = 369365,7 \text{ Вт} = 0,318 \text{ Гкал/ч}$$

Требуемое количество тепловой энергии для обеспечения нагрузки на отопление здания составляет 0,302 Гкал/ч, соответственно площадь теплообменного аппарата подобрана с 5% запасом по площади теплообмена. Из уравнения теплового баланса определим необходимую площадь теплообмена, при изменении температурного режиме внешнего контура тепловой сети. В качестве расчетного принимает температурный график тепловой сети 115/70°C.

Определим среднелогарифмический температурный напор при температурном графике 115/70°C (внешний контур), 95/70 °C (внутренний контур):

$$\Delta t = \frac{(115-70)-(95-70)}{\ln\left(\frac{115-70}{95-70}\right)} = 33,9^\circ\text{C},$$

Передаваемое количество тепловой энергии через теплообменный аппарат для нагрева внутреннего контура системы отопления составляет:

$$Q_{115/70} = k \cdot \Delta t \cdot F = 685 \cdot 33,9 \cdot 11,4 = 264725,1 \text{ Вт} = 0,228 \text{ Гкал/ч}$$

Требуемая площадь теплообмена для обеспечения нагрузки на отопление $Q=0,302$ Гкал/ч при температурном графике тепловой сети 115/70°C определим из уравнения теплового баланса:

$$F = \frac{Q_{150/70}}{k \cdot \Delta t} = \frac{369365,7}{685 \cdot 33,9} = 15,9 \text{ м}^2$$

Видно, что увеличение площади теплообмена составило 29%, что не позволяет в полной мере обеспечить рассматриваемый объект достаточным количеством тепловой энергии.

2.4 Выводы по главе 2

1. Система теплоснабжения имеет ограничение по температуре подаваемого теплоносителя, связанное с удалённостью потребителя от источника тепловой энергии. Расчетные параметры поддерживаются на коллекторе источников, падение температуры теплоносителя по длине трассы составляет от 1 до 5 °С/км, в результате потребитель имеет на вводе в здание не расчетные параметры теплоносителя. Соответственно подбор оборудования индивидуального теплового пункта должен выполняться по фактическим параметрам теплоносителя.

2. Компенсация сниженной температуры за счет увеличения расхода теплоносителя возможна, но до определенного предела. Для этого необходимо увеличить производительность сетевых насосов, диаметр трубопроводов и заменить оборудование индивидуальных тепловых пунктов потребителей.

3. Плотность теплового потока, передаваемого через 1 м² эквивалентной площади поверхности теплообмена зависит главным образом не от расхода теплоносителя, а от его температуры, как для отопительных

приборов системы отопления, так и для самого теплообменного аппарата, расположенного в ИТП. Чтобы увеличить теплоотдачу конвекторных отопительных приборов на 12% необходимо увеличить температуру теплоносителя приблизительно на 5°C. Чтобы добиться того же эффекта за счет увеличения расхода теплоносителя, его необходимо увеличить в 18 раз, что невозможно. При изменении температуры и расхода теплоносителя в подающем трубопроводе тепловой сети необходимо выполнить поверочный расчет площади теплообмена теплообменного аппарата и пропускной способности регулирующей арматуры индивидуального теплового пункта.

ГЛАВА 3 РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Системы теплоснабжения представляют собой взаимосвязанный комплекс потребителей тепловой энергии, отличающихся как характером, так и величиной теплоснабжения. Режимы расходов тепла многочисленными абонентами неодинаковы. Тепловая нагрузка отопительных установок изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, оставаясь практически стабильной в течение суток. Расход тепла на горячее водоснабжение и для ряда технологических процессов не зависит от температуры наружного воздуха, но изменяется как по часам суток, так и по дням недели.

В этих условиях необходимо искусственное изменение параметров и расхода теплоносителя в соответствии с фактической потребностью абонентов. Регулирование повышает качество теплоснабжения, сокращает перерасход тепловой энергии и топлива. Сущность методов регулирования вытекает из уравнения теплового баланса, представленное ранее уравнение 8.

Из уравнения (8) следует, что регулирование тепловой нагрузки возможно несколькими методами: изменением температуры теплоносителя – качественный метод; изменением расхода теплоносителя – количественный метод; изменением поверхности нагрева теплообменника.

