621.1
О-43

ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

СБОРНИК СТАТЕЙ
под редакцией
Н. К. ГРОМОВА



119730

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1962 ЛЕНИНГРАД

ЭТ-5-4

В сборнике рассматриваются перспективы теплофикации городов Советского Союза и обосновывается возможность перехода на проектирование и строительство однотрубных тепловых сетей взамен двухтрубных.

Рассматривается возможность применения однотрубных систем на базе использования всей подаваемой с ТЭЦ воды для целей горячего водоснабжения. Дается сопоставление расходов воды на отопление и горячее водоснабжение, приводятся температурные графики, параметры.

Сборник предназначен для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией ТЭЦ и тепловых сетей.

Однотрубные системы тепловых сетей.
Сборник статей под редакцией Громова Н. К.

Редактор *С. М. Духовная* Техн. редактор *Л. М. Фридкин*

Сдано в набор 15/XII 1961 г. Подписано к печати 10/III 1962 г.
Бумага 84×108¹/₃₂ 10,66 п. л. Уч.-изд. л. 11,2
Т-00181 Тираж 7 000 экз. Цена 66 коп. Зак. 697

Типография Госэнергоиздата. Москва, Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

С каждым годом в нашей стране все шире развертывается промышленное и гражданское строительство. Программа Коммунистической партии Советского Союза ставит еще более грандиозные задачи строительства промышленных предприятий и городов на последующий период.

Вместе с тем с каждым годом растут требования, предъявляемые к санитарно-техническим устройствам. На современном этапе это особенно проявляется в оборудовании вентиляционных установок на предприятиях и систем горячего водоснабжения в жилых зданиях. Теперь, как правило, все новые жилые дома сооружаются с ваннами, в связи с чем быстро растет нагрузка горячего водоснабжения.

Повышенные требования к санитарно-техническим устройствам предприятий и жилых зданий, естественно, вызывают увеличение денежных и материальных затрат на их осуществление.

Среди ряда других дефицитных материалов особенно быстро должен расти расход стальных труб, так как из них выполняются все наружные сети теплоснабжения, газо- и водопровода.

Особенно значителен расход стальных труб при сооружении сетей централизованного теплоснабжения. При теплоснабжении от источников с мощностью 100—600 *Гкал/ч* по данным Теплоэлектропроекта [1] он колеблется в пределах 14—20 *т* на одну присоединенную гигакалорию в час.

[1] А. М. Далин, Приближенный метод определения диаметров, длин, затрат металла и капитальных затрат по тепловым сетям городов, «Теплоэнергетика», 1960, № 8.

Рациональное трассирование тепловых сетей, снижение удельных расчетных расходов воды и, следовательно, диаметров трубопроводов, а также дальнейшее утонение стенок магистральных теплопроводов, что будет возможно после разработки надежной антикоррозийной защиты, — все эти мероприятия, несомненно, несколько снизят расход труб.

И все же весьма заманчивой остается идея перехода на однотрубную схему теплоснабжения.

Такая схема сразу сокращает вдвое расход стальных труб и притом не только по весу, но и по длине. Фактически снижение расхода металла будет даже больше, так как полное использование тепла обратной воды приведет к снижению расчетного расхода воды по сети и, следовательно, к снижению диаметра подающей трубы. Произойдет соответственно и значительное удешевление прокладки наружных теплопроводов.

Для реализации этой идеи необходимо сбалансировать расход воды, разбираемой из тепловой сети на цели горячего водоснабжения, с расходом сетевой воды, необходимой для отопления и вентиляции. Этот баланс должен иметь место в течение всего отопительного сезона и, что особенно трудно, при прохождении отопительного максимума, когда расход тепла на отопление и вентиляцию особенно велик.

Это очень важно отметить потому, что всякий сколько-нибудь существенный слив сетевой воды в период отопительного максимума вызывает удорожание теплоисточника (ТЭЦ, котельной).

В силу этого условия реализация однотрубной схемы теплоснабжения в городах становится возможной только при широком развитии бытового горячего водоснабжения. Практически об осуществлении схемы можно говорить лишь при полном обеспечении всех жилых зданий системами горячего водоснабжения с ванными комнатами, а также широком распространении душевых установок и кранов горячей воды в учреждениях, магазинах, мастерских и пр. Большое значение могут иметь также закрытые и открытые купальные бассейны, являющиеся крупными потребителями горячей воды (особенно в ночные часы, когда резко снижается другая бытовая нагрузка горячего водоснабжения).

Однако даже в случаях самого широкого развития

горячего водоснабжения с одновременным выравниванием этой нагрузки по часам суток (с помощью аккумуляторов) указанный баланс в расходах подаваемой теплоисточником и расходуемой потребителем сетевой воды можно получить в первую очередь в южных городах.

Говоря о балансировании расходов воды, нужно, конечно, иметь в виду разный характер застройки города, так как наряду с преобладающим типом (жилые здания) серьезное значение имеют и другие здания — школы, детские учреждения, магазины, учреждения и пр., в которых удельный вес нагрузки горячего водоснабжения обычно ниже, чем в жилых зданиях. Отсюда для полного исключения всех обратных труб в наружных сетях необходимо обеспечить баланс в каждом здании или же при невозможности этого соединять отапливаемые здания в группы, прокладывая между ними обратные теплопроводы. Чем крупнее будут эти группы, тем больше придется прокладывать обратных теплопроводов, тем меньше будет экономия денежных и материальных средств. Однако даже в том случае, если однотрубными будут лишь магистральные теплопроводы, снижения стоимости сооружения и расхода стальных труб будут весьма значительными.

Наряду со всемерным развитием горячего водоснабжения другим мероприятием для балансирования расходов сетевой воды является снижение температуры воды, возвращаемой из систем отопления и вентиляции, которая обычно принимается равной 70° С при расчетных условиях.

Согласно нормам температура воды, подаваемой в системы горячего водоснабжения, должна составлять около 65° С, а практически обычно около 60° С.

Таким образом, первой задачей является снижение температуры обратной воды из систем отопления в расчетной точке до 60° С.

Как показывает многолетний опыт эксплуатации отопительных систем, достаточная теплоотдача нагревательных приборов при снижении температуры воды до 60° С может быть обеспечена. Единственным условием этого является обеспечение расчетного расхода воды в отопительной системе.

Весьма заманчивым является дальнейшее снижение

температуры воды, возвращаемой из систем отопления. Работы Института санитарного оборудования Академии строительства и архитектуры и Академии коммунального хозяйства РСФСР показывают, что в этом направлении могут быть получены хорошие результаты. Это особенно необходимо в тех случаях, когда в отдельных зданиях по местным условиям неизбежен частичный слив сетевой воды в канализацию.

В предлагаемом вниманию читателей сборнике помещены статьи трех авторов, посвященные однотрубной схеме теплоснабжения.

Авторы излагают различные аспекты этого большого вопроса и, освещая иногда одно и то же мероприятие, имеют разные точки зрения.

Но при всем различии точек зрения по частным решениям все три автора едины во мнении, что настала пора практической реализации схемы однотрубного теплоснабжения, пора проектной проработки вариантов и практического внедрения и проверки отдельных элементов.

Н. К. Громов

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3

В. К. Дюскин. **Теоретические предпосылки применения однотрубных систем тепловых сетей** 9

1. Основные положения 9
2. Расходы воды на отопление и горячее водоснабжение . . 9
3. Параметры и структура центральных систем водяного отопления 16
4. Использование существующих систем отопления при переходе к однотрубным тепловым сетям 39
5. Схемы присоединения систем отопления и горячего водоснабжения 48
6. Примеры возможного применения однотрубных систем тепловых сетей 64
7. Экономический эффект перехода на однотрубные тепловые сети 78

В. Б. Пакшвер. **Однотрубные системы теплоснабжения городов** 84

1. Основные положения 84
2. Особенности однотрубных систем теплоснабжения 87
3. Характеристики однотрубных систем теплоснабжения . . 93
4. Режим работы ТЭЦ с однотрубной системой теплоснабжения в крупной энергосистеме 106
5. Размещение пиковых источников теплоснабжения 112
6. Влияние однотрубного питания городских сетей на их характеристики 119
7. Возможности осуществления однотрубных систем в пределах района или квартала города 127
8. Показатели однотрубных систем теплоснабжения и перспективы дальнего теплоснабжения 135

Л. К. Якимов. **Новые системы теплофикации с однотрубными водопроводными тепловыми сетями** . . . 143

1. Однотрубные системы теплоснабжения 143
2. Присоединение к однотрубным тепловым сетям общественных и жилых зданий 152
3. Особенности теплофикации с однотрубными тепловыми сетями 153

4. Автоматизация узлов присоединения потребителей к однотрубным тепловым сетям 165
5. Подготовка воды для однотрубных тепловых сетей . . . 173
6. Водогрейные контактно-водотрубные котлоагрегаты для однотрубных тепловых сетей 180
7. Комплексное использование уходящих газов котельных при однотрубных системах теплофикации 192
8. Предельный радиус действия ТЭЦ с однотрубными водопроводными сетями 194
9. Экономические показатели ТЭЦ с однотрубными водопроводными тепловыми сетями 197

Литература 207

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПРИМЕНЕНИЯ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В. К. ДЮСКИН

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В зависимости от климатических условий в ряде городов Советского Союза с суровой зимой и продолжительным отопительным периодом снабжение населения теплом для целей отопления является основной задачей, а в городах с коротким отопительным периодом на первый план выступает необходимость удовлетворения их нужд горячим водоснабжением.

Если в первом случае основное внимание должно уделяться правильному выбору и построению системы теплоснабжения для целей отопления зданий и приспособлению этой системы для целей горячего водоснабжения города, то во втором случае следовало бы поступать наоборот: решить наиболее целесообразно систему горячего водоснабжения и одновременно эту систему приспособить для целей отопления зданий.

2. РАСХОДЫ ВОДЫ НА ОТОПЛЕНИЕ И ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Существующие нормы и технические условия проектирования горячего водоснабжения характеризуются данными Н и ТУ 139-56 * (табл. 1).

* Нормы и технические условия проектирования горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий и хозяйственно-бытовых нужд промышленных предприятий, Изд. по строительству и архитектуре, 1957.

Таблица 1

Суточные нормы расхода горячей воды

Наименование потребителя	Нормы расхода при температуре 65° С, *л*
Жилые здания	
а) В домах квартирного типа на 1 чел.	75—100
б) В гостиницах с ванными во всех комнатах на 1 чел.	110—160
в) В гостиницах смешанного типа (номеров с ванными не менее 25%) на 1 чел.	90—110
г) В гостиницах и общежитиях с общими ванными комнатами на 1 чел.	60
д) То же с душевыми на 1 чел.	40
Больницы (на 1 больного)	100—200
Поликлиники (на 1 больного)	2—3
Бани (на 1 посетителя)	60—90
Ванные или душевые (на 1 посетителя)	125—150
Прачечные механические (на 1 *кг* сухого белья)	20—25
„ ручные (на 1 *кг* сухого белья)	15—20
Школы при наличии душевых (на 1 учащегося в смену)	7,0
Детские сады без душевых (на 1 ребенка в смену)	5,0
Детские сады с душевыми (на 1 ребенка в смену)	25
Столовые, рестораны, кафе (на 1 посетителя)	3,5—5,5
То же при отпуске обедов на дом (на 1 посетителя)	2,5—3,0

Этими же нормами предусматривается, что максимальная температура воды в водонагревателях не должна превышать 75° С, а минимальная температура воды в точках водоразбора не должна быть ниже 60° С.

Для ориентировочных подсчетов потребности в тепле систем отопления жилых зданий пользуются обычно формулой

$$Q_о = q(t_в - t_н)V \ ккал/ч,$$

где q — тепловая характеристика здания, выражающая потери тепла 1 $м^3$ здания (по наружному обмеру) при разности температур внутреннего и наружного воздуха 1° С;

$t_в$ и $t_н$ — температуры внутреннего и наружного воздуха, °С;

V — удельная наружная кубатура здания от уровня земли до карниза, $м^3/чел.$

Внутренняя температура в течение всего отопительного сезона поддерживается на одном и том же уровне, поэтому наибольший интерес представляют минимальные (расчетные) температуры наружного воздуха.

В соответствии с размерами территории Советского Союза, простирающейся от Северного Ледовитого океана до тропических широт юга, эта расчетная температура наружного воздуха изменяется в пределах от —53° С (Якутск) до —5° С (Сочи), что соответственно изменяет расчетную разность температур внутреннего и наружного воздуха более чем в 2,6 раза.

При проектировании однотрубных тепловых сетей суточный расход воды в них должен быть равен суточному расходу воды в системах горячего водоснабжения, что предполагает либо наличие большей теплоемкости зданий, либо наличие аккумуляторов в системах горячего водоснабжения.

Следовательно, в однотрубных системах тепловых сетей должно иметь место равенство

$$G_с = G_г,$$

где $G_с$ — расход воды в тепловых сетях, *л/сутки*;

$G_г$ — расход воды в системах горячего водоснабжения, *л/сутки*.

Вместе с тем расход воды в тепловых сетях должен отвечать и потребностям в тепле жилых домов, что соответственно может быть выражено следующим равенством:

$$G_с (t_с - t_2) = qV (t_в - t_н) 24 \ \textit{ккал/сутки},$$

где $t_с$ — температура воды в тепловых сетях;

t_2 — температура воды на выходе из систем отопления.

Отсюда

$$t_н = t_в - \frac{(t_с - t_2) G_с}{qV \cdot 24}. \qquad (1)$$

Если принять $t_с = 150°$ С; $t_2 = 70°$ С; $G_с = 100$ *л/сутки*; $q = 0{,}34$ *ккал/м³·ч·град*; $V = 50$ *м³/чел* и $t_в = 18°$ С, то получается:

$$t_н = -2° \text{С}.$$

Это значит, что при применяемых в настоящее время параметрах теплоносителя равенство расходов воды в системах отопления (точнее, в тепловых сетях) и в системах горячего водоснабжения можно получить только при расчетной температуре наружного воздуха, равной —2° С. Как известно, ни в одном городе Советского Союза такой расчетной температуры наружного воздуха не имеется и, следовательно, при таких исходных данных нигде в наших городах получить равенство расходов сетевой воды в системах отопления и в системах горячего водоснабжения не представляется возможным.

Очевидно, что сохранение одних и тех же параметров воды в тепловых сетях и в системах отопления, а тем более повсеместное их применение вне зависимости от климата и продолжительности отопительного сезона являются совершенно необоснованными.

Если начальную температуру в системах отопления поднять до 110° С, а конечную снизить до 50° С и при этом даже уменьшить предельно допустимый коэффициент смешения в элеваторных узлах до 2, то предельно возможная начальная температура воды в тепловых сетях может быть определена из следующего равенства:

$$t_c = (u + 1)\, t_1 - u t_2, \qquad (2)$$

где u — коэффициент смешения элеваторного узла.

При подстановке в это равенство принятых выше величин получается: $t_c = 230°$ С и соответственно $\Delta t_c = 180°$ С, что дает удельное снижение расхода воды в тепловых сетях почти в 2,5 раза. Однако в этом случае препятствием к осуществлению такой системы будет уже служить слишком высокая начальная температура теплоносителя, которая в практических условиях вряд ли может быть выше 200° С, да и то при условии, что будут найдены меры против вскипания воды в системе отопления.

Если принятые выше параметры подставить в уравнение (1), то наружная температура $t_н = -24°$ С.

Полученный результат показывает, что в принятых условиях оказывается возможным сбалансировать расход воды на отопление с расходом воды на горячее во-

доснабжение во всех системах отопления с расчетными температурами наружного воздуха до —24° С включительно.

Следует обратить внимание на то, что фактическая температура воды, потребляемой на подавляющее большинство отдельных процедур, колеблется в пределах от 25 до 40° С, в то время как норма расхода горячей воды и фактическое ее расходование относятся к температуре воды 65° С (см. табл. 1).

Как известно, вода с температурой 65° С расходуется лишь на весьма ограниченные надобности, что в сумме может быть оценено в размере не выше 10% общего расхода горячей воды.

Если принять, что на все прочие нужды горячего водоснабжения вода будет расходоваться с температурой 40° С, то общая потребность в горячей воде может быть определена из следующего равенства:

$$\Sigma G_г = \left(0{,}1 + \frac{0{,}9 \cdot 65}{40}\right) G_г = 1{,}56 G_г.$$

Полученное равенство показывает, что если система горячего водоснабжения даст возможность пользоваться водой, прошедшей систему отопления не только с температурой 65° С, но и с более низкой, то это даст возможность увеличить расход этой воды более чем на 50%.

В этом случае уравнение (1) при тех же параметрах воды в системах отопления (начальная температура 110° С и конечная 50° С) и при тех же данных удельной кубатуры зданий на одного человека будет иметь значение $t_н = -43{,}5°$ С.

Таким образом, однотрубные тепловые сети при условии, что вся вода после ее прохождения через систему отопления будет использована в системе горячего водоснабжения, теоретически могут быть применены при любой расчетной температуре наружного воздуха.

При переходе на однотрубные тепловые сети начальную и конечную температуры воды в системах отопления следует принять такими, чтобы среднее значение температуры нагревательного прибора осталось без изменения, так как это даст возможность присоединить к однотрубным тепловым сетям и существующие в городе системы отопления.

С учетом увеличения расхода воды в системе горячего водоснабжения за счет снижения ее температуры уравнение (1) может быть записано следующим образом:

$$t_н = t_в - \frac{1{,}56\,(t_с - t_2)\,G_г}{qV \cdot 24}. \qquad (3)$$

Начальная (расчетная) температура воды в тепловых сетях, удовлетворяющая поставленным условиям равенства расходов воды в тепловых сетях и системах горячего водоснабжения, определяется следующим образом:

$$t_с = t_2 + \frac{24qV\,(t_в - t_н)}{1{,}56G_г}.$$

Если принять $t_2 = 50°$ С; $q = 0{,}4$ *ккал/м³·ч·град*; $V = 50$ *м³/чел*; $t_в = 18°$ С; $t_н = -26°$ С и $G_г = 120$ *л/ч*, что соответствует примерно московским условиям, то получается: $t_с = 163°$ С, то есть при данных условиях вся сетевая вода будет без остатка расходоваться в системах горячего водоснабжения, если ее расчетную начальную температуру поднять до 163° С.

Из уравнения (3) может быть также определен тот расход воды в системе горячего водоснабжения, при котором в условиях заданных параметров системы тепловых сетей остатка расхода воды в них не получается.

При предельно высокой начальной температуре теплоносителя 200° С $G_г = 90$ *л/чел · сутки*.

Наблюдения показывают, что при наличии в жилых домах централизованного горячего водоснабжения, связанного с теплофикацией, и при сравнительно свободном расселении жителей в квартирах удельные расходы воды увеличиваются.

Для проверки указанного положения в Москве было произведено обследование большого жилого здания общей кубатурой 469 100 *м³*. На одного жителя в этом доме приходится около 9 *м²* жилой площади и около 123 *м³* внешней кубатуры.

Расход холодной воды по месяцам в переводе на одного жителя за сутки с учетом воды, которая идет в подогреватели на горячее водоснабжение, составляет:

Месяцы	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Расход холодной воды на одного жителя, *л/сутки* . .	450	440	400	450	500	420	510	460

По горячей воде удельные расходы оказались следующими:

Дни недели, начиная с понедельника	1	2	3	4	5	6	7	Средний
Расходы горячей воды на одного жителя, *л/сутки*	254	270	240	214	224	252	251	243

Такие высокие показатели в известной степени объясняются тем, что температура воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения этого блока дома, обычно держится на уровне 40° С, что и приводит к повышению ее расхода.

Если данные по горячей воде привести к нормативной температуре 65° С, то получится следующий результат:

Дни недели, начиная с понедельника	1	2	3	4	5	6	7	Средний
Расход горячей воды на одного жителя, *л/сутки*	156	186	147	132	138	155	155	150

При дальнейшем повышении народного благосостояния потребуется снабжение теплом общественных и жилых зданий не только для целей отопления, но и для целей кондиционирования.

Устройство систем кондиционирования является наиболее рациональным по схеме электронагревательных установок, дающих тепло в зимних условиях и холод — в летних. Проведенные Институтом санитарной техники Академии строительства и архитектуры СССР исследования показывают высокую эффективность этих установок. Однако наибольший эффект от них получается,

когда греющей средой является вода, которая имеет при этом не очень низкую температуру и использование которой не требует оплаты.

Представляется, что в этих условиях дальнейшее развитие систем теплоснабжения городов может идти в следующем направлении.

В первую очередь по линии внедрения установок кондиционирования в общественных зданиях (детские сады, ясли, столовые и пр.). В качестве теплоносителя для этих установок может быть использована вода систем горячего водоснабжения.

Затем системы кондиционирования будут внедрены в жилые дома и постепенно электроотопление полностью заменит водяное отопление.