3.1 Определение режима работы теплообменного аппарата

Регулирование тепловой нагрузки приводит к изменению расхода и температуры теплоносителя в теплообменных аппаратах. Расчет режимов регулирования на основании общего уравнения теплового баланса в ряде случаев затруднителен. Неизвестные значения температуры воды необходимо определять методом последовательных приближений.

Расчеты упрощаются при использовании тепловых характеристик теплообменных аппаратов, предложенных Соколовым Е.Я. Уравнение

характеристики теплообменного аппарата выводится из общего уравнения регулирования при замене среднелогарифмической разности температур линейной зависимостью, имеет вид:

$$\Delta t = \nu - a\delta t_m - b\delta t_6, \quad (10)$$

где $\nu = \tau_1 - t_2$ – максимальная разность температур греющей и нагреваемой среды на подающих патрубках теплообменного аппарата;

a и b – постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителя в теплообменном аппарате, при противоточном движении $a=0,35$ и $b=0,65$;

δt_m , δt_6 – наименьший и наибольший перепады температур греющей и нагреваемой среды.

Расчетная схема подключения теплообменного аппарата представлена на рисунке 8.

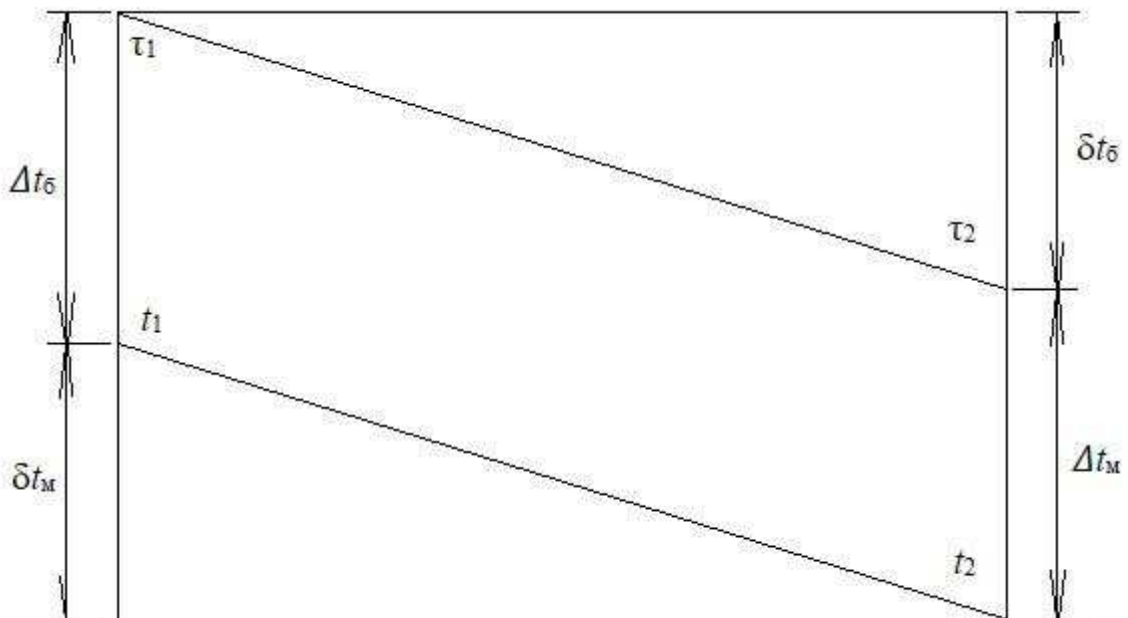


Рисунок 8 – Расчетная схема подключения теплообменного аппарата

Как отмечается в работах Соколова Е.Я., замена среднелогарифмической разности температур линейной зависимостью, представленной уравнением (10), даёт расхождение в результате расчетов не более 4-6%, что не выходит за допустимые пределы точности инженерных расчетов.

Если теплопроизводительность теплообменного аппарата Q отнести к максимальной разности температур v , то уравнение характеристики может быть представлено в следующем виде:

$$q = Q/v, \quad (11)$$

где q – тепловая производительность аппарата на 1°C максимальной разности температур греющей и нагреваемой среды на входе в теплообменный аппарат, кВт/ $^\circ\text{C}$.

Преобразовав уравнение, получаем:

$$q = \frac{Q}{v} = \frac{Q}{a\delta t_m + b\delta t_g + \Delta t} = \frac{1}{\frac{a}{W_g} + \frac{b}{W_m} + \frac{1}{kF}}, \quad (12)$$

где W_g , W_m – большее и меньшее значение водяных эквивалентов теплообменивающихся сред;

$W = G \cdot c$ – эквивалент расхода воды, представляющий собой произведение массового расхода теплоносителя на его удельную теплоемкость;

δt_m , δt_g – соответственно меньший и больший перепады температур теплоносителей.

Для противоточной схемы присоединения теплообменного аппарата, уравнение (12) действительно при $q \leq W_m$, так как перепад температур

теплоносителя не может быть больше максимальной разности температур между греющей и нагреваемой средой.

Для проведения анализа уравнение характеристики приводится к безразмерному виду. Обозначим через ε безразмерную удельную тепловую производительность теплообменного аппарата, тогда:

$$\varepsilon = q/W_M \quad (13)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{a \frac{W_M}{W_0} + b + \frac{1}{\omega}} \leq \varepsilon^*, \quad (14)$$

где ε^* - безразмерная удельная теплопроизводительность теплообменного аппарата с бесконечно большой поверхностью нагрева, при противоточной схеме подключения $\varepsilon^* = 1$.

По физическому смыслу ε представляет собой отношение теплопроизводительности данного подогревателя к тепловой производительности подогревателя с бесконечно большой поверхностью нагрева, работающего при тех же параметрах теплоносителя на подающих патрубках теплообменного аппарата.

Знак неравенства в уравнении (14) указывает на то, что величина ε не может превысить ε^* , так как температура нагреваемой среды не может превысить температуру греющей среды.

Безразмерная удельная теплопроизводительность отопительной системы равна:

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_0}{vW} = \frac{1}{\frac{0,5+u}{1+u} + \frac{W}{kF}} \leq 1, \quad (15)$$

где $v = \tau_1 - t_B$ - разность температур воды в подающей линии тепловой сети и воздуха в помещении;

W – эквивалент расхода сетевой воды, поступающей в смесительное устройство узла ввода;

u – коэффициент смешения.

Уравнение можно преобразовать путем замены произведения kF равнозначным выражением, учитывающим с достаточной для практических расчетов точностью все факторы, влияющие на условия теплообмена. Для водоводяных теплообменных аппаратов:

$$kF = \Phi \sqrt{W_M W_G}, \quad (16)$$

где Φ – постоянный параметр теплообменника, кВт/°С.

Изменение коэффициента теплопередачи отопительных приборов описывается следующим выражением:

$$k = A(\Delta t_0)^n = A(\tau_{cp} - t_b)^n, \quad (17)$$

где Δt_0 – температурный напор;

τ_{cp} – средняя температура теплоносителя в отопительном приборе;

t_b – температура воздуха в помещении;

A и n – константы, зависящие от типа прибора и схемы его установки.

Из уравнения теплового баланса отопительной системы с учетом уравнения (17) следует:

$$kF = \Phi_0 \overline{Q_0}^{0,2}, \quad (18)$$

где $\overline{Q_0} = Q_0/Q'_0$ - относительный расход тепла на отопление.

Безразмерная теплопроизводительность отопительной системы (15) с учетом выражения (18) имеет вид:

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{\frac{0,5-u}{1+u} + \frac{1}{\omega}} \leq 1, \quad (19)$$

С помощью полученных зависимостей тепловую производительность теплообменных аппаратов определяется согласно формуле:

$$Q = \varepsilon W \nu \quad (20)$$

На основании приведенных зависимостей, получен график характеристики теплопроизводительности теплообменного аппарата, представленный на рисунке 9.