3. ПАРАМЕТРЫ И СТРУКТУРА ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В настоящее время проектные и строительные организации проектируют и сооружают системы отопления для всех районов страны на одни и те же параметры (95° С для подающих труб и 70° С для обратных), тогда как климатические условия в этих районах различны.

Так, например, в Архангельске, Иркутске, Мурманске, так же как и в ряде других городов, продолжительность отопительного периода соответственно составляет 5 619, 5 660 и 5 881 *ч*, в то время как в городах южных районов (Ялта, Новороссийск) продолжительность отопительного периода составляет всего лишь 1 336 и 1 339 *ч*, а в Сочи даже 667 *ч*.

Правда, расчетная разность температур, в известной степени определяющая затраты на строительство систем отопления, в южных районах по сравнению с северными снижается, однако это снижение ни в какой степени не соответствует уменьшению продолжительности отопительного периода.

Действительно, расчетная разность температур внутреннего и наружного воздуха для Иркутска составляет 56° С, а для Сочи 23° С (т. е. уменьшается на 59%), в то время как продолжительность отопительного периода в Сочи по сравнению с продолжительностью отопительного периода в Иркутске составляет лишь 12% (уменьшается в 8,3 раза).

Такое несоответствие ведет к тому, что использование средств, вложенных в строительство систем отопления в южных районах, значительно ниже, чем в северных. Такое положение, естественно, является неправильным и с санитарно-гигиенической точки зрения, а потому такая практика проектирования систем центрального отопления, безусловно, нуждается в пересмотре.

Прежде всего необходимо пересмотреть применяемые в системах отопления расчетные параметры теплоносителя и установить их в зависимости от климатического района города и продолжительности отопительного периода.

Несмотря на то, что высокие температуры нагревательных приборов нежелательны с санитарно-гигиенической точки зрения, применение одного и того же предела этих температур для различных районов страны не может быть признано правильным, так как продолжительность воздействия на человека нагретых поверхностей отопительных приборов в северных и южных районах неодинакова. Поэтому было бы правильно установить для городов южных районов страны более высокие расчетные параметры теплоносителя по сравнению с северными районами.

11973

Продолжительности периода, при котором температура на поверхности отопительных приборов будет равна или выше 70° С для городов, расположенных в различных климатических районах, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Продолжительность периода поддержания температуры теплоносителя, равной 70° С и выше

Наименование города	Расчетная наружная температура, °С	В настоящее время			При повышении температуры		
		максимальная температура приборов, °С	число часов	число дней	максимальная температура приборов, °С	число часов	число дней
Иркутск . . .	—40	95	1 760	74	95	1 760	74
Москва . . .	—30	95	840	34	100	1 152	48
Ленинград .	—25	95	756	31	100	1 056	44
Ростов-на-Дону	—20	95	919	38	105	1 219	51
Новороссийск	—15	95	394	16	110	530	22

Центральная научно-техническая библиотека ЦНИИЭПсельстроя

Как видно из таблицы, при сохранении верхнего предела температур теплоносителя на одном и том же уровне для всех климатических районов наших городов продолжительность периода с температурой приборов 70° С и выше с продвижением их на юг снижается, достигая в Новороссийске всего лишь 22 дней, что по отношению к Иркутску (74 дня) составляет менее 30%.

Если принять для более южных районов и более высокие максимально допустимые температуры поверхности нагрева нагревательных приборов, то продолжительность периода поддержания их температуры 70° С и выше в различных районах выравнивается, продолжая оставаться все же значительно ниже, чем в районе северных городов. Это положение свидетельствует о закономерности еще большего повышения температуры поверхности нагревательных приборов в более южных городах по сравнению с северными.

Принимая во внимание, что общая продолжительность отопительного периода в южных районах значительно меньше, можно заключить, что при увеличении температуры поверхности нагревательных приборов систем отопления население городов южных районов в санитарно-гигиеническом отношении будет находиться в лучших условиях, чем население более северных городов.

Следует отметить, что фактически работа систем отопления по более высокому температурному графику, чем 95° С (при расчетной температуре наружного воздуха), давно уже имеет место.

Действительно, при присоединении жилых домов и их систем отопления к тепловым сетям всегда получается, что отдельные дома работают при коэффициентах смешения намного ниже расчетных, что соответственно обусловливает для них и более высокие значения температур воды.

Температура поступающей при этом в систему отопления воды может быть найдена из равенства, определяющего коэффициент смешения:

$$t_1 = \frac{ut_2 + t_2}{u + 1}.$$

Температура воды после систем отопления (t_2) в этом равенстве является по существу неизвестной. В зависи-

мости от общего расхода воды в системе она может быть выше или ниже расчетной.

В том случае, когда расход воды в системе отопления будет близким к расчетному или выше его, температура воды после систем отопления будет выше расчетной. При малом расходе воды в системе отопления эта температура может получиться и ниже расчетной.

Если принять ее равной расчетной, то при $t_c = 150°$ С; $u = 1{,}0$ и $t_2 = 70°$ С имеем: $t_1 = 110°$ С.

Полученный результат показывает, что при принятых условиях рассматриваемая система отопления будет работать в расчетных условиях при температуре на 15° С выше нормы. При температуре обратной воды выше расчетной эта разность будет еще большей. При более низкой температуре обратной воды начальная температура воды в системе отопления несколько снижается. Но даже при значении этой температуры, равном 50° С, она все еще продолжает быть на 5° С выше расчетной.

При выборе и оценке систем водяного отопления, которые могли бы найти применение при устройстве однотрубных систем тепловых сетей, следует иметь в виду еще одно немаловажное обстоятельство.

Дело в том, что при однотрубных системах тепловых сетей системы отопления должны будут работать, как правило, на повышенных температурных перепадах. Поэтому для таких условий более благоприятными будут однотрубные системы водяного отопления, а не двухтрубные, поскольку расход воды в последних будет чрезвычайно малым. В современных условиях, при применении повышенных температурных перепадов, он снизился бы до недопустимо малых размеров.

Повышенный температурный перепад теплоносителя в системе отопления будет обусловливать соответственно и повышенный температурный перепад на каждом этаже или в каждом нагревательном приборе.

Если принять начальную и конечную температуры воды в системе отопления $t_1 = 110°$ С и $t_2 = 50°$ С, то в зависимости от этажности здания при равномерной теплопотере здания по этажам падение температуры теплоносителя на каждом этаже при однотрубной системе во-

дяного отопления с нижней разводкой магистралей, о которой более подробно сказано ниже, будет следующим:

Число этажей	2	3	4	5	6	7
Падение температуры теплоносителя, °С	15	10	7,6	6,0	5	4,3

Из приведенной таблицы видно, что при применении однотрубной системы отопления с нижней разводкой магистралей на каждом этаже получается весьма интенсивное понижение температуры теплоносителя. Следовательно, при применении повышенной начальной температуры воды, поступающей в систему отопления, это повышение температуры быстро пропадает.

При применении обычной однотрубной системы отопления падение температуры теплоносителя будет следующим:

Число этажей	2	3	4	5	6	7
Падение температуры теплоносителя, °С	30	20	15	12	10	8,6

Из полученной таблицы видно, что в обычных однотрубных системах водяного отопления повышенная температура теплоносителя, даже в многоэтажном здании, не будет распространяться за пределы одного этажа.

Фактически нижние этажи имеют более высокие потери тепла; кроме того, сосредоточенное расположение нагревательных приборов внизу имеют лестничные клетки; следовательно, при конкретном проектировании, даже при применении повышенных параметров теплоносителя, подавляющее количество жилых помещений может быть обеспечено теплоносителем с температурой, не превышающей обычных температур.

Температура теплоносителя при соответствующей компоновке системы может быть снижена еще и в кухнях.

Все это показывает, что применение однотрубных систем тепловых сетей возможно рационально организовать не только в южных городах, но и в более северных.

Вопрос об установлении целесообразной температуры воды после систем отопления также должен быть пересмотрен.

Понижение температуры воды на выходе ее из системы отопления, увеличивая использование температурного перепада теплоносителя в системах теплофикации и снижая в них расход воды, уменьшает по сетям диаметры труб и, следовательно, первоначальные затраты.

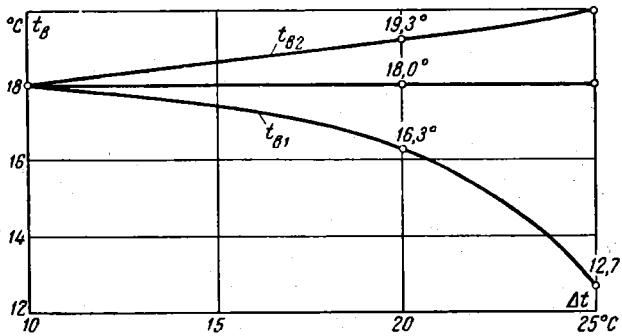


Рис. 1. Разрегулировка двухтрубной двухэтажной системы с верхней разводкой в зависимости от изменения расчетной разности температур теплоносителя.

Кроме того, это понижение обратной температуры уменьшает расходы электроэнергии на работу сетевых насосов, увеличивает выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

До сего времени, однако, решение вопроса о снижении температуры воды на выходе ее из систем отопления затруднялось тем, что при существующих схемах и системах отопления и при существующих методах их регулировки практически было почти невозможно осуществить качественную регулировку систем отопления при работе их на повышенных температурных перепадах.

Работами, проведенными Академией коммунального хозяйства, было доказано, что повышение температурного перепада в системах отопления с 20 до 25° С увеличивает размеры их разрегулировки более чем в 2 раза (рис. 1). Это обстоятельство хорошо известно и эксплуатационному персоналу, который всегда стремится для улучшения работы отопительной системы увеличить расход в ней.

Этим объясняется, что до сего времени системы отопления продолжают рассчитываться на относительно небольшие температурные перепады.

Помимо пересмотра расчетных температурных параметров, многое предстоит сделать и в отношении самих конструкций и схем систем отопления.

В качестве нагревательных приборов в центральных системах отопления жилых и общественных зданий используются обычно только радиаторы. Бесспорно, что с гигиенической точки зрения радиаторы дают лучшее решение по сравнению с другими нагревательными приборами, в частности с нагревательными приборами из труб прямоугольного оребрения. Однако если устройство такого нагревательного прибора и установка его будут надлежащим образом архитектурно оформлены и если этот нагревательный прибор будет использован в году не более чем 2—3 мес., то использование подобных приборов вполне может быть допущено.

Известно, что при проектировании центральных систем отопления нашими проектными организациями, как правило, применяется покомнатная расстановка нагревательных приборов. Бесспорно, что такая расстановка приборов является наилучшей и она закономерна для наших северных и средних районов, однако в южных районах с непродолжительным отопительным периодом вполне может быть оправдана установка одного нагревательного прибора — калорифера — с подачей нагретого воздуха в каждую отапливаемую комнату. Применение таких «воздушных» систем начинает входить в практику проектирования систем отопления как в нашей стране, так и за рубежом.

В частности, Академией строительства и архитектуры СССР осуществлены две такие системы в Москве в многоэтажных домах, в которых мощные центральные калориферные системы были смонтированы в полуподвальной и подвальной частях дома с подачей воздуха по прямоточной системе без его рециркуляции по отдельным комнатам здания. В этой системе каждая комната имеет собственный обособленный канал, берущий начало непосредственно в калориферной камере, что обеспечивает лучшее распределение потоков воздуха по зданию.

Хорошие результаты работы этой системы доказыва-

ют целесообразность ее устройства даже в многоэтажных зданиях центральной зоны, а тем более в более южных районах и в домах с малой этажностью.

При переходе теплофикации и систем централизованного теплоснабжения на однотрубные пересмотр проектирования центральных систем водяного отопления в домах становится совершенно необходимым, поскольку при однотрубных тепловых сетях возможность использования существующих схем двухтрубных и однотрубных систем водяного отопления затрудняется.

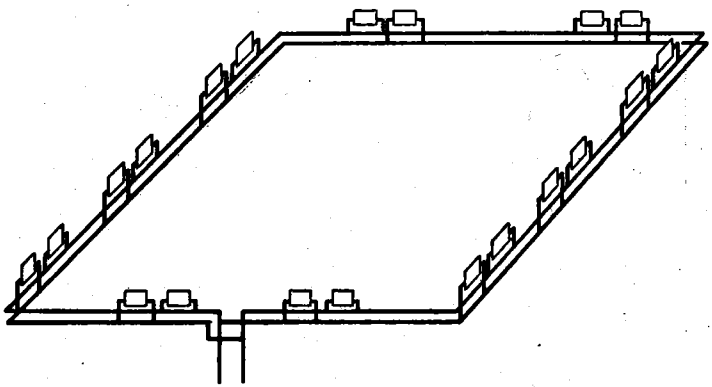


Рис. 2. Горизонтальная однотрубная система отопления с двумя разводящими магистралями.

При применении однотрубных систем тепловых сетей необходимы специальные схемы отопления с бóльшим расходом воды в нагревательных приборах. К таким системам в первую очередь относятся все калориферные системы, поскольку при них расход воды в калориферах всегда получается достаточно большим по сравнению с расходом воды в отдельно стоящем радиаторе.

С точки зрения поставленной задачи заслуживает внимания разработанная инж. Ладинским в Свердловске горизонтальная однотрубная система отопления, подобная показанной на рис. 2. В этой схеме каждый этаж имеет две разводящие магистрали с противоположной циркуляцией воды в них. Каждое помещение имеет минимум два прибора, один из которых присоединен к подающей трубе, а второй — к обратной. Такое попар-

ное расположение нагревательных приборов дает возможность каждой паре нагревательных приборов иметь равную теплоотдачу при любых изменениях в системе расхода воды.

Академией коммунального хозяйства для решения поставленной задачи была предложена схема отопления, аналогичная схеме инж. Ладинского.

Эта схема (рис. 3) также допускает самое широкое изменение расходов воды в ней без нарушения равномерности прогрева ее по этажам.

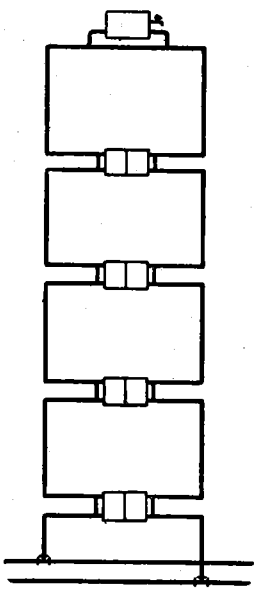


Рис. 3. Принципиальная схема однотрубной системы отопления с нижней разводкой магистралей.

Из рассмотрения приведенной схемы видно, что разводящие магистрали в этой системе располагаются не вверху, как это имеет место в обычной однотрубной системе, а внизу, что превращает данную систему в однотрубную с нижней разводкой магистралей. Такое построение схемы, как известно, имеет ряд существенных преимуществ как монтажного, так и экономического и эксплуатационного порядка.

Каждый нагревательный прибор в схеме является двойным и присоединен как к подающему левому, так и к обратному правому стоякам. Горячая вода из подающей магистрали по схеме однотрубно-проточной системы с замыкающими участками проходит первоначально левые половины нагревательных приборов, входя в них через нижние ниппели и выходя через верхние.

Проходя через верхние нагревательные приборы, вода направляется по обратному стояку вниз, протекая также по правым половинам нагревательных приборов (входя в них через верхние ниппели и выходя через нижние).

Для указанного выше разделения потоков воды по

левым и правым половинам нагревательных приборов, эти приборы разделяются на два самостоятельных соответствующими глухими ниппельными вставками. Предполагается, что для регулировки теплоотдачи нагревательных приборов этой системы должны быть установлены трехходовые краны.

В рассматриваемой схеме каждый нагревательный прибор совмещает в себе обогрев его теплоносителем с различной температурой, что обеспечивает данной системе равномерный прогрев по этажам даже при значительных колебаниях в ней расхода воды.

Действительно, пусть имеется описанная выше однотрубная система на пять этажей с десятью последовательно включенными нагревательными приборами. Требуется доказать, что при всех изменениях расхода воды в системе суммарная отдача тепла, например, первого и десятого приборов и суммарная отдача тепла пятого и шестого приборов будут одинаковыми, что соответственно обеспечит и равенство внутренних температур их.

Если пренебречь (для приближенных расчетов) изменением коэффициента теплопередачи нагревательных приборов в зависимости от изменения расхода воды, то для заданных условий можно составить следующую систему уравнений:

$$\frac{t'_1 + t'_2 - 2t'_{в1}}{t_1 + t_2 - 2t_{в1}} = \frac{\nu'_1 (t'_{в1} - t'_н)}{\nu_1 (t_{в1} - t_н)} = \frac{n (t'_1 - t'_2)}{t_1 - t_2}; \quad (4)$$

$$\frac{t'_2 + t'_5 - 2t'_{в2}}{t_2 + t_5 - 2t_{в2}} = \frac{\nu'_2 (t'_{в2} - t'_н)}{\nu_2 (t_{в2} - t_н)} = \frac{n (t'_2 - t'_5)}{t_2 - t_5}; \quad (5)$$

$$\frac{t'_5 + t'_7 - 2t'_{в5}}{t_5 + t_7 - 2t_{в5}} = \frac{t'_{в5} - t'_н}{t_{в5} - t_н} = \frac{n (t'_5 - t'_7)}{t_5 - t_7}; \quad (6)$$

$$\frac{t'_7 + t'_{10} - 2t'_{в2}}{t_7 + t_{10} - 2t_{в2}} = \frac{(1 - \nu'_2)(t'_{в2} - t'_н)}{(1 - \nu_2)(t_{в2} - t_н)} = \frac{n (t'_7 - t'_{10})}{t_7 - t_{10}}; \quad (7)$$

$$\frac{t'_{10} + t'_к - 2t'_{в1}}{t_{10} + t_к - 2t_{в1}} = \frac{(1 - \nu'_1)(t'_{в1} - t'_н)}{(1 - \nu_1)(t_{в1} - t_н)} = \frac{n (t'_{10} - t'_к)}{t_{10} - t_к}. \quad (8)$$

В приведенной системе уравнений для упрощения расчетов приборы с порядковыми номерами 2, 3 и 4, так же как приборы 5 и 6, рассматриваются как один. Предусматривается, следовательно, как бы наличие трех помещений, в первом из которых стоят приборы

1 и 10, во втором — один прибор с теплоотдачей, равной теплоотдаче приборов 2, 3 и 4, и второй прибор с теплоотдачей, равной теплоотдаче приборов 7, 8 и 9, и в третьем — один прибор с теплоотдачей, равной теплоотдаче приборов 5 и 6 (приборы 5 и 6 являются по существу одним прибором).

В приведенной системе уравнений приняты следующие обозначения:

t_1 и t_2 — температуры воды на входе и выходе нагревательного прибора 1;

t_2 и t_5 — температуры воды на входе и выходе нагревательного прибора 2 (фактически 2, 3 и 4);

t_5 и t_7 — температуры воды на входе и выходе нагревательного прибора 3 (фактически 5 и 6);

t_7 и t_{10} — температуры воды на входе и выходе нагревательного прибора 4 (фактически 7, 8 и 9);

t_{10} и $t_к$ — температуры воды на входе и выходе нагревательного прибора 5 (фактически 10);

$t_{в1}$ — температура помещения, обогреваемого нагревательными приборами 1 и 10;

$t_{в2}$ — температура приведенного помещения, обогреваемого нагревательными приборами 2, 3, 4, 7, 8 и 9;

$t_{в5}$ — температура помещения, обогреваемого приборами 5 и 6;

$t_н$ — температура наружного воздуха.

γ — доля потери тепла помещением, приходящаяся на один из двойных приборов;

n — коэффициент измерения расхода воды в системе.

Все буквенные обозначения без штрихов относятся к расчетному по расходу воды режиму, со штрихами — к измененному.

В приведенной системе уравнений равенства (4) и (8) характеризуют теплоотдачу двух приборов первого помещения, (5) и (7) — теплоотдачу двух приборов второго помещения и (6) — теплоотдачу объединенных приборов 5 и 6, расположенных в третьем помещении.

Если принять отдачу тепла всеми приборами одинаковой, а условия для системы — обычными, то в при-

веденной выше системе уравнений можно сделать следующие подстановки:

$$\nu_1 = \nu_2 = 0{,}5; \quad t_1 = t_1' = 95^\circ\text{C}; \quad t_к = 70^\circ\text{C}; \quad t_н = t_н' = -30^\circ\text{C}; \; t_{в1} = t_{в2} = t_{в5} = 18^\circ\text{C}; \; t_1 - t_2 = 2{,}5^\circ\text{C}; \; t_2 - t_5 = 7{,}5^\circ\text{C}; \; t_5 - t_7 = 5^\circ\text{C}; \; t_7 - t_{10} = 7{,}5^\circ\text{C} \text{ и } t_{10} - t_к = 2{,}5^\circ\text{C}.$$

Если в выведенную выше систему уравнений подставить принятые значения температур, то она может быть приведена к следующему виду:

$$\frac{95 - t_2' - 2t_{в1}'}{151{,}5} = \frac{\nu_1'(t_{в1}' + 30)}{0{,}5 \cdot 48} = \frac{n(95 - t_2')}{2{,}5};$$

$$\frac{t_2' + t_5' - 2t_{в2}'}{141{,}5} = \frac{\nu_2'(t_{в2}' + 30)}{0{,}5 \cdot 48} = \frac{n(t_2' - t_5')}{7{,}5};$$

$$\frac{t_5' + t_7' - 2t_{в5}'}{129} = \frac{t_{в5}' + 30}{48} = \frac{n(t_5' - t_7')}{5{,}0};$$

$$\frac{t_7' + t_{10}' - 2t_{в2}'}{116{,}5} = \frac{(1 - \nu_2')(t_{в2}' + 30)}{0{,}5 \cdot 48} = \frac{n(t_7' - t_{10}')}{7{,}5};$$

$$\frac{t_{10}' + t_к' - 2t_{в1}'}{106{,}5} = \frac{(1 - \nu_1')(t_{в1}' + 30)}{0{,}5 \cdot 48} = \frac{n(t_{10}' - t_к')}{2{,}5}.$$

Решение приведенной системы уравнений для $n = 0{,}5$ (уменьшение расхода воды по отношению к расчетному в 2 раза) приводит к следующим результатам:

$$t_{в1}' = 12{,}86^\circ\text{C}; \quad t_{в2}' = 12{,}80^\circ\text{C} \text{ и } t_{в5}' = 12{,}90^\circ\text{C}.$$

Полученные результаты показывают, что, несмотря на то, что расход воды в системе при расчетной температуре наружного воздуха (как известно, эти условия являются наиболее трудными) был принят в рассмотренном примере уменьшенным по сравнению с нормой в 2 раза; внутренние температуры помещений получились практически одинаковыми.

Конструируемая по схеме на рис. 3 система оказывается в тепловом и гидравлическом отношениях очень устойчивой, не нарушающей равномерности прогрева помещений даже при минимальной расчетной температуре наружного воздуха и большом изменении в ней расхода воды.

Известно, что все применяемые в настоящее время системы, как двухтрубные, так и однотрубные, в таких

условиях приходят в полное расстройство, так как неравномерность прогрева отдельных помещений достигает при этом исключительно больших размеров.

Сохранение данной системой равномерности прогрева помещений, даже при значительных изменениях в ней расходов воды, имеет в данном случае исключительно большое значение, так как оно может дать возможность строить температурный график тепловых сетей по графику расхода воды на горячее водоснабжение.

В рассмотренном примере расход воды сокращен в 2 раза, в то время как отдача тепла системой сократилась всего на 10,5%, что вытекает из следующего равенства:

$$\Delta Q = \frac{t'_в - t_н}{t_в - t_н} = \frac{13+30}{18+30} \approx 0{,}895.$$

Такое снижение отдачи тепла системой отопления, не пропорциональное снижению в ней расхода воды, объясняется тем, что уменьшение в ней расхода воды уменьшает скорость ее движения, что приводит к большему ее охлаждению и, следовательно, к большей отдаче ею тепла на каждую единицу расхода воды.

При увеличении расхода воды сверх расчетной нормы будет происходить обратное явление. Скорость протекания воды в системе будет возрастать, в соответствии с чем и температурный перепад будет уменьшаться.

В итоге двукратное изменение расхода воды в системе вызовет изменение расхода тепла в ней в пределах 10%.

В рассмотренном примере внутренняя температура отапливаемых зданий снизилась на 5° С, что, очевидно, может иметь место только в расчетных условиях (—30° С). При повышении этой температуры снижение внутренней температуры будет уменьшаться и при температуре наружного воздуха +10° С составит всего лишь около 1° С. Кроме того, все приведенные выше расчеты были сделаны без учета теплоемкости зданий, которая все колебания температур будет сглаживать в еще большей степени.

При анализе теплового режима представленной схемы не учитывались изменения коэффициентов теплопередачи нагревательных приборов в связи с уменьшением в системе расхода воды. Фактически снижение рас-

хода воды в системе приведет к снижению значений коэффициентов теплопередачи нагревательных приборов, причем снижение это будет, очевидно, тем бо́льшим, чем дальше по ходу теплоносителя расположен нагревательный прибор.

В рассмотренном примере максимальное изменение коэффициента теплопередачи будет в приборе 10, минимальное — в приборе 1, среднее — в приборах 5 и 6, а так как в данной системе прибор 1 соединен с прибором 10, прибор 5 — с прибором 6 и т. д., то очевидно, что это изменение значений коэффициентов теплоотдачи нагревательных приборов не может оказать существенного влияния на найденные значения внутренних температур как характеристики равномерности прогрева помещений. Несколько ниже будут лишь их абсолютные значения.

Как известно, в обычных двухтрубных и однотрубных системах получить что-либо подобное совершенно невозможно.

Следует отметить, что приведенная на рис. 3 схема отопления в практических условиях применения ее может не только не вызывать удорожания стоимости системы, но даже дать некоторое снижение первоначальных затрат.

Исследование этой системы по некоторым конкретным проектам показывает, как правило, что удвоения стояков здесь не получится, так как в таких местах, как лестничные клетки и кухни, нет надобности стояки делать двойными (приборы этих этажей могут быть присоединены односторонне к ниспадающим стоякам).

В отношении материальных затрат по однотрубной системе с двойными приборами необходимо отметить, что наличие большого количества расчетных участков в стояках такой системы, во много раз превышающее количество расчетных участков в обычных двухтрубных системах, и двукратное последовательное прохождение теплоносителя через все нагревательные приборы делают излишним проектирование разводящих магистралей данной системы по принципу попутного движения; следовательно, труб для разводящих магистралей в рассматриваемой системе и их изоляции потребуется меньше, чем в обычных двухтрубных и даже однотрубных системах.

В итоге, следовательно, можно предполагать, что в предлагаемой системе первоначальные затраты по сравнению с обычными, как двухтрубными, так и однотрубными системами, не будут увеличены, что и было подтверждено конкретными проектными проработками. Эксплуатационные преимущества данной системы совершенно неоспоримы.

При конкретном применении описываемой схемы (см. рис. 3) на одном из строящихся объектов было решено не устраивать отопления в кухнях и на лестничных клетках по двойной системе стояков, а присоединять их нагревательные приборы к одним ниспадающим стоякам системы, как это показано на рис. 4.

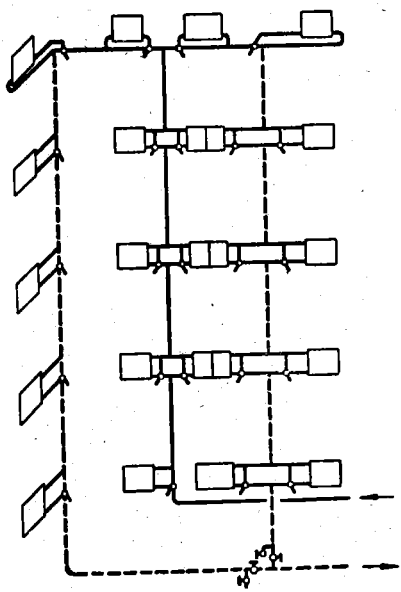


Рис. 4. Расположение стояков и нагревательных приборов в однотрубной системе водяного отопления с нижней разводкой магистралей.

В некоторых жилых комнатах в порядке опыта было решено также разделить нагревательные приборы и стояки по двум соседним комнатам, но одной и той же квартиры. При этом предполагалось, что даже в том случае, если по каким-либо причинам требуемая теплоотдача каждым нагревательным прибором будет нарушена, то благодаря расположению их в соседних комнатах не будет большого расхождения их внутренней температуры.

Ленинградским проектным институтом (Ленпроект) при переходе на строительство жилых домов с бесчердачным перекрытием было решено оборудовать эти дома системами отопления по приведенной выше схеме. Схемы систем отопления, выполненных в Ленинграде, показаны на рис. 5. В одном варианте восходящий стояк не имеет присоединенных

к нему нагревательных приборов, во втором нагревательные приборы присоединены к подъемному стояку. В инструкции, выпущенной Ленпроектом, нет оговорки, что восходящие и нисходящие стояки должны располагаться либо в одной комнате, либо в соседних комнатах одной и той же квартиры, поэтому в выстроенных домах фактически имеет место положение, при котором в одних квартирах размещены восходящие стояки, а их нисходящая часть расположена в соседней квартире, что может

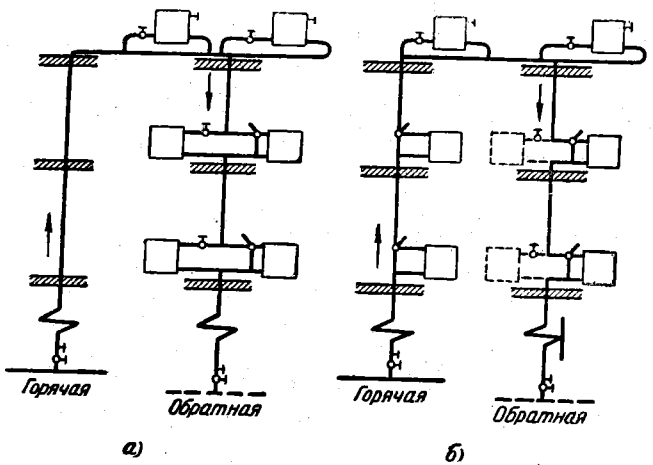


Рис. 5. Ленинградская однотрубная система водяного отопления с нижней разводкой магистралей в двух вариантах.

привести к тому, что квартира со стояками и нагревательными приборами, присоединенными к нисходящим стоякам, при уменьшении расхода воды в системе может начать отставать по температуре. Ленинградским институтом Академии коммунального хозяйства начаты испытания этих систем.

В условиях строительства была поставлена задача снижения конечной температуры воды в системах отопления без увеличения их стоимости.

Эта задача была решена за счет отказа от применяемой обычно теплоизоляции разводящих труб систем отопления и за счет использования отдачи тепла этими трубами для целей отопления здания.

Это дало возможность получить рентабельность (без увеличения первоначальных затрат) снижения конечной температуры воды в системах отопления не только в малоэтажных зданиях, но и в многоэтажных. Эта рентабельность, естественно, в малоэтажных зданиях выше, чем в многоэтажных.

Проведенные расчеты показали, что снятие с разводящих труб изоляции, отказ от устройства подпольных каналов и использование отдачи тепла ими для отопления зданий при снижении конечной температуры воды в системе отопления до 50° С в двухэтажном здании не только не приводит к повышению первоначальных затрат, но даже дает их снижение, по сравнению с типовыми для них проектами, не менее чем на 30%.

При проработке данного положения был решен попутно и вопрос о пересечении горизонтально расположенными трубами балконных дверей. Строителями для этого был несколько приподнят порог балконных дверей.

Для многоэтажного здания вопрос снижения конечной температуры воды в системе отопления без удорожания ее стоимости был решен за счет снятия изоляции с разводящих магистралей и использования отдачи тепла ими для отопления первого этажа.

Расход воды рассматриваемых систем отопления за счет увеличения в них температурного перепада теплоносителя получается пониженным, в соответствии с чем диаметры труб разводящих магистралей получаются в пределах 1—2″.

Трубы таких диаметров легко могут быть проложены над полом первого этажа, не нарушая архитектурного оформления квартир.

Такое использование отдачи тепла разводящими магистралями систем отопления может быть выполнено в нескольких вариантах: прокладкой обеих труб над полом первого этажа; прокладкой, подающей трубы над полом и обратной под полом и, наконец, прокладкой обеих труб под полом первого этажа.

Теоретически эффективность применения того или иного варианта была определена решением для каждого случая соответствующей системы уравнений и сравнением полученных результатов.

Так, например, при прокладке обеих труб над полом первого этажа для определения температуры, которая при этом получится в подполье, можно составить уравнение, определяющее равенство потерь тепла полом первого этажа и потерь тепла через наружные ограждающие конструкции, т. е. через стены и подполье.

В общем виде это может быть выражено следующим равенством:

$$K_п F_п (t_в - t_п) = K_с F_с (t_п - t_н) + K_г F_г (t_п - t_н), \quad (9)$$

где $K_п$, $K_с$ и $K_г$ — коэффициенты теплоотдачи пола, наружной стены и грунта, *ккал/град·ч·м²*;

$F_п$, $F_с$ и $F_г$ — поверхности теплопередачи пола, стен и грунта, *м²*;

$t_в$, $t_п$ и $t_н$ — температуры первого этажа, подполья и наружного воздуха, °С.

В приведенном уравнении все входящие в него величины являются либо заданными, либо могут быть получены простым расчетом. Температура подполья может быть найдена решением приведенного уравнения.

Для рассматривавшейся системы отопления пятиэтажного трехсекционного здания буквенные значения имели следующие величины: $K_п = 1{,}2$; $K_с = 0{,}9$ и $K_г = 0{,}22$ *ккал·град/ч·м²*; $F_п = 156$ *м²*; $F_с = 26$ *м²*; $F_г = 180$ *м²*; $t_в = 18$°С и $t_н = -26$°. В этом случае уравнение (9) приобретает следующий вид: $187(18 - t_п) = 23(t_п + 26) + 40(t_п + 26)$, откуда $t_п = 6{,}9$° С.

Полученный результат показывает, что в расчетных условиях при расположении обеих разводящих труб над полом первого этажа в подполье установится температура, равная 6,9° С.

Проведенный расчет является в известной степени приближенным, так как он предусматривает, что в подполье установится по высоте равномерная температура, в то время как в условиях замкнутого пространства подполья можно ожидать, что под полом первого этажа установится более высокая температура, а у пола подполья она будет низкой.

При расположении обратных разводящих труб системы отопления под полом, а подающих — над полом

первого этажа для определения температуры под полом можно составить два следующих уравнения:

$$0{,}5K''F''(t_1'' + t_2'' - 2t_п) + K_п F_п (t_в - t_п) = K_с (t_п - t_н) + $$

$$+ K_г F_г (t_п - t_н);$$

$$0{,}5K''F''(t_1'' + t_2'' - 2t_п) = G(t_1 - t_2),$$

в которых дополнительно введены (во втором уравнении) следующие буквенные обозначения:

K'' и F'' — коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева обратной трубы;

t_1'' и t_2'' — температуры воды в начале и конце обратной магистрали;

G — расход воды в обратной магистрали.

В приведенных уравнениях неизвестными по-прежнему остаются температура подполья и температура воды в обратной магистрали. В них, кроме найденного ранее, в соответствии с разрабатываемым проектом можно принять:

$$K'' = 9{,}5 \ ккал/м^2 \cdot град; \ F'' = 3{,}0 \ м^2; \ t_2 = 50°\text{C};$$

$$G = 540 \ л/ч.$$

В этом случае приведенные выше уравнения будут иметь следующий вид:

$$14{,}2(t_1'' + 50 - 2t_п) + 187(18 - t_п) = 63(t_п + 26);$$

$$14{,}2(t_1'' + 50 - 2t_п) = 540(t_1'' - 50).$$

Решение полученных уравнений приводит к следующим результатам:

$$t_1'' = 52{,}1°\text{C} \text{ и } t_п = 11{,}4°\text{C}.$$

Следовательно, вода в обратной трубе системы отопления при прохождении ее по подполью (без изоляции) потеряла 2° С, а температура подполья достигла 11,4° С, поднявшись по сравнению с предыдущим вариантом на 4,5° С.

При расположении обеих разводящих труб под полом первого этажа может быть составлена следующая система уравнений, в которой к полученным выше двум

уравнениям добавлено третье, определяющее отдачу тепла подающей трубой:

$$17{,}2\,(100+t_2'-2t_п)+14{,}2\,(t_1''+50-2t_п)+$$
$$+187\,(18-t_п)=63\,(t_п+26);$$
$$14{,}2\,(t_1''+50-2t_п)=540\,(t_1''-50);$$
$$17{,}2\,(100+t_2'-2t_п)=540\,(100-t_2').$$

Решение приведенной системы уравнений приводит к следующим результатам: $t_1''=51{,}7°$ С; $t_2'=95{,}2°$ С; $t_п=19{,}5°$ С, т. е. при расположении обеих разводящих магистралей без изоляции под полом первого этажа температура в подполье поднимается до 19,5° С и, следовательно, в этом случае пол первого этажа не только не будет охлаждать его, но даже в какой-то степени будет его обогревать.

В связи с рассматриваемыми примерами представляется целесообразным выяснить, какой из принятых способов прокладки разводящих магистралей отопительных систем является наиболее целесообразным с экономической точки зрения.

Найденная для всех трех случаев температура подполья показывает, что с точки зрения потерь тепла (расход топлива) наименее выгодным является вариант, при котором обе разводящие магистрали прокладываются в подполье, под полом первого этажа, поскольку в этом случае температура подполья является наиболее высокой и, следовательно, потери тепла зданием будут максимальными.

Для определения первоначальных затрат по всем трем вариантам необходимо выяснить, какой из них требует установки наибольшей поверхности приборов (радиаторов) в первом этаже.

При прокладке обеих труб над полом первого этажа их теплоотдача может быть определена равенствами:

для подающей трубы

$$17{,}2\,(100+t_2'-36)=540\,(100-t_2');$$

для обратной трубы

$$14{,}2\,(t_1''+50-36)=540\,(t_1''-50).$$

Из этих уравнений имеем:

$$t_2' = 94{,}6^\circ\text{C} \text{ и } t_1'' = 51{,}7^\circ\text{C}.$$

Найденные температуры определяют отдачу тепла трубами в следующих размерах: $Q_п = 2\,916$ *ккал/ч*; $Q_о = 918$ *ккал/ч* и $\Sigma Q = 3\,384$ *ккал/ч*.

Здесь $Q_п$ — теплоотдача подающих труб; $Q_о$ — теплоотдача обратных труб.

При рассмотрении этого варианта следует иметь в виду, что при расположении обеих труб над полом первого этажа понижается температура подполья и, следовательно, увеличиваются потери тепла через пол первого этажа.

Эти потери через пол первого этажа в соответствии с проведенными расчетами составили следующие величины:

$$Q_{1п} = 2\,076 \text{ } ккал/ч; \; Q_{2п} = 1\,234 \text{ } ккал/ч \text{ и}$$

$$Q_{3п} = 280 \text{ } ккал/ч.$$

Здесь $Q_{1п}$ — потери через пол при расположении обеих разводящих труб под полом; $Q_{2п}$ — то же при расположении подающей трубы над полом, а обратной — под полом; $Q_{3п}$ — то же при расположении обеих труб под полом.

Если сравнивать вариант расположения обеих труб над полом первого этажа с вариантом расположения подающей трубы над полом, а обратной трубы — под полом, то из полученной выше теплоотдачи обеих труб следует вычесть разницу потерь тепла полом в обоих вариантах. В результате в первом варианте полезная отдача тепла обеими трубами составит не 3 834 *ккал/ч*, а меньше на величину увеличения тепловых потерь через пол, что дает следующий результат:

$$Q_I = 3\,834 - (2\,076 - 1\,234) = 2\,992 \text{ } ккал/ч.$$

Сравнение полученного результата с отдачей тепла только одной подающей трубой показывает, что первый вариант дает больший полезный приход тепла в размере

$$\Delta Q_I = 2\,992 - 2\,916 = 76 \text{ } ккал/ч.$$

Следовательно, и по первоначальным затратам первый вариант, при котором обе разводящие трубы рас-

полагаются над полом первого этажа, оказывается более экономичным, хотя это преимущество получается небольшим. При сравнении первого варианта с третьим можно видеть, что в последнем имеет место поступление тепла из подполья в первый этаж в размере

$$Q_{\text{п}} = 187 \cdot (19{,}5 - 18) = 280 \ \textit{ккал/ч}.$$

В этом случае, следовательно, полезная отдача тепла трубами в первом варианте по сравнению с третьим будет в размере

$$\Delta Q = 3\,834 - 280 = 3\,554 \ \textit{ккал/ч}.$$

Полученный результат говорит о явной нецелесообразности принятия третьего варианта.

Все рассмотренные выше показатели относятся к случаю, когда здание имеет высотное подполье. Последнее получается главным образом вследствие необходимости прокладки под полом различных трубопроводов и притом в первую очередь разводящих трубопроводов отопления, которые идут обычно по всему наружному периметру здания. Прокладка этих трубопроводов над полом первого этажа устраняет необходимость устройства высокого подполья под всей площадью здания, и тогда первый вариант с прокладкой обеих разводящих труб над полом первого этажа может иметь дополнительные преимущества.