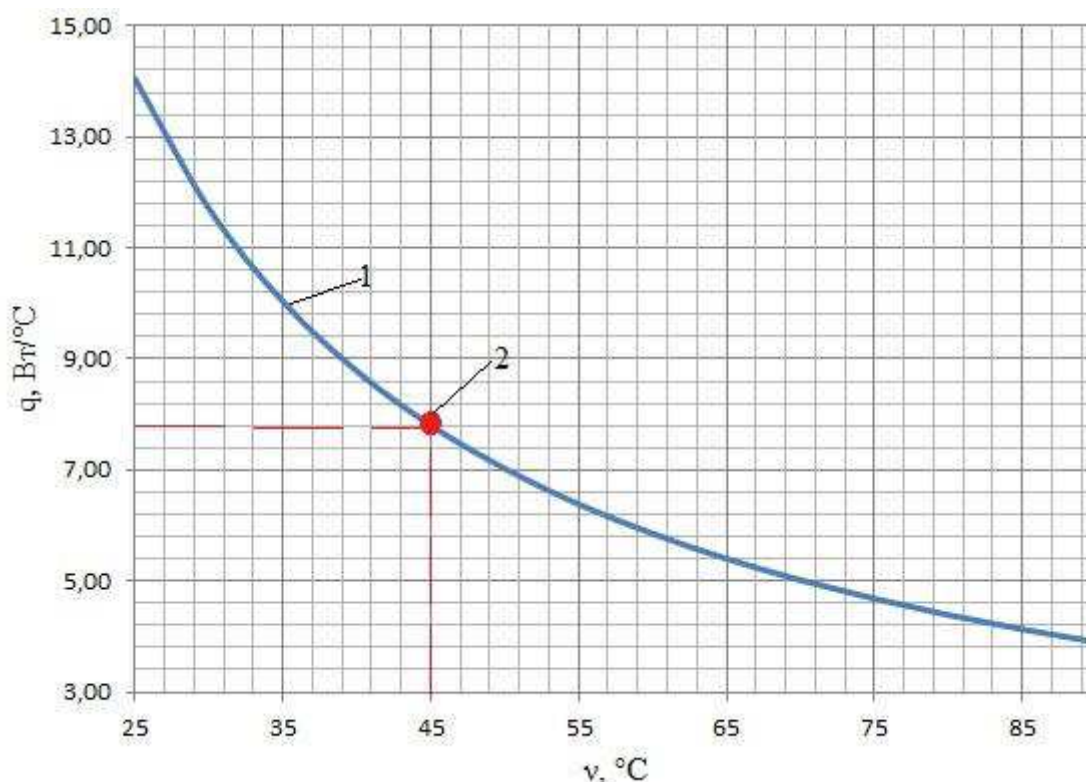


Рисунок 9 – Характеристика теплопроизводительности выбранного теплообменного аппарата:

1 – изменение теплопроизводительности теплообменного аппарата при изменении температуры теплоносителей;

2 – точка оптимальной теплопроизводительности выбранного теплообменного аппарата

3.2 Регулирование тепловой нагрузки на отопление

Режим регулирования водяных систем теплоснабжения зависит от многочисленных факторов, но основным является вид тепловой нагрузки и схемы узлов абонентских вводов. Регулирование отпуска тепла значительно упрощается при однородной тепловой нагрузке.

Рассмотрим температурный режим системы отопления при качественном регулировании. Задача расчета заключается в определении температуры воды в зависимости от тепловой нагрузки. Расход воды остается постоянным в течение всего отопительного сезона. Общее уравнение для регулирования отопительной нагрузки отопительных установок к тепловым сетям может быть представлено в следующем виде:

$$\bar{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{p.o}} = \frac{\tau_1 - \tau_{2,0}}{\tau'_1 - \tau'_{2,0}} = \frac{k \Delta t_0}{k \cdot \Delta t'_0}, \quad (21)$$

Где Q_0 – расход тепла на отопление при текущей температуре наружного воздуха t_H ;

$\tau_1, \tau_{2,0}$ – соответственно температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети;

k – коэффициент теплопередачи;

Δt_0 – температурный напор в нагревательном приборе при тех же условиях;

Параметры со штрихом означают те же величины, но при расчетной температуре наружного воздуха $t_{p.o}$.

Зависимость относительного расхода тепла на отопление от температуры наружного воздуха можно представить графически с помощью отношения

$$\bar{Q}_0 = \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{p.o}}. \quad (22)$$

Расчетные значения температур сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, соответствующие различным относительным расходам тепла на отопление при качественном регулировании отопительной нагрузки представлено на рисунке 10.