Необходимо выяснить, использование каких поверхностей нагрева из существующих (труб или радиаторов) является более целесообразным с точки зрения перспективы. Сравнение тех и других приборов по отдаче ими тепла может быть произведено по формуле

$$S_{\text{к}} = \frac{S_{\text{м}}}{KF\Delta t},$$

где $S_{\text{к}}$ — стоимость поверхности нагрева, *коп/ккал*;

$S_{\text{м}}$ — стоимость поверхности нагрева того или иного прибора, руб.;

K — коэффициент теплоотдачи этого прибора, *ккал/м²·ч·град*;

F — поверхность нагрева прибора, *м²*;

Δt — разность температур поверхности нагрева прибора и окружающего его воздуха, °С.

Если подставить в приведенную выше формулу входящие в нее величины для радиаторов и труб, то можно получить следующий результат:

		Радиаторы	Трубы		
			½''	¾''	1''
Стоимость поверхности нагрева, *коп/ккал·ч*	Без рабочей силы	0,825	0,90	0,80	0,75
	С рабочей силой	0,934	1,14	1,00	0,92

Отсюда видно, что экономичность использования гладких труб в качестве нагревательных приборов почти такая же, как экономичность использования в качестве нагревательных приборов радиаторов.

Следует обратить внимание на то, что современные методы строительства жилых зданий сами по себе требуют иных форм монтажа и устройства систем отопления по сравнению с тем, что имелось в этой области до сего времени, поэтому всякого рода панельные системы отопления, изготовленные одновременно со стеновыми конструкциями жилых домов, будут находить в дальнейшем, видимо, все большее и большее применение.

Этому будет способствовать еще и то, что интенсивность теплоотдачи трубы в бетоне усиливается. Действительно, если рассмотреть две трубы — свободно расположенную и в бетоне, то теплоотдача той и другой труб может быть определена по формуле

$$q = \frac{2\pi(t_т - t_в)}{R_т + R_{ст} + R_б + R_в}, \qquad (10)$$

где q — отдача тепла 1 *м* трубы, *ккал/ч*;

$t_т$ — средняя температура теплоносителя, °С;

$t_в$ — температура окружающего воздуха, °С;

$R_т$ — сопротивление теплопереходу от теплоносителя к стенке трубы, *м·ч·град/ккал*;

$R_{ст}$ — сопротивление теплопроводности стенки трубы, *м·ч·град/ккал*;

$R_б$ — сопротивление теплопроводности бетона, *м·ч·град/ккал*;

$R_в$ — сопротивление теплопроводности от наружной поверхности к воздуху, *м·ч·град/ккал*.

Произведенные по формуле (10) расчеты приводят к следующим результатам:

	Толщина бетона, *см*			
	0	2	5	10
Теплоотдача на воздухе и в бетоне 1 $м^3$ трубы $\varnothing$ $^1/_2''$, *ккал/ч·м*	49,0	88,9	101,0	102,0
То же для $\varnothing$ $^3/_4''$	60,6	99,0	111,5	112,5

Отсюда видно, что при размещении трубы в бетоне теплоотдачу ее можно увеличить более чем в 2 раза.

Необходимо также отметить, что с точки зрения индустриальности изготовления панельные системы отопления несравненно удобнее открытой прокладки труб в жилых домах и установки в них под окнами чугунных радиаторов, тем более что в жилых домах в настоящее время почти исчезли и ниши под окнами, которые в известной мере укрывали располагаемые в них радиаторы.

С точки зрения применения однотрубных систем тепловых сетей использование в качестве нагревательных поверхностей гладких труб также является более благоприятным, поскольку применяемые в настоящее время радиаторы являются своего рода сборниками грязи — шлама, окалины и пр.

При устройстве панельных систем отопления еще не решены вопросы стыкования отдельных частей системы и проведения в последующем ремонтных работ.

4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ПЕРЕХОДЕ К ОДНОТРУБНЫМ ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

В настоящее время, как известно, наибольшее распространение в качестве систем отопления жилых зданий имеют двухтрубные и однотрубные системы водяного отопления, рассчитанные на температурный перепад 25° С (95—70).

Использование таких систем при применении однотрубных тепловых сетей в том виде, в каком они существуют в настоящее время, почти не представляется возможным.

Действительно, однотрубные системы отопления при присоединении их к однотрубным тепловым сетям смогли бы удовлетворительно работать только в том случае, если бы при эксплуатации их были сохранены те параметры теплоносителя, на которые они были рассчитаны.

Сохранить для однотрубных систем отопления начальную температуру воды применением соответствующего коэффициента смешения возможно, но сохранить на прежнем уровне температуру воды по выходе ее из систем отопления не представляется возможным, так как это привело бы к сокращению расхода сетевой воды в системе горячего водоснабжения и, следовательно, к образованию остатка сетевой воды. Для того чтобы остатка не было, необходимо было бы чрезмерное завышение начальной температуры воды в тепловых сетях, которое оказалось бы практически либо невозможным, либо нерентабельным; кроме того, не следует забывать, что повышение обратной температуры воды в системах отопления снижает расход сетевой воды в системах горячего водоснабжения.

Снижение конечной температуры воды в существующих системах отопления, даже в двухтрубных, при соответствующем повышении их начальной температуры невозможно, так как это привело бы к резкой вертикальной разрегулировке их.

Поэтому представляется, что присоединение к однотрубным тепловым сетям существующих систем отопления как двухтрубных, так и однотрубных возможно будет осуществлять только при посредстве установки в них на каждом нагревательном приборе автоматически действующих регулировочных кранов, разработка которых ведется в настоящее время рядом различных организаций.

Чтобы судить о том, как будет работать однотрубная система отопления при условии оборудования всех нагревательных приборов автоматическими регулировочными кранами, целесообразно рассмотреть режим работы в таких условиях одного стояка однотрубной системы.

Прежде всего необходимо проверить, поскольку температура воды в стояке может быть значительно повышена, не будут ли верхние комнаты перегреваться

и при выключенных нагревательных приборах, когда тепло в помещение может поступать только от труб (стояки и подводки). В этих условиях поступление тепла в помещение может быть определено по формуле

$$Q_{тр} = Kf_{тр}(t_1 - t_в)$$

при $K = 12$; при диаметре стояка $1^1/_4''$ и его длине 2,5 *м* $f_{тр} = 0{,}6$ *м*^{2}; $t_1 = 110°$ С и $t_в = 18°$ С $Q_{тр} = 663$ *ккал/ч*.

Полученный результат показывает, что даже в том случае, когда диаметр стояка будет иметь размер 42 *мм* ($1^1/_4''$) и температура поступающей в него воды будет поднята до 110° С, теплоотдача всех труб в помещении не сможет обеспечить потребности в тепле обогреваемых ими помещений, особенно при расположении этих помещений в верхних этажах, которые всегда имеют дополнительные потери тепла через потолочное перекрытие.

При работе нагревательного прибора самого верхнего этажа и всех последующих за ним будет происходить следующее.

Теплоотдача каждого из нагревательных приборов однотрубного стояка будет определяться разностью между средней температурой нагревательного прибора и температурой окружающего его воздуха:

$$\Delta T = 0{,}5(t_1 + t_2 - 2t_в).$$

При изменении в стояке температуры воды и ее расхода, если при этом пренебречь изменением коэффициента теплопередачи, разность температур будет

$$\Delta T' = 0{,}5(2t_1' - \Delta t n^{-1} - 2t_{в1}),$$

где Δt — расчетное охлаждение воды в нагревательном приборе, °С;

ΔT — средняя разность температур прибора и окружающего его воздуха, °С;

t_1 и t_2 — температура воды на входе и выходе из нагревательного прибора каждого этажа, °С;

n — уменьшение расхода воды в системе.

При пяти этажах и проточной системе отопления для прибора верхнего (пятого) этажа

$$t_1 = 95^\circ\,\text{C};\ t_2 = 90^\circ\,\text{C};\ \Delta t = 5^\circ\,\text{C};\ t_в = 18^\circ\,\text{C},$$

в соответствии с чем

$$\Delta T = 74{,}5^\circ\,\text{C}.$$

При присоединении данной системы отопления к однотрубной системе тепловых сетей с расчетными параметрами теплоносителя

$$t_1 = 110^\circ\,\text{C};\ t_к = 50^\circ\,\text{C}\ \text{и}\ n = 0{,}42$$

измененная средняя разность температур прибора и воздуха будет

$$\Delta T' = 86^\circ\,\text{C}.$$

Полученный результат показывает, что в случае присоединения данной системы отопления к однотрубным тепловым сетям при указанных выше расчетных параметрах средняя разность температур приборов верхнего этажа и окружающего его воздуха возрастает на 11,5° С. Повышенная теплоотдача такого прибора приведет к повышению температуры помещения, в результате чего он будет выключен автоматом.

В рассматриваемом режиме, т. е. когда в работе будут находиться все нагревательные приборы, последний прибор стояка, расположенный в первом этаже, будет иметь следующие параметры: $t_1 = 75^\circ\,\text{C}$; $t_2 = 70^\circ\,\text{C}$; $t_1' = 62^\circ\,\text{C}$; $\Delta t = 5^\circ\,\text{C}$. В этом случае $\Delta T = 54{,}5^\circ\,\text{C}$ и $\Delta T' = 38^\circ\,\text{C}$.

Итак, средняя разность температур последних нагревательных приборов, расположенных в первом этаже, и окружающего этот прибор воздуха снизилась по сравнению с расчетными условиями на 12,5° С; следовательно, в этом помещении снизится ниже расчетной температуры и его внутренняя температура.

Аналогичным образом можно узнать величину средней разности температур нагревательного прибора и окружающего его воздуха и для других приборов рассматриваемого стояка, расположенных в других этажах.

Результаты таких расчетов при всех включенных нагревательных приборах приведены ниже.

Номера этажей	V	IV	III	II	I
Температура воды, поступающей в прибор, t_1, °С	95	90	85	80	75
Температура воды после прибора t_2, °С	90	85	80	75	70
Средняя расчетная разность температур ΔT, °С	74,5	69,5	64,5	59,5	54,5
Температура воды, поступающей в прибор, t_1', °С	110	98	86	74	62
Температура воды после прибора t_2', °С	98	86	74	62	50
Средняя разность температур $\Delta T'$, °С	86	74	62	50	38

Наиболее перегревающимся при работе всех нагревательных приборов будет прибор самого верхнего (пятого) этажа и наиболее недогревающимся — прибор самого нижнего (первого) этажа. Все остальные приборы в средних этажах занимают промежуточное положение. Прибор среднего (третьего) этажа имеет температуру на 2,5° С ниже расчетной; это объясняется тем, что в измененных условиях средняя температура теплоносителя принята несколько ниже (80° С) расчетной (82,5° С).

Поскольку в рассмотренном режиме средняя разность температур получает наибольшее превышение по сравнению с расчетной в приборе верхнего (пятого) этажа, именно этот прибор должен будет выключаться автоматическим регулятором в первую очередь.

В результате такого выключения прибора пятого этажа вся шкала показателей снизится на один этаж. Во второй стадии наиболее перегревающимся уже окажется прибор четвертого этажа и т. д. В свою очередь недогрев приборов второго и первого этажей сократится, а прибор третьего этажа из категории недогревающихся перейдет в категорию перегревающихся.

Последним в категорию перегревающихся перейдет, очевидно, прибор первого этажа. Температура воды после прибора первого этажа, для того чтобы он стал перегреваться, должна быть выше расчетной температуры (70° С). Отсюда можно сделать вывод: чтобы все здание имело в среднем расчетную температуру, средняя температура воды после системы в целом не может

быть равна 50° С, как это было принято в задании. Такой же результат, очевидно, будет при работе с автоматическими регуляторами двухтрубной системы водяного отопления, поскольку такие системы отопления будут вынуждены всегда работать с частично выключенными нагревательными приборами, а остальные нагревательные приборы должны будут работать с более высокой средней температурой.

При присоединении к однотрубным тепловым сетям существующих систем водяного отопления количество включенных и выключенных нагревательных приборов, так же как и температура воды, поступающей после системы отопления, будет зависеть от расхода воды в системе отопления и от начальной ее температуры и с некоторым приближением может быть определена теоретически решением следующих уравнений:

$$\frac{t'_в - t'_н}{t_в - t_н} = \frac{F'(t'_1 + t'_2 - 2t'_в)}{F(t_1 + t_2 - 2t_в)} = \frac{G'(t'_1 - t'_2)}{G(t_1 - t_2)}, \qquad (11)$$

где F и F' — расчетная поверхрость нагрева отопительных приборов и остающаяся в работе при повышении начальной температуры воды, $м^2$.

Все буквенные обозначения без штрихов относятся к основному расчетному режиму для данной системы, со штрихами — к измененному.

В приведенных уравнениях неизвестными являются одновременно работающая часть нагревательных приборов и температура воды по выходе ее из системы отопления. При сохранении расхода воды в системе отопления постоянным поставленная задача определения числа работающих и выключенных нагревательных приборов решается весьма просто.

Так, например, для обычных расчетных условий можно принять:

$$t_в = t'_в = 18°\,С;\ t_н = t'_н = -30°\,С;\ t_1 = 95°\,С;$$

$$t_2 = 70°\,С \text{ при } G' = G.$$

В этом случае уравнение (11) после простейших преобразований принимает вид:

$$\left.\begin{aligned} m(t'_1 + t'_2 - 36) &= 129; \\ t'_1 - t'_2 &= 25, \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

где m — доля нагревательных приборов, находящихся в работе.

При $t_1' = 100°\text{C}$ $t_2' = 75°\text{C}$ и $m \approx 0{,}91$;

при $t_1' = 110°\text{C}$ $t_2' = 85°\text{C}$ и $m = 0{,}81$.

В первом случае оказываются выключенными 9% нагревательных приборов, во втором — 19%.

Полученный результат показывает, что при сохранении расхода воды в системе отопления постоянным температура воды после нее растет, что не является благоприятным фактором для однотрубных систем тепловых сетей, так же как и сохранение постоянного (расчетного) расхода воды.

Для переменного расхода воды в системе отопления приведенная выше система уравнений становится неопределенной, так как при одной и той же начальной температуре может быть принят разный расход воды и в этом случае может быть получено и разное количество одновременно работающих нагревательных приборов. Следовательно, в этом случае необходимо введение дополнительных данных.

Этими дополнительными условиями могут быть: начальные и конечные температуры воды в системах отопления, количество одновременно работающих нагревательных приборов или расход воды в них.

Так, например, если принять, что число одновременно работающих нагревательных приборов должно быть не менее 90% (отклонение только 10%) и конечная температура воды в системах отопления должна быть не выше 60° С, то приведенные выше уравнения дают возможность определить требуемую начальную температуру воды в системе отопления и ее расход.

Если подставить принятые данные в уравнение (12), то получим: $0{,}9(t_1'+24) = 129$; $n(t_1'-60) = 25$, откуда нетрудно определить $t_1' = 119{,}3°\text{C}$ и $n = 0{,}42$.

Полученный результат показывает, что для получения заданных условий необходимо поднять начальную температуру воды в системе отопления в расчетных условиях до 119,3° С и сократить ее расход до 42%; температурный перепад воды в приборе в этом случае будет равен 59,3° С. Возможность получения в нагревательных приборах тех или иных температурных пе-

репадов при установке на них автоматических регуляторов должны установить соответствующие испытания. Задача при этом будет заключаться в том, каким образом можно в этих системах снизить удельный расход воды, чтобы он мог быть возможно больше приближен к удельному расходу воды в системах горячего водоснабжения. Естественно, конечно, что этот вопрос должен быть подвергнут в дальнейшем дополнительному исследованию.

В настоящем разделе необходимо остановиться еще на одном положении. В последние годы расчетная наружная температура систем отопления для всех городов несколько повышена. В частности, для Московского района с —30 до —26° С. Это положение дает возможность при переводе систем отопления, рассчитанных на более низкую наружную температуру, на новый температурный график с более высокой температурой наружного воздуха сократить в них несколько расход воды и понизить ее температуру на выходе из системы отопления.

Новые параметры таких систем отопления могут быть определены решением приведенных выше уравнений (11), в которых предварительно должен быть определен для новых условий излишек установленной поверхности нагрева отопительных приборов:

$$F' = F \frac{t_{в1} - t'_{н}}{t_{в} - t_{н}}.$$

Если в этом равенстве принять: $t_{в} = 18°$ С; $t_{н} = -26°$ С и $t'_{н} = -30°$ С, то $F' = 1{,}10F$.

Полученный результат показывает, что в новых расчетных условиях 10% поверхности нагрева нагревательных приборов оказывается в избытке. Если к этому добавить, что, кроме того, каждая система имела не менее 10% избытков, то в приведенных выше уравнениях (11) следует принять: $t_{в} = t'_{в} = 18°$ С; $t_{н} = t'_{н} = -26°$ С; $F' = 1{,}2F$; $t_1 = t'_1 = 95°$ С; $t_2 = 70°$ С.

В этом случае уравнения (11) принимают вид:

$$1{,}29 = 1{,}2\,(59 + t'_2);$$

$$25 = n\,(95 - t'_2),$$

где n — необходимое изменение расхода воды в системе отопления в новых условиях ее работы.

Отсюда $t_2' = 48{,}5°$ С и $n = 0{,}54$, т. е. в новых расчетных условиях системы отопления, рассчитанные на прежние, более низкие расчетные температуры, требуют расхода воды и ее температуры на выходе, как при работе их в условиях применения однотрубных систем тепловых сетей.

Фактическая работа их на таких параметрах воды возможна только при установке на всех нагревательных приборах либо автоматических регулировочных кранов, либо кранов повышенного сопротивления Академии коммунального хозяйства (краны АКХ).

Проведенный анализ показывает, что как двухтрубные, так и однотрубные системы водяного отопления могут присоединяться и работать в однотрубной системе тепловых сетей, если все нагревательные приборы будут снабжены автоматическими регуляторами. При присоединении таких систем к однотрубным тепловым сетям расход воды в них или ее расчетные параметры должны быть более высокими по сравнению с системами, всегда работающими с полным количеством нагревательных приборов.

К изложенному следует добавить, что если рассмотреть температурный график (даже теоретический), то можно увидеть, что температура воды на выходе из систем отопления выше 50° С соответствует лишь самым холодным дням отопительного сезона; фактическая же температура обратной воды обычно бывает ниже теоретической, снижая тем самым количество дней, при которых эта температура будет выше 50° С. Известно также, что многие тепловые сети работают с так называемой «срезкой» графика температур при наиболее низких температурах наружного воздуха; можно, наконец, снять изоляцию с обратных разводящих труб систем отопления. Все это вместе взятое приведет к тому, что и существующие системы с той или иной их переделкой можно будет приспособить к работе по температурному графику однотрубных схем тепловых сетей.

Однако наилучшее решение, очевидно, может быть получено все же при применении описанной ранее одно-

трубной системы отопления с нижней разводкой магистралей, дополнительно к тому же оборудованной автоматическими регуляторами у нагревательных приборов.

5. СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Способ присоединения к однотрубным тепловым сетям абонентских систем отопления и систем горячего водоснабжения в основном будет зависеть от того, где и как предполагается использовать воду после прохождения ею систем отопления.

Вода, поступающая в тепловые сети, как правило, подвергается термической обработке и фильтрации для удаления из нее солей жесткости. По существу получается, что к потребителям эта вода поступает, во-первых, как бы предварительно прокипяченной и, во-вторых, умягченной, что делает ее не только более приемлемой для употребления в качестве питьевой воды, но даже и более здоровой.

Следовательно, сетевая вода после прохождения ею системы отопления могла бы быть использована даже в городском водопроводе как питьевая. Несколько более высокая температура ее по сравнению с обычной водопроводной водой, как указывалось выше, в зимний период могла бы быть только целесообразной.

Принимая во внимание, что емкость 1 $м^2$ поверхности нагрева радиаторов колеблется в пределах от 4,4 до 5,3 $л$, обмен воды в них при норме расхода воды на жителя в системе горячего водоснабжения 100 $л$ происходит по крайней мере 10 раз в сутки; следовательно, вода после систем отопления не может быть грязной. В этом случае необходима была бы лишь промывка систем отопления и в особенности радиаторов, являющихся отстойниками грязи, в начале отопительного периода после застоя в них воды за лето. Когда же распространение получат панельные системы отопления и подобные им с прямым протоком воды по трубам, отпадет необходимость и в этом.

Самой простой схемой присоединения в однотрубной системе тепловых сетей абонентских систем отопления и систем горячего водоснабжения была бы схе-

ма *I* (рис. 6), в которой предполагается, что остаток воды тепловых сетей; если он будет получаться, поступает непосредственно в холодный городской водопровод.

Ранее отмечалось, что электростанция, увеличивая или уменьшая расход воды в системах отопления, всегда может регулировать и температуру воды на выходе из этих систем. Как правило, температура этой воды

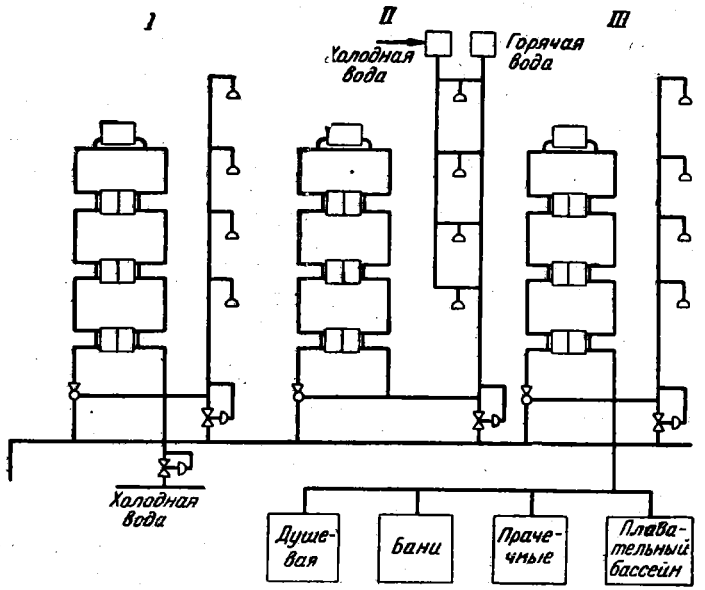


Рис. 6. Схемы присоединения систем горячего водоснабжения к однотрубным тепловым сетям.

легко может поддерживаться в среднем на уровне около 30—35° С.

Так как давление в водопроводной сети может колебаться, при такой схеме присоединения потребуется установка в месте присоединения регулирующего клапана с регулировкой давления до себя, что обеспечит правильную работу системы отопления.

На стыке соединения обратного трубопровода системы отопления с подающим теплопроводом тепловых сетей должен стоять, как это показано на схеме, автоматически действующий регулятор, поддерживающий

температуру воды в системе горячего водоснабжения на заданном уровне.

Способ присоединения к тепловым сетям абонентской системы горячего водоснабжения, при котором исключается соединение ее с городским водопроводом, используемым для питья, показан на схеме *II* (рис. 6). В этой схеме бак горячей воды заполняется в соответствии с требованием норм по горячему водоснабжению водой с температурой 60° С и затем вода идет на смешение с водопроводной водой в разбор с такой температурой, какая оказывается необходимой для ее употребления.

Схема *III* представляет собой схему присоединения таких абонентов, которые не могут израсходовать на свои нужды горячего водоснабжения всю воду, прошедшую систему отопления.

Как видно из схем на рис. 6, эта вода может быть направлена к таким объектам потребления горячей воды, как бани, прачечные, душевые павильоны и пр. Использование остатков этой воды в таких предприятиях, естественно, потребует прокладки соответствующих трубопроводов и, возможно, даже относительно разветвленной сети трубопроводов. Однако сравнить их с сетью обратных труб тепловых сетей, разумеется, невозможно.

Во-первых, количество таких трубопроводов будет ограничено; расход воды в них также будет во много раз меньше, чем это имеет место в обратных трубах тепловых сетей; во-вторых, условия прокладки их будут значительно облегчены по сравнению с условиями прокладки обычных теплопроводов тепловых сетей. Эти трубы не будут нуждаться в тепловой изоляции их поверхности, поскольку температура воды в них будет не выше 30° С; почти отсутствует надобность установки на них и какой-либо арматуры. По существу это будут сливные трубы.

Все три описанные и показанные на рис. 6 схемы в полной мере удовлетворяют требованиям подачи воды в систему горячего водоснабжения с температурой 60—65° С; однако все они лишают возможности использовать в системе горячего водоснабжения воду, выходящую из системы отопления с более низкой температурой, чем 60—65° С. Фактически это приводит к тому,

что при таких схемах присоединения к тепловым сетям абонентских систем горячего водоснабжения через абонентские системы отопления нельзя пропустить даже и то количество воды, которое положено по нормам, так как часть воды в этих схемах должна браться непосредственно из тепловых сетей для доведения температуры воды в системе горячего водоснабжения до требуемой нормали.

Поскольку только небольшая часть бытовых нужд фактически требует температуры воды порядка 65° С, область применения однотрубных систем тепловых сетей была бы в известной мере сужена. Кроме того, были бы несколько понижены в таких системах и их энергетические показатели, так как они снижали бы выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

В целях расширения области применения однотрубных систем тепловых сетей и улучшения их энергетических показателей была разработана еще одна схема (рис. 7) присоединения систем горячего водоснабжения в однотрубных системах тепловых сетей, при которой было бы возможно для процессов, требующих более низкой температуры, использовать воду непосредственно по выходе ее из систем отопления.

Как видно из схемы, вода из системы отопления направляется непосредственно к водоразборным кранам и в резервный бак горячей воды, который следует считать необходимым, как и в других схемах, для более устойчивой работы системы отопления. Кроме этой трубы, к водоразборным кранам подводится труба с требуемой нормами температурой воды 65° С. Эта температура обеспечивается смешением воды, поступающей из систем отопления, с водой, поступающей непосредственно из тепловых сетей. На соединении этих двух потоков воды предусматривается установка автоматического регулятора, который будет обеспечивать подачу воды в эту линию с температурой, требуемой нормами. Эта схема дает возможность получить в разборном кране воду любой температуры в пределах от 30—40 до 70° С.

Чтобы иметь в точках водоразбора и холодную воду, к водоразборному крану должен подводиться холодный водопровод. В этих случаях в точках разбора горячей воды целесообразно устанавливать трехходо-

вой смесительный кран, который должен позволить потребителям получать воду любой температуры в пределах температуры холодной воды (4÷10° С) до максимальной температуры горячей воды (60—70° С).

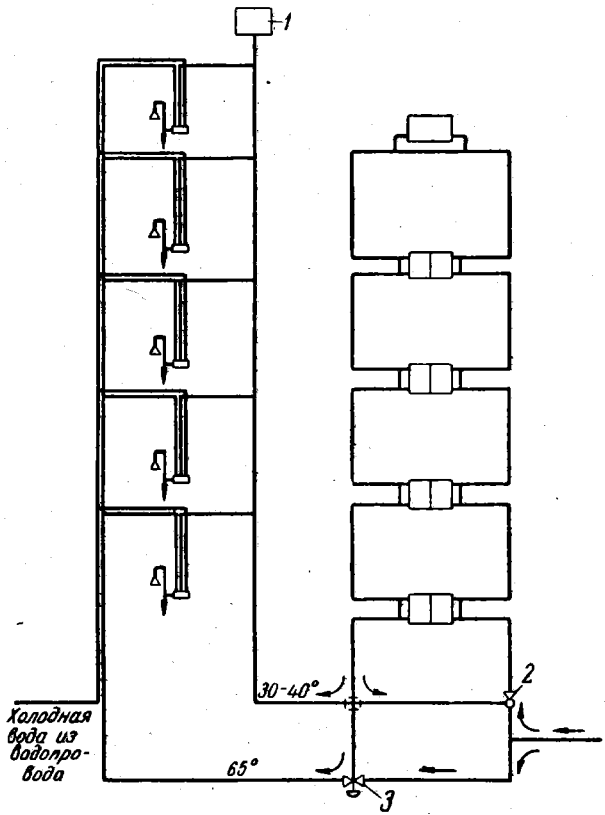


Рис. 7. Схема присоединения к однотрубным тепловым сетям систем отопления и горячего водоснабжения с двумя параметрами горячей воды.

1 — бак горячей воды; *2* — элеватор; *3* — регулятор.

Надо полагать, что эта схема присоединения систем горячего водоснабжения к однотрубным тепловым сетям может найти применение, особенно в более северных районах страны.

Описанная схема имеет недостатки. Поскольку расход воды с температурой 65° С незначителен (5—

10 *л/чел · сутки*), а система трубопроводов, обеспечивающая потребителям подачу такой воды, — тупиковая, вода в них будет сильно выстывать, что соответственно приведет к большому сливу ее; устраивать же эту систему с постоянной циркуляцией воды в ней явно нецелесообразно.

В свете изложенного может оказаться более целесообразным вариант получения горячей воды (60—65° С) в системе горячего водоснабжения не по специальным трубопроводам, а догревом ее в специальных электроводонагревателях (рис. 8).

В этом случае вода с температурой порядка 40—45° С из общей системы горячего водоснабжения будет поступать в электронагреватель, в котором она будет догреваться до нужной потребителю температуры (60—65° С).

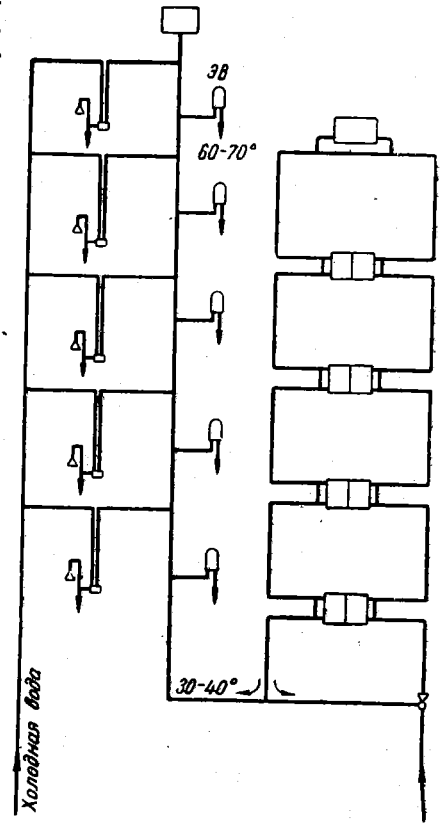


Рис. 8. Схема присоединения к однотрубным тепловым сетям систем отопления и горячего водоснабжения с электродогревом горячей воды.

ЭВ — электроводоподогреватели.

При применении такой схемы можно считать, что потребитель в месяц будет расходовать на приготовление этой воды следующее количество электроэнергии:

$$Э = \frac{(50 \div 10)\cdot(60 - 40)\cdot 30}{800\cdot 0{,}95} = 4{,}0 \div 8{,}0 \ квт\cdot ч/чел.$$

Полученный результат показывает, что даже при современной стоимости электроэнергии (4 *коп/квт · ч*)

этот расход для населения не может быть обременительным, в соответствии с чем данная схема, видимо, будет предпочтительнее всех предыдущих.

Следует еще иметь в виду, что в современных условиях имеет место расход горячей воды повышенной температуры на стирку белья, однако этот процесс не может быть обеспечен и водой с температурой 60—65° С; кроме того, при все возрастающем охвате населения прачечными и при усовершенствовании технологического процесса стирки белья в прачечных можно предполагать, что стирка белья «на дому» со временем себя изживет.

Во всех описанных выше схемах не показаны и не проработаны еще конструктивные детали — регулировочная и запорная арматура, циркуляционные трубопроводы и пр.

При анализе режима работы однотрубных тепловых сетей весьма важным является выбор способа присоединения к ним отдельных потребителей.

Всегда может оказаться возможным при конкретном проектировании однотрубных тепловых сетей, что среди большинства объектов, потребляющих воду на горячее водоснабжение, окажутся какие-то отдельные объекты, которые будут потреблять горячую воду в небольшом количестве или даже совершенно не будут потреблять ее.

В рассмотренных выше схемах присоединения было указано, что вода от таких объектов, если они небольшие, может направляться в соседние объекты, а если большие, — то в бани, прачечные, душевые павильоны и т. п.

В том случае, однако, когда подобных объектов в относительной близости не окажется, во избежание прокладки сливных трубопроводов большой протяженности может оказаться вполне целесообразным использованную в системах отопления таких объектов воду направить вновь в тот же однотрубный теплопровод, из которого она и была взята.

Возврат в такой теплопровод использованной уже в системе отопления воды, естественно, несколько снизит в нем температуру воды. Однако это обстоятельство для последующих абонентов большого значения иметь не будет, так как оно вполне может быть компен-

сировано соответствующим снижением у них коэффициента смешения. Такое понижение коэффициента смешения фактически уже имеет место в протяженных двухтрубных тепловых сетях при значительном падении в них температуры теплоносителя.

Требуемое в этом случае уменьшение коэффициента смешения, которое должно быть принято по среднесуточному расходу воды, может быть найдено из равенства

$$u' = \frac{t_c - \Delta t - t_1}{t_1 - t_2}, \qquad (13)$$

где u' — искомый коэффициент смешения;

t_c — расчетная температура воды в подающих трубах тепловых сетей (для данного $t_н$), °С;

t_1 и t_2 — расчетные температуры воды в подающих и обратных трубах системы отопления, °С;

Δt — снижение температуры воды в подающих трубах тепловых сетей (среднесуточное), °С.

В уравнении (13) вместо расчетных температур воды в тепловых сетях и системах отопления могут быть приняты и любые другие их значения, для которых найдено снижение температуры воды в тепловых сетях.

Так, например, если бы при проведении измерений температуры воды в тепловых сетях, работающих по температурному графику с максимальной температурой воды 150° С, оказалось, что у какого-либо абонента эта температура (вследствие смешения этой воды с обратной водой из системы отопления) снизилась со 100 до 95° С, то для нормальной работы всех последующих систем отопления их коэффициент смешения должен был бы быть уменьшен. Размер этого уменьшения может быть найден следующим образом.

Например, по температурному графику 150° С для средней полосы (рис. 9) температура воды в тепловых сетях 100° С соответствует примерно наружной температуре —11° С. При этой наружной температуре в системе отопления, работающей по графику 110—50° С, в подающих трубах вода должна иметь температуру 76° С и в обратных —41° С. Новый (измененный) коэффициент смешения в этом случае должен быть

$$u' = \frac{100 - 5 - 76}{76 - 41} = 0{,}54$$

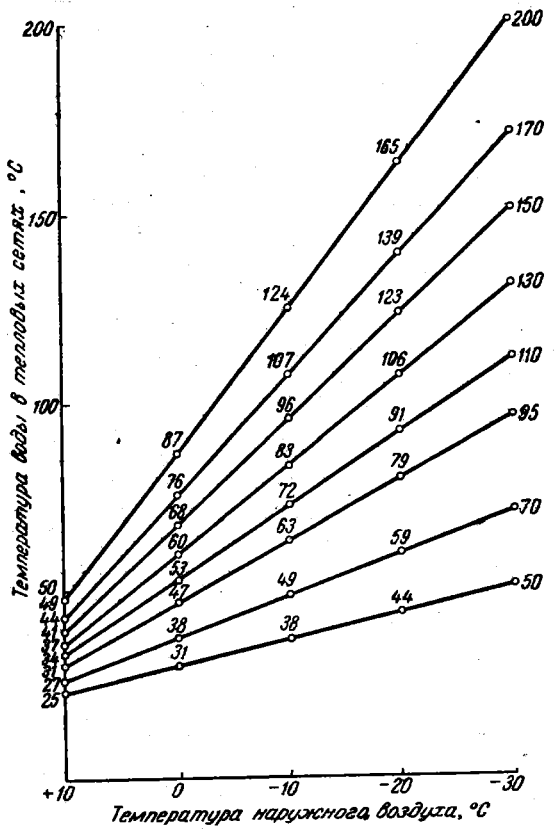


Рис. 9. Температурные графики однотрубных тепловых сетей.

вместо требующегося при заданном температурном графике расчетного коэффициента смешения, равного

$$u = \frac{150 - 110}{110 - 50} = 0{,}67.$$

Уменьшение на вводе коэффициента смешения по сравнению с расчетным требует подачи абоненту повышенного расхода воды, который может быть найден решением следующего равенства:

$$G_c \Delta t_c = G'_c \Delta t'_c,$$

где G_c и Δt_c — расход сетевой воды и ее температурный перепад при расчетных условиях;

G'_c и $\Delta t'_c$ — искомый расход воды и ее температурный перепад.

Если принять $G'_c = nG_c$, то искомый коэффициент изменения расхода воды будет определяться следующим выражением:

$$n = \frac{\Delta t_c}{\Delta t'_c}.$$

В приведенном выше примере $\Delta t_c = 100 - 41 = 59°\text{C}$;

$$\Delta t'_c = 95 - 41 = 54°\text{C}.$$

В этом случае $n = \frac{59}{54} \approx 1{,}09$; следовательно, в рассматриваемом примере при понижении температуры теплоносителя на 5°С необходимо снизить коэффициент сме ния с 0,67 до 0,54 и увеличить расход сетевой воды на 9%.

Та же задача может быть решена и без изменения коэффициента смешения, но при большем увеличении расхода сетевой воды.

В этом случае требуемое увеличение расхода воды может быть найдено решением следующей системы уравнений:

$$G_c(t_c - t_2) = G'_c(t'_c - t'_2);$$

$$0{,}5t_{cp}(u+1) = t'_c + (2u+1)t'_2.$$

Здесь второе уравнение выведено из формулы, определяющей среднюю температуру нагревательного прибора, и формулы, определяющей коэффициент смешения.

Решение этих уравнений в отношении коэффициента изменения расхода воды дает:

$$n = \frac{(t_c - t_2)(2u+1)}{2ut'_c - 0{,}5t_{cp}(u+1)}.$$

В приведенном выше примере: $t_c = 100°\text{C}$; $t_2 = 41°\text{C}$;

$$u = 0{,}67;\ t'_c = 95°\text{C};\ t_{cp} = 58{,}5°\text{C}.$$

В этом случае $n = 1{,}76$.

Полученный результат показывает, что при понижении температуры теплоносителя и сохранении коэффициента смешения неизменным удовлетворение абонента необходимым количеством тепла может быть получено значительно бо́льшим увеличением расхода воды по сравнению с первым вариантом, при котором коэффициент смешения изменялся.

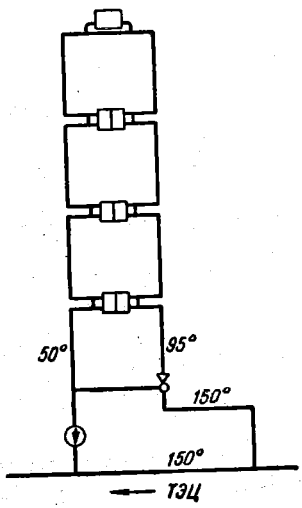


Рис. 10. Схема присоединения систем отопления к однотрубным тепловым сетям при отсутствии в них горячего водоснабжения с элеватором и насосом.

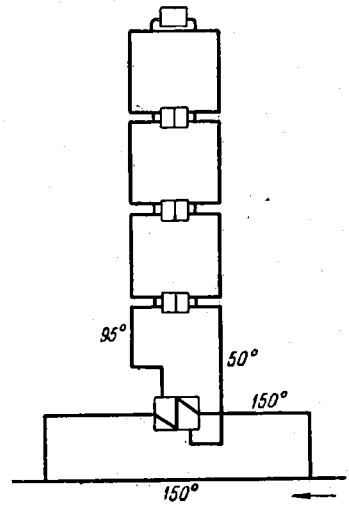


Рис. 11. Схема присоединения систем отопления к однотрубным тепловым сетям при отсутствии в них горячего водоснабжения через водоводяной подогреватель.

Во втором варианте по полученному результату требуется увеличение расхода сетевой воды в размере 76%, тогда как в первом варианте это увеличение расхода сетевой воды было равно 9%. Совершенно очевидно, что второй вариант без изменения коэффициента смешения может быть использован в весьма редких случаях.

Так как давление в тепловых сетях всегда будет больше, чем в системах отопления, возврат в них использованной для отопления зданий воды сможет быть выполнен, как это показано на схемах рис. 10 и 11,

в двух вариантах. По первому варианту вода подается обратно в сеть посредством насоса, по второму — она нагревает воду в системе отопления в замкнутом подогревателе, в соответствии с чем может быть возвращена в сеть и без насоса.

Какой из этих вариантов и в каких случаях целесообразно применять, зависит от местных условий. Второй вариант, как несколько более дорогой по первоначальным затратам, но более простой в эксплуатации, скорее может быть применен у мелких абонентов, а первый — у более крупных.

Возможен, однако, и такой случай, когда тот или другой абонент будет потреблять в системе горячего водоснабжения воду, однако это потребление окажется недостаточным, чтобы удовлетворить его потребность в отоплении здания. Так как пределы регулирования расхода воды в системе отопления, в особенности в сторону ее уменьшения, в известной степени ограничены, схема присоединения таких объектов также должна быть отличной от ранее рассмотренных.

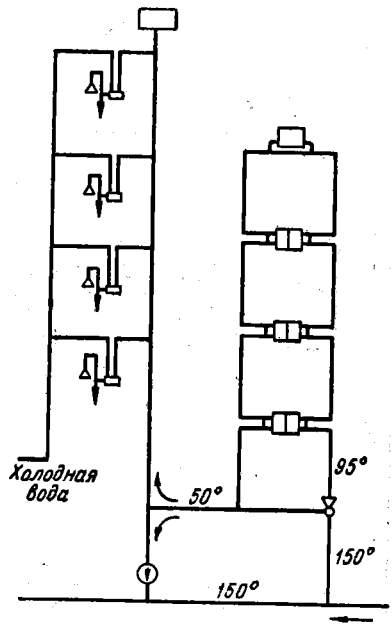


Рис. 12. Элеваторно-насосная схема присоединения систем отопления и горячего водоснабжения к однотрубным тепловым сетям.