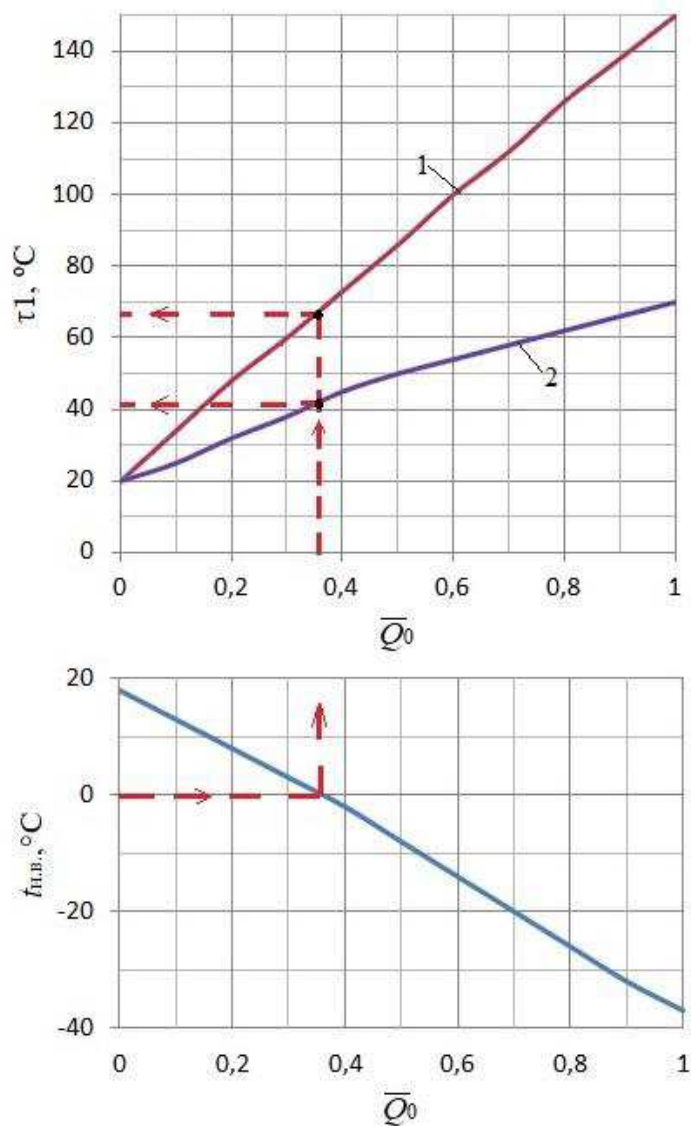


Рисунок 10 – График температур качественного регулирования отопительной нагрузки

При количественном регулировании температура сетевой воды в подающем трубопроводе постоянна. Регулирование тепловой нагрузки осуществляется изменением расхода воды. Задачей расчета является определение расхода и температуры обратной воды в зависимости от величины отопительной нагрузки. Расчетные выражения выводятся из общего уравнения регулирования (21), при условии постоянства температуры

в подающем трубопроводе $\tau'_1 = const$. Относительный расход сетевой воды и температуру обратной воды определяем из выражения:

$$\bar{G}_0 = \frac{G_0}{G_0} = \frac{\bar{Q}_0}{1 + \frac{\Delta\tau'_0}{\delta\tau'_{0,-0,5\theta} \cdot (1 - \bar{Q}_0^{0,8})}}, \quad (23)$$

$$\tau_{2,0} = \tau'_1 - \delta\tau'_0 \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0}, \quad (24)$$

График регулирования, построенный согласно формулам (23, 24) представлен на рисунке 11.

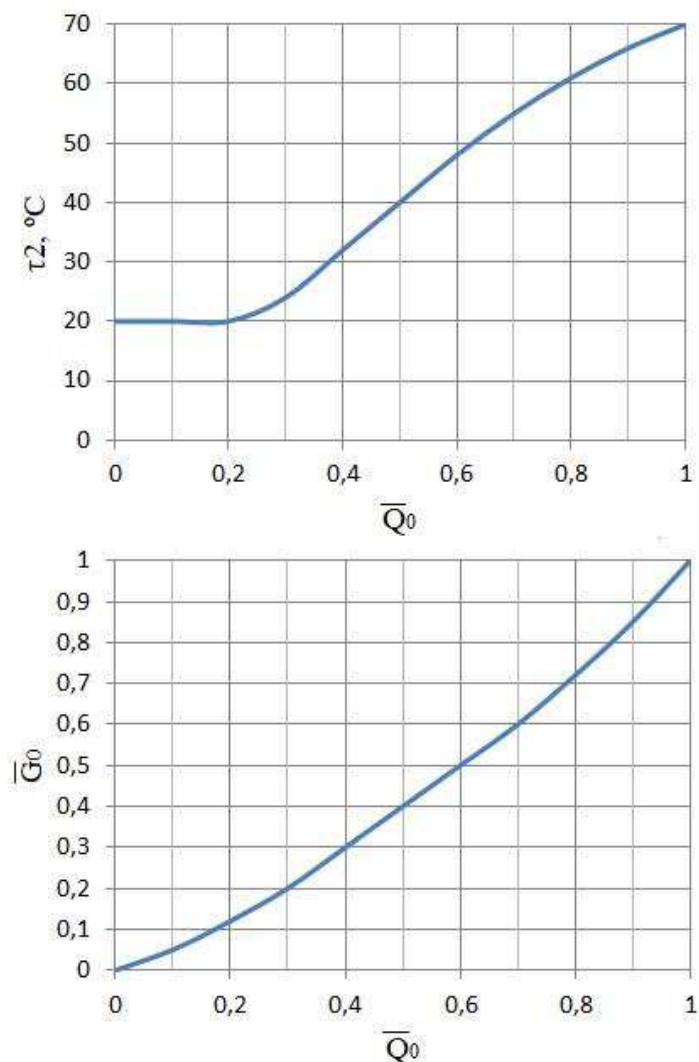


Рисунок 11 – График температуры и расхода при количественном регулировании отопительной нагрузки

При уменьшении тепловой нагрузки и снижении расхода воды температура обратной воды достигает температуры воздуха помещения. Основным достоинством количественного регулирования является сокращение расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя. Это преимущество может быть использовано в магистральных трубопроводах двухступенчатых сетей, к которым абоненты присоединены по независимым схемам или с помощью смесительных насосов. При снижении расхода сетевой воды в магистральных сетях смесительные насосы, расположенные на внутреннем контуре отопительной системы позволяют сохранить необходимый расход воды и тем самым устраняется основной недостаток количественного регулирования - разрегулировка отопительной системы.

Качественно-количественное регулирование осуществляется изменением расхода и температуры сетевой воды в зависимости от величины отопительной нагрузки. При этом исследованиями показано, что изменение расхода воды должно происходить по зависимости описанной выражением:

$$\bar{W}_0 = \bar{G}_0 = (\bar{Q}_0)^m, \quad (25)$$

где m – показатель степени, зависящий от метода регулирования.

Для двухтрубных систем отопления $m=0,33$, для однострубных $m=0,2-0,25$. Температура воды в подающем и обратном трубопроводах определяется из общего уравнения регулирования (21) с учетом изменения расхода воды по зависимости (25).

$$\tau_1 = t_B + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta \tau'_0 - 0,5\theta') \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0}, \quad (26)$$

$$\tau_{2,0} = t_B + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta' \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0}, \quad (27)$$

Плавное изменение расхода воды практически осуществить сложно, поэтому оно заменяется ступенчатым регулированием, которое на основании расчетных формул представлено на рисунке 12.