В схемах рис. 12—14 показаны три способа присоединения таких абонентов.

В схеме рис. 12 остаток неиспользованной в системе горячего водоснабжения воды возвращается в тепловую сеть насосом.

В схеме рис. 13 вода для отопления нагревается в водяном подогревателе и тем самым совершенно изолирована от тепловых сетей. После водоводяного подо-

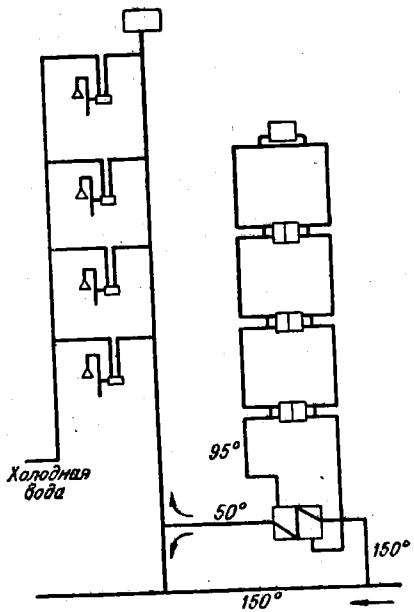


Рис. 13. Присоединение систем отопления и горячего водоснабжения к однотрубным тепловым сетям через водоводяной подогреватель.

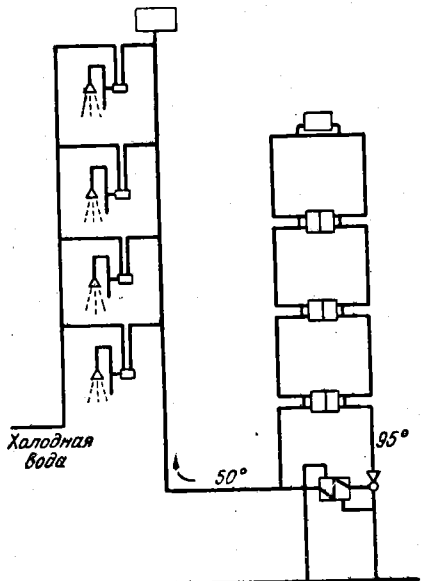


Рис. 14. Присоединение к однотрубным тепловым сетям систем отопления и горячего водоснабжения при расположении подогревателя на перемычке.

гревателя вода поступает в систему горячего водоснабжения, а неиспользованный ее остаток возвращается в тепловую сеть.

В схеме рис. 14 для уменьшения поверхности нагрева водоводяного подогревателя часть воды в размере ее расхода в системе горячего водоснабжения подается из тепловых сетей в систему отопления через элеватор, остальная же ее часть — в водоводяной подогреватель, из которого она после отдачи своего тепла обратной воде из системы отопления (самотеком, без насоса) возвращается в тепловую сеть. Как видно из схемы, водоводяной подогреватель включается в этом случае в перемычку системы отопления.

В последней схеме следует обратить внимание на то, что в элеватор поступает только часть сетевой воды, поскольку какое-то количество этой воды направляется еще и в водоводяной подогреватель. Это приведет к тому, что элеватор в этой схеме будет работать в более тяжелых условиях по сравнению с ранее рассмотренными схемами, тем более что и гидравлическое сопротивление такой схемы будет увеличенным за счет дополнительного сопротивления самого подогревателя. Получающийся при этом коэффициент смешения можно определить из следующего равенства, в котором для упрощения температура греющей воды после подогревателя принимается равной температуре воды после системы отопления:

$$G_c(t_c - t_2) = G_o(t_1 - t_2). \qquad (14)$$

В этом равенстве определение величины коэффициента смешения дает возможность произвести следующую замену:

$$G_o = n(u' + 1)\,G_c, \qquad (15)$$

где n — коэффициент, определяющий долю расхода сетевой воды, поступающей в систему отопления.

После решения уравнений (14) и (15) получаем:

$$G_c(t_c - t_2) = n(u' + 1)\,G_c(t_1 - t_2);$$

$$u' = \frac{t_c - n(t_1 - t_2) - t_2}{n(t_1 - t_2)}.$$

Если принять расчетные показатели системы следующими: $t_c = 150°\text{C}$; $t_1 = 110°\text{C}$ и $t_2 = 50°\text{C}$, при которых

коэффициент смешения получается равным 0,67, то при $n=0{,}75$; 0,50 и 0,25 соответственно $u'=1{,}2$; 2,3 и 5,67.

Полученный результат показывает, что при увеличении количества сетевой воды, направляемой в подогреватель, и соответственном уменьшении ее в элеваторе коэффициент смешения в элеваторном узле быстро повышается, т. е. применение рассматриваемой схемы присоединения целесообразно только при направлении в подогреватель относительно небольшого количества (<50%) сетевой воды.

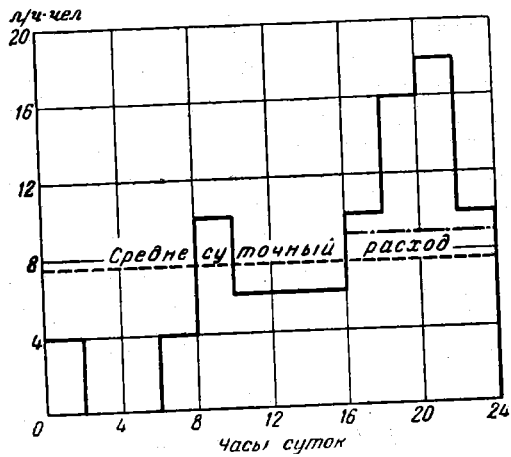


Рис. 15. Суточный график потребления горячей воды жилыми домами.

В схемах присоединения к однотрубным тепловым сетям системы горячего водоснабжения (см. рис. 6 и 7) предусматривается наличие в этой системе бака-аккумулятора (открытого бака) горячей воды, поскольку график расхода этой воды может не совпадать с расходом воды в системе отопления. Для выяснения возможных размеров этого бака представляется целесообразным рассмотреть этот вопрос несколько подробнее. На рис. 15 показан суточный график потребления жилым зданием горячей воды, отнесенный к расходу воды на 1 чел. и предусматривающий достаточно большое суточное поступление воды в него (180 *л/чел·сутки*).

Как видно из графика, потребление этой воды крайне неравномерно: нулевой расход воды — в ночные часы и резко выраженный максимум расхода, превышающий более чем 2 раза среднесуточный расход, — в вечерние часы.

Расчет емкости бака-аккумулятора, предназначаемого для поглощения провалов потребления, показывает, что эта емкость должна определяться в размере 48 *л/чел* (4,8 $м^3$ на 100 чел., или на 5000 $м^3$ здания), если система работает в течение суток равномерно.

Если размер поступления воды в систему отопления, как это показано на графике, в ночные часы будет сокращен хотя бы на 20%, а в вечерние часы соответственно на 20% увеличен, то требуемая емкость аккумулятора сокращается на 33,5%, или соответственно до 32 *л/чел.* Требуемая емкость аккумулятора будет сокращаться, если расход воды системами горячего водоснабжения будет ниже указанного выше расхода (180 *л*).

Полученный результат показывает, что емкости баков-аккумуляторов получаются умеренными и при практическом их осуществлении не могут встретить каких-либо затруднений. Вместе с тем наличие их в системе придает ей определенную гибкость и маневренность.

При этом, естественно, может возникнуть предположение, что расход металла, необходимого для устройства этих баков, поглотит экономию его, получающуюся при применении однотрубных тепловых сетей.

Однако установка баков-аккумуляторов в системах горячего водоснабжения признается необходимой многими организациями по ряду соображений: уменьшение мощности котельной и водоподготовительных устройств, уменьшение диаметров теплопроводов, сокращение расхода электроэнергии сетевыми насосами и пр. Из всех перечисленных соображений самым существенным является, конечно, уменьшение мощности котельной. Во всех подобных случаях именно уменьшение мощности котельной всегда диктовало целесообразность установки аккумуляторов.

Если принять далее с некоторым запасом емкость аккумулятора в размере 40 *л/чел*, то на здание с населением 200 чел. потребуется установка бака емкостью

8 $м^3$. Этот размер получается при высоком удельном расходе воды в системе горячего водоснабжения (180 *л/чел · сутки*).

Удельные затраты металла на сооружение таких баков при толщине стенок и дна 1 *мм* составят:

$$p_{уд} = 0{,}7 \ кг/чел.$$

Этот расход примерно равен той экономии металла, которая получается при однотрубных тепловых сетях от уменьшения диаметров подающих труб.

Экономия металла и его расход на баки-аккумуляторы найдены выше при относительно небольшой тепловой характеристике зданий, достаточно плотном их заселении и полном отсутствии расхода воды в системе горячего водоснабжения в ночные часы, а также без учета аккумуляции тепла зданиями и самими системами отопления. При изменении этих условий соответственно могут измениться и найденные выше результаты в сторону их уменьшения.

Ко всему изложенному нужно добавить, что при применении однотрубных систем тепловых сетей в некоторых случаях может быть снижена и стоимость самих систем отопления как за счет снижения стоимости трубопроводов, так и за счет снижения стоимости нагревательных приборов.

Эксплуатационные расходы при однотрубной системе тепловых сетей будут прежде всего снижены за счет снижения амортизационных отчислений и за счет почти двойного, а может быть и большего снижения расхода электроэнергии сетевыми насосами.

Снижение эксплуатационных расходов, как об этом было сказано ранее, произойдет и на самой станции.

Следует также отметить, что при однотрубной системе тепловых сетей в значительной степени разгружается и городской водопровод.

6. ПРИМЕРЫ ВОЗМОЖНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Академией коммунального хозяйства совместно с проектной организацией «Гипрокоммунэнерго» в 1956 г. по поручению городских организаций г. Махачкалы была проработана схема теплофикации города с исполь-

зованием имеющейся вблизи города горячей воды нефтяных скважин.

Вопрос о возможности использования такой воды для целей отопления и горячего водоснабжения города был предварительно весьма детально изучен Дагестанским филиалом Академии наук СССР (канд. техн. наук С. А. Джамалов). В результате проработки этого вопроса как Дагестанским филиалом Академии наук СССР, так и Академией коммунального хозяйства совместно с Гипрокоммунэнерго городскими организациями была принята открытая двухтрубная система тепловых сетей с расчетной температурой теплоносителя 130° С.

По этой схеме горячая вода нефтяных скважин, температура которой по данным Дагестанского филиала Академии наук была принята 60° С, подавалась на Махачкалинскую ТЭЦ, догревалась там до температуры, необходимой для систем отопления по принятому температурному графику, и подавалась в город. В городе эта вода в зимний период использовалась как для отопления, так и для горячего водоснабжения по схеме непосредственного водоразбора. Остаток воды возвращался на ТЭЦ. В летний период (67,2% продолжительности года) предполагалось, что будет работать только одна труба для целей горячего водоснабжения с температурой воды 60° С, обеспечиваемой нефтяными скважинами; следовательно, вторая труба, а вместе с нею половина всех затрат на теплофикацию города оставались бы при осуществлении этого варианта в течение большей части года неиспользуемыми.

Вместе с тем такая схема использования горячей воды нефтяных скважин для целей теплофикации города хотя и обеспечивала годовое покрытие (57% потребности города) в тепле, однако почти не давала возможности использовать это тепло для целей отопления зданий.

Осуществление принятого варианта потребовало бы больших денежных и материальных затрат, которые по подсчетам, произведенным Гипрокоммунэнерго, составляли бы 1,5 млн. руб. и около 1 300 *т* труб.

Применение для теплофикации г. Махачкалы однотрубной системы тепловых сетей, естественно, может эти затраты в значительной степени снизить, однако

для этого необходимо было бы расход воды в тепловых сетях для целей отопления привести в соответствие с возможным расходом воды на горячее водоснабжение.

Максимально-расчетное количество тепла на 1 чел. в сутки может быть определено приближенно по уже ранее приводившейся формуле.

Если для условий г. Махачкалы принять: $q=0{,}33$; $V=50$ *м³/чел*; $t_в=18°$ С; $t_н=-16°$ С, то расход тепла (максимально-расчетный), приходящийся на одного жителя в сутки, составит:

$$Q_{макс.сут}=24\cdot 0{,}33\cdot 50\,(18+16)\approx$$
$$\approx 13\,680\ \textit{ккал/чел-сутки}.$$

В соответствии с нормами и техническими условиями проектирования горячего водоснабжения в жилых зданиях квартирного типа можно принять среднюю норму в размере 87,5 *л* на одного жителя в сутки. Однако с учетом того, что средняя температура потребляемой воды равняется 40° С, общая потребность в воде в системе горячего водоснабжения будет определяться величиной

$$G_{гор}=1{,}55\cdot 87{,}5\approx 136\ \textit{л/чел-сутки}.$$

Полученный результат показывает, что если расчетный температурный перепад теплоносителя принять 100° С, то даже в расчетных условиях можно уравнять расход воды на отопление с расходом воды на горячее водоснабжение.

Наиболее целесообразной была бы температура 40° С после систем отопления, так как более низкая уже непригодна для горячего водоснабжения. Кроме того, эта температура должна устанавливаться по возможности в пределах, не вызывающих удорожания абонентских систем отопления. В этом смысле эта температура должна увязываться с допустимым верхним пределом температуры воды в системах отопления.

В соответствии с соображениями, приведенными ранее, верхний предел температуры воды в системах отопления г. Махачкалы мог быть принят 110° С. Тогда во избежание удорожания обычных абонентских систем отопления можно было бы рекомендовать для системы теплофикации г. Махачкалы следующие параметры теплоносителей: $t_с=150°$ С; $t_1=110°$ С и $t_2=50°$ С.

Поддержание таких температур необходимо лишь при расчетных температурах наружного воздуха и при расчетном расходе воды в системе горячего водоснабжения.

При повышении температуры наружного воздуха и расхода воды в системе горячего водоснабжения параметры теплоносителя будут соответственно снижаться.

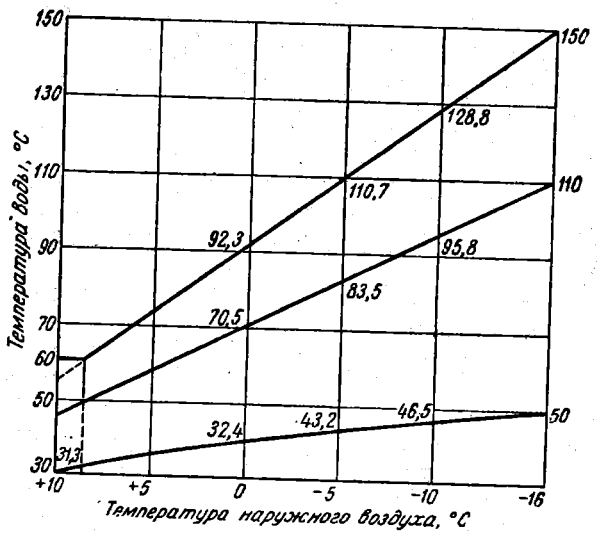


Рис. 16. Температурный график при $t_c = 150°$ С и $t_2 = 50°$ С.

Для принятых выше расчетных параметров системы формулы расчетного температурного графика будут иметь следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} t'_c &= 18 + 3{,}7 \cdot (18 - t'_н)^{0{,}8} + 2{,}06 \cdot (18 - t'_н)\, n^{-1}; \\ t'_2 &= 18 + 3{,}7 \cdot (18 - t'_н)^{0{,}8} - 0{,}88 \cdot (18 - t'_н)\, n^{-1}. \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

По полученным формулам можно построить температурный график (рис. 16), из которого видно, что во всем диапазоне наружных температур температура воды после систем отопления колеблется в пределах возможного ее использования в системе горячего водоснабжения.

Определение температуры наружного воздуха, при которой температура воды после систем отопления достигает 40° С, может быть выполнено решением последнего равенства, в котором заданной следует считать температуру воды (t'_2) и искомой—температуру наружного воздуха ($t'_н$).

Решение такого равенства при $n = 1$ (постоянный расход воды) приводит к результату $t'_н = -1°$ С.

При этом температура воды в тепловых сетях из уравнения (16) будет $t'_с \approx 100°$ С.

Следовательно, с температуры наружного воздуха —1° С и выше при процедурах, требующих воду с температурой 40° С и выше, необходимо к воде от систем отопления добавлять воду непосредственно из тепловых сетей.

Приведенный на рис. 16 график предусматривает наличие в тепловых сетях относительно высоких температур воды, что, однако, не обусловливает ни повышенного расхода тепла ТЭЦ на отопление, ни пониженного использования тепла воды скважин.

Повышение температуры теплоносителя в тепловых сетях обусловливается малым расходом воды в них. Количество же тепла воды скважин, используемое в системах отопления, зависит от количества воды, поступающей в эти системы, и от конечной ее температуры. Поскольку в данном графике эта температура ниже исходной температуры воды скважин (60° С) и поскольку в рекомендуемых схемах присоединения потребителей к тепловым сетям дается возможность использования в системе горячего водоснабжения такой воды, степень использования тепла воды скважин в данном варианте будет выше, чем это предусматривалось первоначальным проектом.

Расход тепла станцией при любой температуре наружного воздуха может быть определен по формуле

$$Q_{ст} = G(t_с - t_{ск}) \text{ ккал/ч},$$

где G — расход воды в тепловых сетях, *кг*;

$t_с$ — конечная температура нагрева воды на станции, °С;

$t_{ск}$ — температура подземной воды скважин, °С.

Количество же тепла, которое могло бы быть использовано в системах отопления за счет тепла горячей воды скважин, может быть найдено из следующего выражения:

$$Q_{\text{о.ск}} = G(t_{\text{ск}} - t_2),$$

где t_2 — температура воды по выходе ее из систем отопления, °С.

Оба последних равенства дают возможность определить ту долю расхода тепла на отопление, которая покрывается за счет горячей воды скважин:

$$Q_{\text{о.ск}} = \frac{t_{\text{ск}} - t_2}{t_{\text{с}} - t_2}.$$

Для расчетных условий теплофикации г. Махачкалы

$$t_{\text{с}} = 150^\circ\text{С}; \quad t_{\text{ск}} = 60^\circ\text{С} \text{ и } t_2 = 50^\circ\text{С};$$

тогда

$$Q_{\text{о.ск}} = 0{,}1.$$

Полученный результат показывает, что в то время как по первоначальному проекту вся потребность в тепле систем отопления покрывалась за счет Махачкалинской ТЭЦ, в предлагаемой системе, даже в расчетных условиях, 10% этой потребности могло бы быть покрыто за счет тепла горячей воды скважин. С повышением температуры наружного воздуха и соответственным понижением температуры теплоносителя этот процент увеличивается.

Действительно, уже при $t_{\text{н}}' = -5^\circ$ С по температурному графику (рис. 16) при сохранении расхода воды постоянным эта величина увеличивается в 2,5 раза, поскольку в этом случае $t_{\text{с}} = 110{,}7^\circ$ С; $t_{\text{ск}} = 60^\circ$ С и $t_2 = 43{,}2^\circ$ С; $Q_{\text{о.ск}} = 0{,}25$.

Аналогичным образом нетрудно эту долю определить и для других температур наружного воздуха.

Температура наружного воздуха, °С	+10	+5	0	—5	—10	—16
Расход тепла системами отопления, покрываемый за счет горячей воды скважин, %	100	70	46	25	16	10

В г. Махачкале средняя температура отопительного периода составляет примерно +2° С. Следовательно, в соответствии с приведенными данными предлагаемая однотрубная схема тепловых сетей могла бы обеспечить покрытие тепла, потребного для систем отопления, за счет подземных горячих источников примерно в размере 60% общей их потребности.

Ранее было указано, что присоединение системы горячего водоснабжения по схеме на рис. 7 дает возможность использовать в этой системе не только воду с температурой 60° С, но и воду с более низкой температурой, непосредственно выходящую из системы отопления. Это обстоятельство позволяет значительно увеличить удельное количество воды в тепловых сетях и соответственно уменьшить ее температурный перепад, что дает возможность при относительно невысоких температурных параметрах теплоносителя уравнять расход воды в тепловых сетях с расходом воды в системе горячего водоснабжения даже в расчетных условиях теплофикации г. Махачкалы при температуре наружного воздуха —16° С.

Из графика на рис. 16 видно, что температура воды, поступающей в систему отопления, держится выше обычно принимаемой (95° С) только лишь в диапазоне наружных температур от —16 до —10° С.

Как показывает график на рис. 17, продолжительность стояния температуры ниже —10° С в г. Махачкале в среднем бывает не более 3 дней в году.

Определение температуры наружного воздуха, при которой температура теплоносителя достигает 60° С, может быть выполнено решением уравнения (16), в котором температуру теплоносителя следует приравнять к 60° С и затем найти искомую температуру наружного воздуха. При этом оказывается, что при $t_c' = 60°$ С $t_н' = +8°$ С.

При повышении температуры наружного воздуха во избежание повышения внутренней температуры в отапливаемых зданиях выше установленной нормы при поддержании температуры воды, поступающей в систему отопления, на одном и том же уровне (60° С) расход воды в отопительных системах должен быть соответственно уменьшен.

Размер необходимого уменьшения расхода воды в си-

448—2

стемах отопления может быть найден из того же уравнения (16), если вместо искомой температуры теплоносителя t_c' подставить температуру подаваемой воды 60° С, а вместо температуры наружного воздуха $t_н'$ подставить

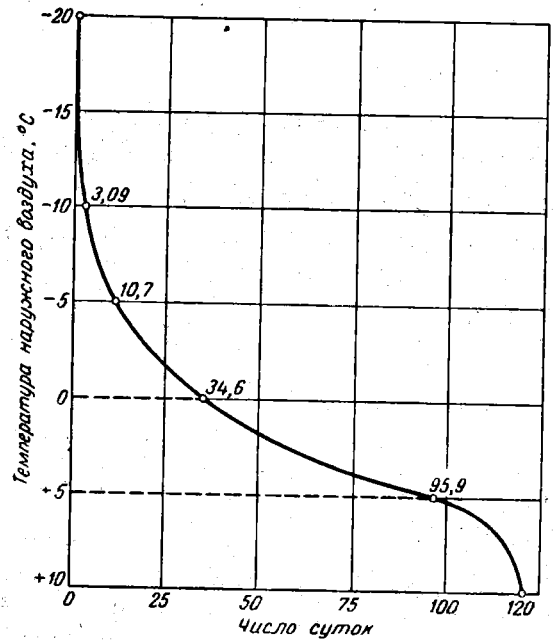


Рис. 17. График стояния температур в отопительный период в г. Махачкале.

температуру, для которой ведется определение расхода воды, и затем определить этот расход.

Так, например, при $t_c' = 60°$ С и $t_н' = +10°$ С $n \approx 0{,}91$.

Полученный результат показывает, что при уменьшении расхода воды на 9% системы отопления могут работать круглосуточно без перегрева зданий.

Температурный график (рис. 16) построен на заданный постоянный суточный расход воды в системе отопления и горячего водоснабжения, который, естественно, в практических условиях эксплуатации может не иметь места. При изменении этого расхода должна из-

меняться и температура теплоносителя; в частности, при увеличении расхода воды в системе горячего водоснабжения эта температура должна понижаться, а при уменьшении его — повышаться.

Температура воды, поступающей в тепловые сети, и температура воды после систем отопления могут быть найдены решением уравнений (16), в которые необходимо подставить соответствующие значения вместо $t_н'$ и n.

Так, например, при $n = 1{,}20$ (увеличение расхода воды в системе горячего водоснабжения на 20%) и $t_н' = -5°$ С получим: $t_c' = 103°$ С и $t_2' = 46{,}7°$ С.

При $n = 0{,}8$ (уменьшение расхода воды на 20%) и той же температуре наружного воздуха имеем: $t_c' = 123{,}0°$ С и $t_2' = 32{,}2°$ С.

Аналогичным образом можно определить температуру теплоносителя при любом расходе воды в системе горячего водоснабжения и для любой температуры наружного воздуха, при которых вся вода, прошедшая систему отопления и нагревшая здание до требуемой температуры, будет затем без остатка использована в системе горячего водоснабжения.

Для выявления преимуществ и возможностей применения однотрубных тепловых сетей Академией коммунального хозяйства (инж. В. Н. Артамонова) был дополнительно проработан расчет использования такой системы в одном из районов Москвы.

В качестве объекта для расчета был выбран район Богородска г. Москвы. Поскольку в этом районе предполагается осуществить тепловые сети с непосредственным отбором воды для целей горячего водоснабжения (открытые тепловые сети), было решено просчитать по этому району вариант тепловых сетей со значительным уменьшением диаметра обратных труб, а если окажется возможным по балансу, то и с полным отказом от обратных труб.

Главная цель данного расчета заключалась в том, чтобы на базе конкретной планировки, предусматривающей постройку не только жилых домов, но и общественных, которые потребляют горячую воду в незначительных размерах, а в некоторых случаях не потреб-

ляют ее совершенно, сопоставить возможный баланс расхода сетевой воды как для целей отопления, так и для целей горячего водоснабжения.

В качестве источника тепла в этом районе принята районная тепловая электростанция мощностью 150—220 *Гкал/ч*.

Расчетные параметры системы $t_с = 160°$ С; $t_2 = 50°$ С; $t_н = -26°$ С; $t_в = 18°$ С.

Данные по застройке района следующие: жителей 65 210 чел.; жилая площадь 598 607 $м^2$; жилая площадь на 1 чел. — 9 $м^2$. Удельная кубатура 60 $м^3/чел$. Общая кубатура жилых зданий 3 912 600 $м^3$. Тепловая характеристика жилых зданий 0,34 $ккал/м^3$. Удельный расход тепла на 1 чел. 900 *ккал/ч*. Суммарный расход тепла на отопление 58,69 *Гкал/ч*. Суммарный расход сетевой воды по жилым домам 533,5 *т/ч*.

В соответствии с приведенными данными был произведен полный расчет расхода тепла и воды для целей отопления и горячего водоснабжения. По отдельным объектам района результаты произведенных расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Суточные расходы тепла и сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение Богородского района

Назначение зданий	Расход тепла Q, *Гкал/сутки*		Расход воды, *т/сутки*		Остаток, *т/сутки*	Недостаток, *т/сутки*
	на отопление	на горячее водоснабжение	на отопление	на горячее водоснабжение		
Жилые дома . .	1408,5	469,5	12 804	11 738	1 066	—
Школы . . .	114	3,6	1 035	90	945	—
Детские сады . .	62,6	3,5	570	87	483	—
„ ясли . .	50,4	3,4	456	84,4	371,6	—
Парикмахерские	0,5	0,8	4,8	20,5	—	15,7
Столовые	11,1	66,0	100,8	1 650	—	1549,2
Гаражи	7,7	9,6	69	240	—	171
Бани	20,5	51,1	186	1 278	—	1 090
Всего . .	1675,3	607,5	15225,6	15187,9	2865,6	2827,9

Из рассмотрения приведенной таблицы видно, что при принятых расчетных параметрах теплоносителя (160—50° С) разность (избыток) между суммарными по всему району расходами воды на отопление и на горячее водоснабжение составляет всего 37,7 *т/сутки*, что по сравнению с общим суточным расходом воды составляет всего 0,2%.

Если рассматривать расходы воды на отопление и горячее водоснабжение по отдельным категориям потребителей, то оказывается, что такие потребители, как школы, детские сады, ясли и пр., имеют расход воды на отопление, во много раз больший, чем на горячее водоснабжение. С другой стороны, такие потребители, как столовые и бани, расходуют воды на горячее водоснабжение значительно больше, чем на отопление.

Поскольку все потребители приведенной выше таблицы размещаются в непосредственной близости друг от друга, вполне возможно избыток воды на отопление одних потребителей направить к тем потребителям, где его не хватает, и тем сбалансировать в возможной мере расходы воды на отопление и горячее водоснабжение по всему району в целом.

Однако наиболее целесообразным было бы решение, при котором у таких основных потребителей, как жилые дома, остатка воды не было бы вообще. Это возможно, если несколько поднять начальную (расчетную) температуру теплоносителя. Выше эта температура была принята 160° С. Новая расчетная температура теплоносителя, при которой расход воды на отопление жилых зданий будет равен расходу воды в них на горячее водоснабжение, определится из равенства

$$t_c' = t_2 + (t_c - t_2) \cdot \frac{12\,804}{11\,738} \approx 170^\circ \text{C}.$$

Полученный результат показывает, что в жилых домах расход воды на отопление сравнивается с расходом воды на горячее водоснабжение при температуре теплоносителя 170° С, но и при этой температуре в школах, детских садах, яслях остаток воды все равно сохраняется. Однако он будет составлять не более 0,1%, так что становится целесообразным вернуть его в однотрубную тепловую сеть.

Однако и этот вариант не является наилучшим.

Значительно целесообразнее было бы у рассматриваемых потребителей (школы, детские сады, ясли) установить полупроводниковые кондиционеры.

Поскольку к. п. д. этих установок и, в частности, расход ими электроэнергии в значительной степени зависят от температуры и рода греющей среды (вода, воздух), использование воды систем горячего водоснабжения могло бы получиться наиболее благоприятным, а капитальные затраты могли бы, очевидно, окупиться в срок не более 1 года.

Расход воды в тепловых сетях по сравнению с обычным расчетом мог бы быть сокращен почти в 2 раза при полном упразднении обратной трубы.

Экономические преимущества такого варианта очевидны.

Анализ приведенного примера показывает, что даже в московских условиях при расчетной температуре наружного воздуха —26° С возможно применение однотрубных тепловых сетей, причем для этого не требуется большого завышения начальной температуры теплоносителя (достаточно 170° С).

Найденный итог получен при условии, что температура воды после систем отопления будет 50° С и что системы горячего водоснабжения имеют баки-аккумуляторы.

Как известно, в Ленинграде и Москве начато строительство описанных ранее однотрубных систем отопления с нижней разводкой разводящих магистралей, которые могут работать с повышенным температурным перепадом теплоносителя.

Представляется интересным проанализировать, как должна была бы работать система теплоснабжения рассмотренного выше района при отсутствии в системах горячего водоснабжения баков-аккумуляторов.

Поскольку расход воды в системах горячего водоснабжения не является равномерным, тогда как системы отопления требуют более или менее равномерного режима, в рассмотренном примере вторая (обратная) труба будет необходима.

Для определения максимального расхода воды в системах горячего водоснабжения зданий различного назначения были построены графики, данные которых приведены в табл. 4.

Таблица 4

Максимальные часовые расходы воды на горячее водоснабжение

Наименование зданий	Расчетный расход тепла, *Гкал/ч*		Максимальный расход сетевой воды, *т/ч*		Остаток, *т/ч*	Недостаток, *т/ч*
	на отопление	на горячее водоснабжение	на отопление	на горячее водоснабжение		
Жилые дома	58,7	40,0	534	1 000	—	466
Школы	4,8	0,44	43	11	32	—
Детские сады	2,6	0,48	24	12	12	—
„ ясли	2,1	0,48	19	12	7	—
Парикмахерские	0,02	0,12	0,2	3,0	—	2,8
Столовые	0,5	8,24	4,2	20,6	—	201,8
Гаражи	0,32	2,4	2,9	60	—	57,1
Бани	0,85	5,12	7,7	128	—	—
Всего	70,0	57,3	635	1 151	51	727,7

В приведенной таблице принято, что бани и столовые не будут испытывать недостатка в воде, поскольку они всегда могут иметь баки-аккумуляторы.

Как видно из таблицы, расход воды в системах горячего водоснабжения в часы максимумов почти в 2 раза (1,82) может превысить расход воды в системах отопления.

Это значит, что подающие трубы тепловых сетей должны быть рассчитаны в этих условиях на несколько больший расход воды и, кроме того, электростанция должна располагать в часы максимума более мощными сетевыми насосами. Если рассчитать подающие трубы на обычный температурный перепад (80° С), то дополнительного напора сетевых насосов для преодоления максимума даже не потребуется, так как в этом случае расхода воды в обратных трубах не будет.

В ночные часы расход воды в системах горячего водоснабжения может полностью отсутствовать, в то время как системы отопления не могут прекратить своей работы.

Если в ночные часы потребителю должно быть от-

пущено не менее 80% тепла и при этом без повышения параметров теплоносителя, то диаметр обратной трубы может быть определен решением следующих уравнений:

$$S_1 G_1^2 = 0{,}5H;$$

$$S_2 G_2^2 = 0{,}5H;$$

$$(S_1 + S_2) G_2'^2 = H,$$

где G_1 и G_2' — расчетные расходы воды в подающих и обратных трубах, *м³/ч*;

G_o и G_o' — расходы воды в системах отопления при расчетных условиях и при отсутствии расхода в системе горячего водоснабжения (ночью), *м³/ч*;

S_1 и S_2 — характеристики гидравлического сопротивления подающих и обратных трубопроводов;

H — напор сетевого насоса, *м вод. ст.*

По условиям расчета подающих труб тепловых сетей

$$G_1 = 1{,}38 G_o;$$

$$G_o' = 0{,}8 G_o.$$

Если подставить принятые величины в приведенные выше уравнения и решить их, то можно получить для определения расчетного расхода воды в обратных трубах

$$G_2 = 0{,}62 G_o.$$

Аналогичным образом может быть решена задача и для любых других комбинаций. Полученный результат показывает, что в заданных условиях диаметр обратной трубы должен быть рассчитан на 62% расчетного расхода воды на отопление. Вместе с тем несколько более целесообразным является вариант с аккумуляторами, но с полным отсутствием обратных труб.

Как видно из табл. 4, расход воды в системе горячего водоснабжения столовых и бань очень велик. Это значит, что при проектировании тепловых сетей эти объекты по возможности следует делать конечными, чтобы к ним могла быть направлена та вода, которая

почему-либо окажется не использованной у других потребителей.

При схеме тепловых сетей с обратной трубой представляет большой интерес рассмотрение варианта использования обратной трубы в качестве второй подающей в вечерние часы прохождения максимума расхода воды на горячее водоснабжение. Для такого использования обратной трубы необходимо было бы в этот период поддерживать давление в ней выше статического, получающегося в жилых домах, и соответственно перестроить режим работы сетевых насосов.

7. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ПЕРЕХОДА НА ОДНОТРУБНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

При переходе на однотрубные тепловые сети происходит удорожание первоначальных затрат по системам отопления, поскольку расчетная температура обратной воды в них снижается с 70 до 50° С. Кроме того, удорожание происходит за счет установки баков-аккумуляторов и некоторого усложнения систем горячего водоснабжения (электродогрев).

Электродогрев воды, видимо, целесообразно соединить с обогревом ванной комнаты (отопление), а возможно, и с получением холода для различных нужд квартиры. Эти вопросы, естественно, требуют еще очень серьезной проработки. Во всяком случае этот расход электроэнергии, по-видимому, будет соизмерим с экономией расхода электроэнергии сетевыми насосами при однотрубных тепловых сетях.

Удорожание систем отопления должно быть сопоставлено с удешевлением тепловых сетей и их бойлерно-насосной установки.

Разработки, проведенные в этом направлении в Академии коммунального хозяйства (В. А. Шмидт), показывают, что в системе отопления, рассчитанной на температурный перепад 50° С, с температурами на коллекторе узла управления 100 и 50° С примерное распределение отдачи тепла зданию получается следующим: приборы — 65%; трубы — 12,8%; калориферы лестничных клеток — 10%; трубы в подполье — 12,2%.

При температурах воды на коллекторе 100 и 70° С увеличится отдача тепла трубами, но одновременно

увеличится и их стоимость, поскольку возрастут все диаметры труб; уменьшится необходимое для установки количество нагревательных приборов; затраты по отоплению лестничных клеток останутся без изменения, поскольку предполагается, что в обоих вариантах для отопления лестничных клеток будет использована сетевая вода до поступления ее на смешение в элеваторном узле.

Ниже рассматривается лишь удорожание стоимости нагревательных приборов, поскольку оно составляет основную величину и поскольку повышение теплоотдачи трубами сопровождается одновременно увеличением их стоимости, что в большей или меньшей мере взаимно компенсируется.

Увеличение поверхности нагрева нагревательных приборов будет происходить не только за счет снижения их средней температуры, но и за счет соответствующего снижения их коэффициента теплопередачи.

Новый (приведенный) коэффициент теплопередачи нагревательных приборов для температурного перепада 100—50° С может быть определен из следующего равенства:

$$k' = \frac{7{,}0 \cdot 30 + 6{,}6 \cdot 20}{50} \approx 6{,}8 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

В этом случае на каждую расчетную гигакалорию в час при конечной температуре теплоносителя 70° С с учетом того, что непосредственно нагревательными приборами приходится покрывать 65% потребности в тепле зданий, придется устанавливать их в следующем размере:

$$F_{70°} = \frac{0{,}65 \cdot 1\,000\,000}{7 \cdot 67} \approx 1\,385 \ м^2/Гкал/ч.$$

При конечной температуре теплоносителя 50° С

$$F_{50°} = \frac{0{,}65 \cdot 1\,000\,000}{6{,}8 \cdot 57} \approx 1\,677 \ м^2/Гкал/ч.$$

$\Delta F = 292 \ м^2/Гкал \cdot ч$, что составляет увеличение на 21%. В денежном выражении это составляет увеличение на

$$292 \cdot 3{,}65 = 1\,062 \ руб/Гкал/ч,$$

где 3,65 — стоимость 1 $м^2$ нагревательного прибора (радиатора) с установкой его на место.

Для определения перерасхода металла необходимо все составные части системы, в том числе и нагревательные приборы (радиаторы), выразить в едином показателе (например, в эквивалентном весе по трубам). В этом случае такой переходный коэффициент может быть определен из следующего равенства:

$$P_{э.пр} = \frac{P_{пр} \cdot 15 \cdot 7}{30 \cdot 12} \approx 0{,}29 P_{пр},$$

где $P_{э.пр}$ — эквивалентный вес нагревательных приборов в трубах; $P_{пр}$ — вес чугунных нагревательных приборов (радиаторов); 15 — стоимость 1 *кг* нагревательного прибора, коп.; 7 — коэффициент теплоотдачи нагревательных приборов при радиаторах, *ккал/ч·град*; 30 — стоимость 1 *кг* трубы диаметром 1″, коп.; 12 — коэффициент теплопередачи гладких труб, *ккал/ч·град*.

Приведенная формула как бы предусматривает замену нагревательных приборов из чугуна нагревательными приборами из гладких труб.

Перерасход металла составляет:

$$\Delta P = 292 \cdot 24 \cdot 0{,}29 = 2\,032 \ кг/Гкал/ч,$$

где 24 — вес 1 $м^2$ нагревательного прибора (радиатора);
0,29 — найденный выше переводной коэффициент от чугуна к стали.

Этому перерасходу денежных и материальных средств должна быть противопоставлена экономия, которая будет иметь место в однотрубных системах тепловых сетей в бойлерно-насосных установках и теплопроводах.

Для определения разницы в затратах по бойлерно-насосным установкам за основу был взят проект бойлерно-насосной установки, разработанный Московским отделением Теплоэлектропроекта (три бойлера с поверхностью нагрева по 200 $м^2$: два основных БО-200 и один пиковый БП-200).

Производительность основных бойлеров при пересчете их на нормальные параметры — по 11,6 *Гкал/ч* и пикового — 9,2 *Гкал/ч*.

Расчетами установлено, что экономия металла по бойлерной составляет примерно 17% перерасхода металла по нагревательным приборам. В действительно-

сти эта экономия будет больше, так как в строительной части также затрачивается металл.

Основную экономию денежных средств и металла при переходе на однотрубные системы тепловых сетей дают сами тепловые сети, поскольку не только полностью упраздняется одна из двух труб, но и сокращается диаметр остающейся (подающей) трубы.

Сокращение диаметра подающей трубы будет происходить по двум причинам: во-первых, за счет снижения расчетной температуры воды с 70 до 50° С, что приведет к уменьшению расчетного расхода воды, и, во-вторых, за счет возможного при данной схеме тепловых сетей повышения в них начальной температуры воды, что дает дальнейшее снижение расчетного расхода воды.

Известно, что изменение диаметра трубопровода в зависимости от изменения в нем расхода воды может быть выражено с некоторым приближением формулой

$$d = A\frac{G^{0,38}}{\Delta H^{0,19}},$$

где G — расход воды, *кг/ч*;

d — диаметр трубопровода, *мм*;

ΔH — падение напора, *м вод. ст.*;

A — постоянный коэффициент, включающий объемный вес воды, ее вязкость и пр.

При снижении конечной температуры воды в системах отопления с 70 до 50° С при ее начальной температуре в тепловых сетях 150° С уменьшение расхода воды и снижение диаметров теплопроводов получаются следующими:

$$G' = \frac{150-70}{150-50}G = 0{,}80G$$ — снижение на 20%;

$$d' = \frac{(150-70)^{0,38}}{(150-50)}d \approx 0{,}91d$$ — уменьшение на 9%.

Ниже приводятся уменьшение расхода воды и снижение диаметров теплопроводов при более высоких начальных температурах теплоносителя.

Начальная температура теплоносителя (расчетная), °С	150	160	170	180
Уменьшение расхода воды, % . . .	20	27	33	38
Уменьшение диаметров теплопроводов, %	9	11	14	17

Экономия металла при применении однотрубных систем тепловых сетей за счет упразднения обратных труб и сокращения диаметров подающих может быть выражена формулой

$$\Delta Z = Z(1 - 0{,}5m),$$

где m — коэффициент уменьшения диаметров подающих труб за счет увеличения температурного перепада теплоносителя.