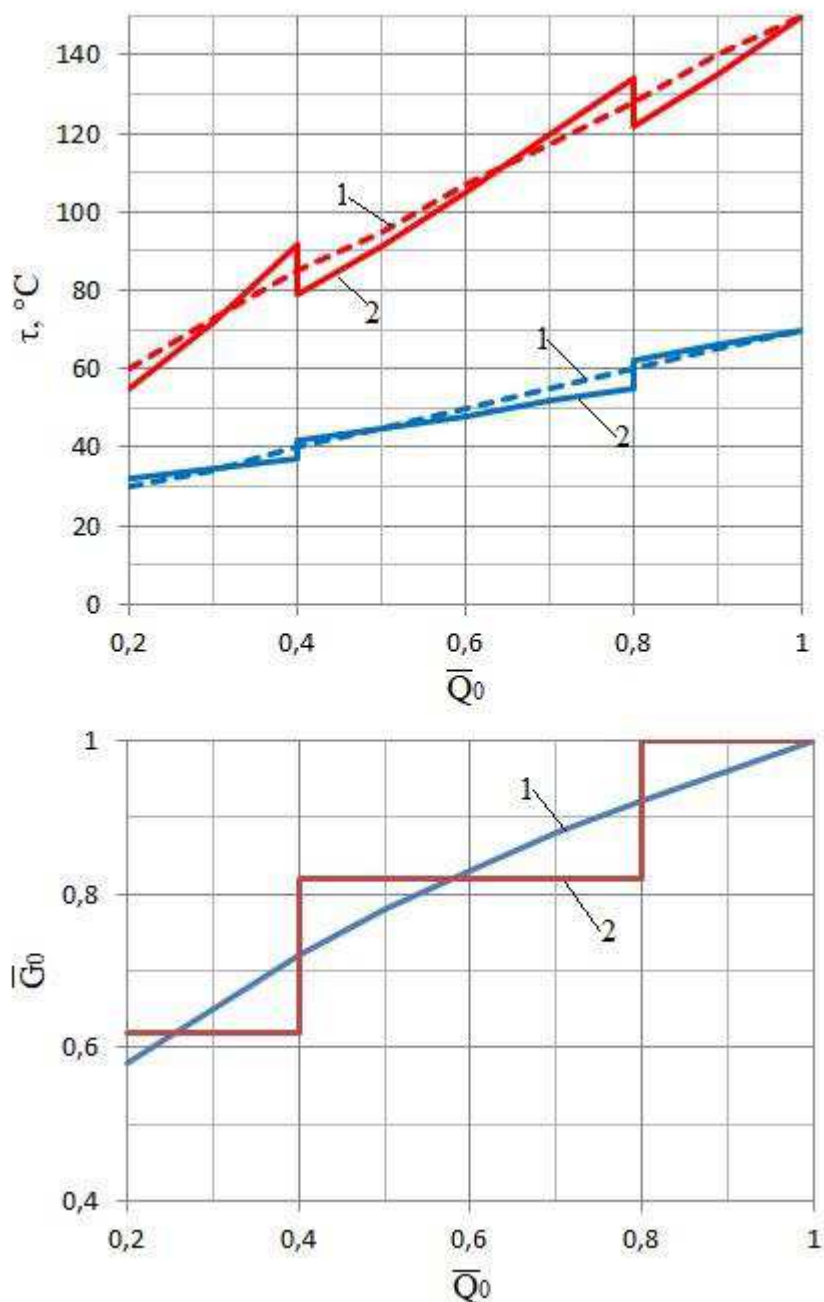


Рисунок 12 – График температур и расхода воды при качественно-количественном регулировании отопительной нагрузки:

- 1 – качественно-количественное регулирование при плавном изменении расхода воды;
- 2 – качественно-количественное регулирование при ступенчатом изменении расхода воды

Как видно из графика отопительный сезон делится на несколько диапазонов, в каждом из которых поддерживается постоянный расход воды. В наиболее холодный период система теплоснабжения работает с расчетным расходом воды. При повышении температуры наружного воздуха расход воды снижается. Переменный расход обеспечивается либо насосами разной производительности, либо частотным регулированием электроприводов насосного оборудования по заданию постоянного расхода. Ступенчатое изменение расхода сетевой воды приводит к ступенчатому изменению температуры. При уменьшении расхода воды температура в подающем трубопроводе увеличивается, а в обратной линии снижается.

Следует отметить, что при регулировке отопительной нагрузки невозможно обеспечить во всех помещениях расчетной температуры воздуха. Это объясняется тем, что при расчете графиков регулирования не учитывается влияние ветра, солнечной радиации, а также различие расчетных температур воздуха в помещениях разного назначения.

3.3 Выводы по главе 3

1. Определено, что теплопроизводительности теплообменного аппарата на 1°C максимальной разности температур греющей и нагреваемой среды на входе в теплообменный аппарат составляет $7,81 \text{ кВт}/^{\circ}\text{C}$, что соответствует перепаду температур на подающих патрубках внешнего и внутреннего контуров 45°C , что обеспечивает нормативную температуру в помещении 21°C .

2. При уменьшении перепада температуры и увеличении теплопроизводительности до $13 \text{ кВт}/^{\circ}\text{C}$, температура воздуха в помещении возрастает до 25°C , наблюдается «перетоп» и превышение температуры в обратном трубопроводе внешнего контура. Увеличение перепада температур и снижение теплопроизводительности приводит к снижению температуры

воздуха в помещениях и уменьшению температуры теплоносителя в обратном трубопроводе ниже графика.

3. При независимой схеме присоединения абонента к тепловой сети, наиболее эффективным и экономичным является качественно-количественный метод регулирования с плавным изменением расхода воды.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате решения поставленной задачи были сделаны следующие основные выводы:

1. Подбор оборудования индивидуального теплового пункта должен выполняться по фактическим параметрам теплоносителя. Тепломеханическое оборудование должно подбираться с коэффициентом запаса пропускной способности не менее 15% при условии, что регулирование будет обеспечиваться в среднем положении регулирующего органа.

2. При подборе теплообменного аппарата запас площади теплообмена рекомендуется брать не менее 20%, так как при изменении температурного режима тепловой сети основным параметром, обеспечивающим требуемую температуру в отопительных приборах и как следствие температуру воздуха в помещении является именно площадь теплообмена.

3. При независимой схеме присоединения абонента к тепловой сети, наиболее эффективным и экономичным является качественно-количественный метод регулирования с плавным изменением расхода воды. При этом важным параметром эффективной работы системы отопления является теплопроизводительности теплообменного аппарата приходящаяся на 1°С максимальной разности температур греющей и нагреваемой среды на входе в теплообменный аппарат. При изменении температурного графика увеличивается перепад температур и снижается теплопроизводительность, что приводит к снижению температуры воздуха в помещениях и уменьшению температуры теплоносителя в обратном трубопроводе ниже графика.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Теплоснабжение: учебное пособие для студентов вузов / В. Е. Козин, Т. А. Левина, А. П. Марков, И. Б. Пронина, В. А. Слемзин. - Москва: Высшая школа, 1980. - 408 с.
- 2 Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учеб. для вузов./ Е.Я. Соколов. – М.:МЭИ, 2001. – 472 с.
- 3 Водяные тепловые сети: справочное пособие по проектированию / И. В. Беляйкина, В. П. Витальев, Н. К. Громов и др. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 376 с.
- 4 Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др. - 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Стройиздат, 1988. - 432 с.
- 5 СНиП 2.04.07-86* "Тепловые сети". Введены 1988-01-01. - М: ЦИТП Госстроя СССР, 1988 г.
- 6 СП 41-101-95 "Проектирование тепловых пунктов". Приняты в качестве свода правил по проектированию и строительству к СНиП 2.04.07-86* "Тепловые сети". – Введены 1988-01-01. - М: ЦИТП Госстроя СССР, 1988 г.
- 7 Шарапов, В. И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения: учебное пособие/ В.И. Шарапов, П.В. Ротов. – Москва: Издательство «Новости теплоснабжения», 2007. - 164 с.
- 8 Автоматизация тепловых пунктов [Электронный курс]. - Режим доступа: <https://assets.danfoss.com/documents/> .
9. Тихомиров, К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция / К.В, Тихомиров, Э.С. Сергеев. – М: Стройиздат, 1991. – 416 с.
10. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. – 5-е изд. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 464 с.

11. Ионин, А.А. Теплоснабжение: учебник / А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов, В.Н. Братенков, Е.Н. Терлецкая. – М.: ЭКОЛИТ, 2011, – 336 с.
12. Авдолимов Е.М. Теплогазоснабжение и вентиляция: учебник для студ. Учреждений высш. проф. образования / Е.М. Авдолимов, О.Н. Брюханов, В.А. Жила и др. – М.: Издательский центр «Академия», 2013. – 400 с.
13. Строительные нормы и правила. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М.: ГУП ЦПП. – 2004. – 81 с.
14. Варфоломеев, Ю.М. Отопление и тепловые сети: Учебник для вузов / Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин. – М.: ИНФРА-М, 2006. – 480 с.
15. Шарапов, В.И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В.И. Шарапов, П.В. Ротов. – М.: Изд-во «Новости теплоснабжения», 2007. – 68с.
16. Орехов, А.Н. Расчет тепловой схемы производственно-отопительной котельной: метод. указания. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2005. – 40с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт
Теплотехники и гидрогазодинамики
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия
« 23 » июня 2021 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Исследование эффективности работы системы отопления при изменяющихся
параметрах тепловой сети
тема

13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код и наименование направления

13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологий
код и наименование магистерской программы

Научный руководитель	<u>Скуратов</u> 17.06.21 подпись, дата	профессор, д. т. н. должность, ученая степень	<u>А.П. Скуратов</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u>Слабуха</u> 15.06.2021 подпись, дата		<u>А.Ю. Слабуха</u> инициалы, фамилия
Рецензент	<u>Липовка</u> 18.06.2021 подпись, дата	профессор, д.т.н. должность, ученая степень	<u>Ю.Л. Липовка</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2021