Если тепловую мощность района принять равной 100 *Гкал/ч* при нормальном температурном перепаде 80° С (150—70) и при повышенном перепаде 100° С (150—50), то $m = 0{,}91$ и общее снижение расхода металла получается следующим:

$$\Delta Z = 756\ m, \text{ или } 7{,}56\ m/Гкал/ч.$$

За вычетом найденного выше перерасхода металла на нагревательные приборы общая экономия металла получается следующей:

$$\Delta Z = 7\,560 - 2\,025 = 5\,535\ кг/Гкал/ч.$$

Полученный результат показывает, что при тепловой мощности района 100 *Гкал/ч* экономия металла на трубах и прочих устройствах превышает перерасход металла на нагревательные приборы на 535,5 *т*.

Проведенное сравнение экономии металла по трубам является не вполне правомерным. Дело в том, что найденный выше перерасход металла на нагревательные приборы исчерпывает все статьи перерасхода, чего нельзя сказать об определенной выше экономии по трубам. С уменьшением диаметров труб тепловых сетей уменьшаются и строительные габариты каналов, камер и пр., на устройство которых также расходуются металл и цемент.

Более правильным, следовательно, следует считать сравнение перерасхода металла на нагревательных приборах с экономией в тепловых сетях по их стоимости [1].

---

[1] А. М. Далин, Об экономии металла в строительстве тепловых сетей, «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 4.

Тепловая мощность района, *Гкал/ч* . .	5	10	25	50	100	200	400
Расход металла *Z*, *т*	26	61	199	543	1 387	5 171	7 303
Длина труб *L*, *м*	1 515	3 164	8 805	19 190	40 200	81 450	165 800
Средний диаметр $d_{ср}$, *мм*	102	111	124	135	149	165	186
Стоимость тепловых сетей *S*, тыс. руб.	29,5	67	195	440	1 005	2 240	5 120

Для системы теплоснабжения с расчетной тепловой мощностью 100 *Гкал/ч* суммарная экономия по первоначальным затратам составляет 878 700 руб. Так как с изменением тепловой мощности района изменение стоимости тепловых сетей происходит непропорционально изменению расхода тепла, уменьшение этой мощности приводит к снижению полученной выше экономии, а увеличение — к повышению.

Удельная экономия, а также вся экономия в целом в зависимости от расчетной тепловой мощности района при снижении до 50° С конечной (расчетной) температуры воды в системах отопления и при построении тепловых сетей по однотрубной системе изменяется следующим образом:

Тепловая мощность района, *Гкал/ч* . .	5	10	25	50	100	200	400
Стоимость тепловых сетей, тыс. руб. . .	29,5	67	195	440	1 005	2 240	5 120
Полная экономия по району, тыс. руб.	12,7	29,8	89,4	195,8	478,7	1 082	2 510
Удельная экономия, тыс. *руб/Гкал/ч* . .	2,5	3,0	3,6	3,9	4,8	5,4	6,3

Из приведенных данных видно, что практически во всех случаях, даже при весьма небольшой тепловой мощности района (5 *Гкал/ч*), экономия от снижения конечной температуры воды в системах отопления до 50° С превышает перерасход средств на нагревательны приборы.

В заключение следует отметить, что принятый в приведенных выше расчетах перерасход средств на нагревательные приборы носит чисто теоретический характер. Фактически разработанные и осуществляемые Академией коммунального хозяйства системы отопления в Москве и Махачкале по сравнению с системами, монтируемыми в настоящее время, не дают никакого удорожания.

ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ГОРОДОВ

В. Б. ПАКШВЕР

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Повышение эффективности теплоснабжения городов от теплоэлектроцентралей требует снижения народнохозяйственных затрат на сооружение электростанций и тепловых сетей при одновременном максимальном удешевлении выработки и транспорта тепла и электроэнергии. Одним из основных путей решения этой задачи является укрупнение мощностей ТЭЦ и их агрегатов.

Переход к очень мощным агрегатам (300 *Мвт*), несмотря на удорожание металлов, необходимых для их изготовления, и усложнение тепловых схем (введение промперегрева, многоступенчатого регенеративного подогрева) позволяют резко снизить затраты на сооружение более крупных электростанций. На рис. 1 показана кривая снижения удельных затрат на 1 *квт* мощности, выраженная в относительных единицах и построенная на основании большого опыта проектирования электростанций как в СССР, так и за рубежом. Естественно, что в энергосистемах большой мощности, а тем более после объединения этих энергосистем в Единую систему сначала Европейской части СССР, а затем и СССР в целом экономия, даваемая теплофикацией, может иметь существенное значение, только начиная с определенных мощностей ТЭЦ. Многочисленные расчеты показали, что сооружение ТЭЦ взамен раздельной выработки электроэнергии на конденсационных электростанциях и тепловой энергии в неэнергетических

установках (котельных различной производительности) оправдано, начиная с соотношения мощностей агрегатов ТЭЦ и агрегатов ГРЭС 1 : 4, в редких случаях 1 : 8. Это значит, что в энергосистемах, где сооружаются ГРЭС с агрегатами по 300 *Мвт*, минимальным по мощности агрегатом ТЭЦ является турбина 37,5—75 *Мвт*,

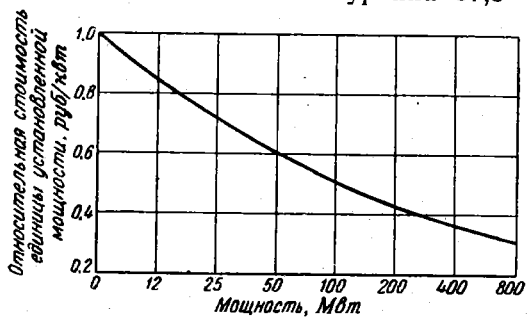


Рис. 1. Относительная стоимость установленного киловатта в зависимости от мощности агрегата.

в среднем 50 *Мвт*. Поскольку, как правило, сооружение одноагрегатных ТЭЦ нерационально и допустимо лишь в виде исключения, надо говорить о минимальной мощности ТЭЦ порядка 100 *Мвт*, т. е. о тепловом потреблении, питаемом из отборов такой ТЭЦ, не менее 160 *Гкал/ч*. С учетом же отпуска тепла пиковыми источниками теплоснабжения масштабы теплового потребления города должны быть порядка 300 *Гкал/ч* для оправдания сооружения в таком городе собственной ТЭЦ.

Практика проектирования подтвердила эти выводы, и уже в настоящее время приходится отказываться от сооружения ТЭЦ меньшей мощности для теплоснабжения городов в очень мощных энергосистемах. Это означает, что количество городов, которые могут претендовать на рациональное решение проблемы теплоснабжения путем сооружения ТЭЦ, в дальнейшем будет убывать.

С другой стороны, сооружение в городах ТЭЦ очень большой мощности наталкивается на ряд трудностей. К ним относятся:

1) затрудненные условия топливоснабжения городских ТЭЦ;

2) трудность выделения площадок в городах, вполне отвечающих нуждам топливоснабжения, водоснабжения, транспорта, удаления золы и очистки дымовых газов, а также вывода мощности очень крупных ТЭЦ;

3) ухудшение при любых условиях сжигания топлива состояния воздушного бассейна над городом и его зеленой защитной зоны;

4) снижение тепловой экономичности из-за худших условий водоснабжения в периоды, когда ТЭЦ работает с малыми тепловыми нагрузками;

5) значительные трудности распределения нагрузок в энергосистеме, вызванные необходимостью приспособления режима основных ГРЭС к графику тепловой нагрузки ТЭЦ и переменным знаком мощности, транспортируемой по основным линиям электропередачи в различные сезоны года и часы суток.

К этому необходимо добавить, что даже в наиболее благоприятных условиях укрупнение ТЭЦ в городах ведет к увеличению дальности транспорта тепла и утяжелению транзитных магистралей, на долю которых в настоящее время уже приходится более 60% всех затрат металла от общего его расхода на тепловые сети города. Для ТЭЦ, работающих по схеме непосредственного разбора воды из тепловых сетей, обычно возникают трудности, связанные с отсутствием, кроме городского водопровода других, более дешевых и мощных источников природных вод, пригодных для горячего водоснабжения. Именно с таким явлением и пришлось столкнуться при рассмотрении вопроса о возможности перевода на непосредственный водоразбор некоторых крупных ТЭЦ, расположенных в черте больших городов (например, ТЭЦ-21 и 22 в Москве). Практически при сохранении существующих методов и систем теплоснабжения из сферы теплофикации должны в перспективе выпасть почти все города СССР с населением менее 100 тыс. жителей, т. е. подавляющая масса городов страны. В таком же положении окажется и значительная часть промышленных предприятий, за исключением наиболее крупных.

Ограничение сферы сооружения ТЭЦ только очень крупными установками со своей стороны ставит на очередь необходимость значительно более экономичного транспорта тепла, так как увеличение масштабов теп-

лового потребления всегда связано с увеличением радиуса передачи тепла. Несомненно, что при увеличении суммарного отпуска тепла с крупной ТЭЦ необходимо повысить также и максимальную (расчетную) температуру теплоносителя горячей воды. Это вполне осуществимо при применении агрегатов большой мощности на высокие параметры пара, так как небольшой проигрыш, вызываемый повышением среднего уровня отдачи тепла, компенсируется выигрышем за счет большей выработки на единицу теплового отпуска и в результате удельная выработка на тепловом потреблении непрерывно растет с увеличением единичной мощности агрегатов, несмотря на одновременное повышение температуры теплоносителя.

Однако повышение температуры теплоносителя дает уменьшение затрат на сооружение тепловых сетей и расходов по их эксплуатации не только за счет увеличения отпуска тепла с единицы транспортируемого теплоносителя. При некотором соотношении двух принципиально различных видов теплового потребления городов — отопительно-вентиляционного и бытового и промышленного потребления горячей воды — возможен отказ от возврата воды на ТЭЦ, т. е. переход на однотрубную систему. Этот качественный скачок означает переход систем теплоснабжения на новый технический уровень. Достижение резкого снижения затрат при отказе от возврата воды на ТЭЦ позволяет мириться в ряде случаев с энергетическим проигрышем, возникающим при повышении температуры теплоносителя.

2. ОСОБЕННОСТИ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Однотрубная система целесообразна только при наличии потребителей, непосредственно разбирающих сетевую воду. Она может являться частью общей системы теплоснабжения города или района, остальная часть которой остается двухтрубной. При этом доля тепловой нагрузки, воспринимаемая однотрубной частью системы, может быть различной в зависимости от соотношений тепловых нагрузок с возвратом воды (отопительно-вентиляционное потребление) и с ее потреблением (бытовое и промышленное использование горячей

воды). Верхний предел температуры воды ограничен ее свойствами и необходимым статическим давлением, при котором может быть устранена опасность вскипания воды в теплопроводе. Эта зависимость показана на рис. 2. Из графика видно, что переход от применяемых в городских тепловых сетях температур до 150° С к 180° С увеличивает необходимое статическое давление в 2 раза (с 5 до 10 *ата*), а при переходе к 200° С — в 3 раза (15 *ата*). При таком высоком статическом давлении почти не остается располагаемого перепада на перекачку воды, так как при применяемых трубах давление не должно превышать 20 *кГ/см*^{2}. Практическое осуществление таких тепловых сетей потребует многократной перекачки горячей воды при сравнительно длинном транзите тепла. Но даже применение наивысшей возможной температуры 200° С отнюдь не решает задачи однотрубного снабжения теплом всех потребителей по всей трассе сети. Действительно, при отдаче на нужды горячего водоснабжения воды с температурой 60° С отношение расходов тепла на отопление и горячее водоснабжение должно составить 140 : 60 = = 2,3. На рис. 3 показана зависимость средненедельных часовых расходов тепла на отопительно-вентиляционные нужды городов различных поясов и расходов на горячее бытовое водоснабжение городов. Даже при очень высоких расчетных температурах наружного воздуха (—10° С) это соотношение составляет 3,1, т. е. при подаче воды с температурой 200° С в среднем по такому городу не может быть использовано 0,7 *л* на каждый литр воды, подаваемой на нужды горячего водоснабжения. В среднем же географическом поясе доля неиспользованной воды превышает использованную в 2,9 раза.

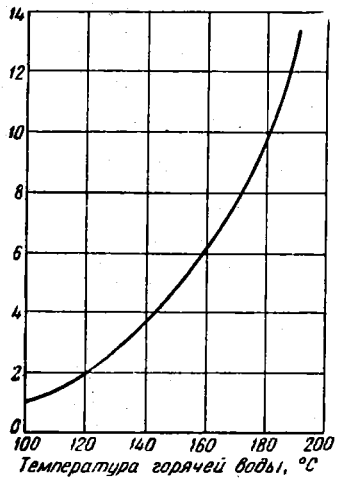


Рис. 2. Необходимое статическое давление для предупреждения вскипания воды в сети.

В реальных условиях положение ухудшается при учете следующих факторов:

1. Отдельные здания и кварталы города имеют различное соотношение нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, причем в некоторых кварталах роль горячего водоснабжения ничтожно мала.

2. В наиболее холодные дни температура воды за системами отопления составляет не 60, а около 70° С, т. е. количество воды, которая может быть отдана на нужды горячего водоснабжения с учетом ее охлаждения, должно уменьшиться.

3. Колебания расходов по часам суток и дням недели заставляют иметь у каждого потребителя соответствующие емкости для выравнивания графика потребления воды из сети.

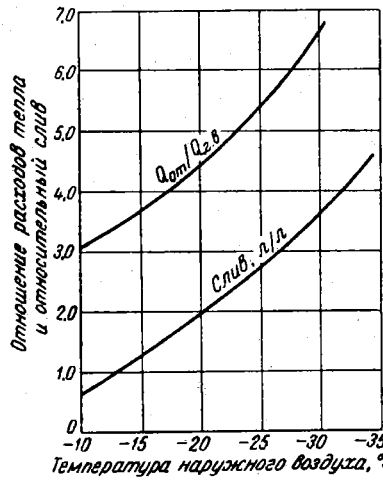


Рис. 3. Зависимость отношения расходов тепла на отопление и горячее водоснабжение от климатического пояса (принято для средних условий — доля горячего водоснабжения в общем максимуме нагрузки 14%).

Все это приводит к очень большим удельным величинам «слива» воды в систему канализации при расчетном режиме. Несмотря на непродолжительность такого режима, его значение очень серьезно, так как он определяет необходимые затраты на сооружения не только тепловых, но и канализационных сетей, которые должны отводить лишнюю воду. К этому надо добавить, что вода, удаляемая в канализацию, должна предварительно охлаждаться с 70° С (температура за отопительной системой) до 50° С (предельно допустимая температура для канализационных сооружений) с расходом на эти цели водопроводной воды. На каждый литр воды, сливаемой при 70° С, для охлаждения ее до 50° С водой с температурой 5° С потребуется взять из водопровода 0,3 *л*, а при сбросе «излишка» в размере 2,9 *л/л* потре-

буется для подачи 1 *л* воды на горячее водоснабжение взять из водопровода уже 0,87 *л*, а, кроме того, со станции направить в сеть вместо 1 *л* 1,86 *л* воды при 200° С.

Таким образом, «небаланс» водного режима системы горячего водоснабжения в среднем географическом поясе, даже при подаче воды с температурой 200° С, окажется равным 2,7 : 1. Это приведет к соответствующему увеличению затрат на водопроводные сооружения,

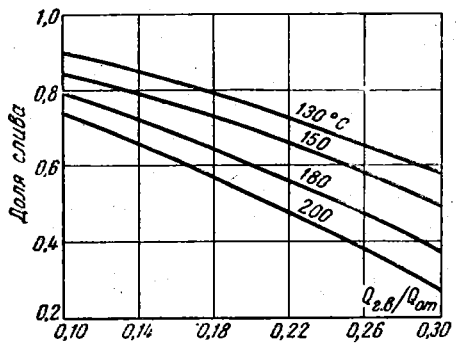


Рис. 4. Расчетный слив воды при максимуме нагрузки в зависимости от доли горячего водоснабжения и температуры воды в подающей магистрали.

канализационные сооружения и сооружения ТЭЦ, связанные с подготовкой воды для тепловой сети, не говоря уже о снижении тепловой экономичности при интенсивном сливе. Величины расчетных «сливов» в зависимости от соотношения расходов тепла на отопление и горячее водоснабжение и температуры подаваемой воды приведены на рис. 4.

По указанным причинам система однотрубного транспорта тепла требует подачи от основного источника теплоснабжения (ТЭЦ) не всего требуемого городу тепла, а лишь такой его доли, которая может быть оправдана по температуре воды и соотношению нагрузок тепла и теплоносителя. Если окажется, что эта расчетная доля близка к обычно принимаемой доле теплового потребления, покрываемой отбором пара из турбин ТЭЦ, то задача может считаться решенной удовлетворительно с точки зрения расхода теплоносителя и самого транспорта тепла. Простой расчет показывает, что при нор-

мальном для среднего пояса отношении нагрузок отопления и вентиляции, с одной стороны, и горячего водоснабжения — с другой (86 : 14 = 6,2), достаточно выбрать температуру воды 180° С, чтобы получить удовлетворительный баланс расходов тепла и теплоносителя при средних зимних температурах наружного воздуха. Действительно, при температуре воды 60° С, подаваемой на горячее водоснабжение, отношение количеств тепла, соответствующее балансу теплоносителя, составляет (180—60) : 60 = 2,0. В этом случае расход тепла на отопление и вентиляцию необходимо снизить с 86 до 28%, т. е. до 0,32 расчетного расхода. Это соответствует (при расчетном значении наинизшей наружной температуры — 26° С) возможности покрытия за счет отборов расходов тепла до температуры наружного воздуха около +2,5° С. Общая доля тепловой нагрузки, покрываемая отборами турбин, составит при этом 0,14 + 0,28 = 0,42, что достаточно близко к обычно принимаемым 50% и соответствует экономически оправданному пределу мощности ТЭЦ. При желании доведения этой величины до 50% необходимо поднять температуру воды, посылаемой с ТЭЦ, до 210° С, что в большинстве случаев окажется технически и экономически нерациональным. В перспективе можно рассчитывать на увеличение доли тепла, расходуемой на горячее водоснабжение, но отношение расходов тепла на отопление и горячее водоснабжение существенно не изменится.

Так, в перспективных разработках намечается общее увеличение удельного потребления тепла на одного жителя почти в 2 раза, а горячего водоснабжения даже в 2,2 раза против настоящего времени, но доля последнего увеличится только до 0,15—0,16 для среднего пояса. Это позволит поднять долю отпуска тепла из отборов от максимального общего потребления с 42 до 45—48% при сохранении расчетной температуры воды 180° С.

Указанная выше доля теплового потребления, охватываемая ТЭЦ, определяет и выбор агрегатов последней. Что же касается доли тепловой нагрузки, не покрываемой из отборов, то для ее покрытия должны быть использованы пиковые источники теплоснабжения. В отличие от двухтрубных систем, для которых размещение этих источников наиболее целесообразно на пло-

щадке ТЭЦ или вблизи ее, так как вся вода после отборов ТЭЦ проходит через пиковые подогреватели или пиковые водогрейные котлы, для однотрубных систем характерным является отрыв от площадки ТЭЦ пиковых источников, в которых происходит подогрев воды после системы отопления. Таким образом, осуществляется

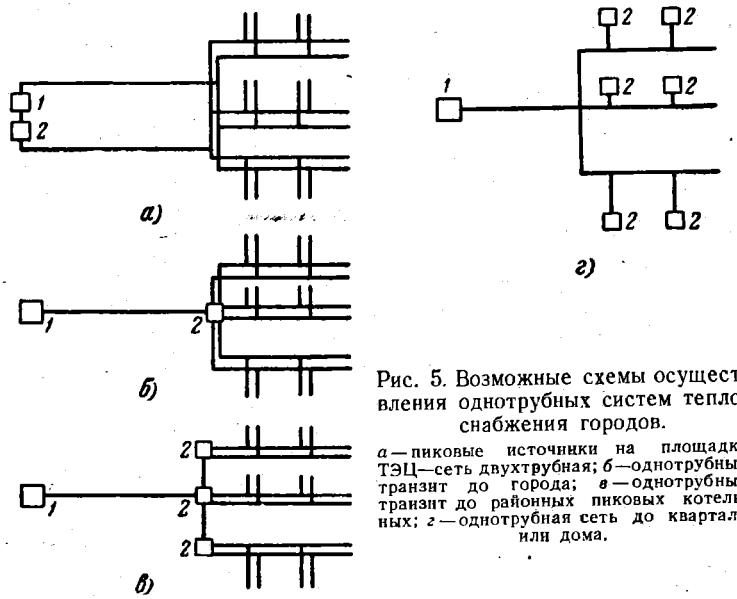


Рис. 5. Возможные схемы осуществления однотрубных систем теплоснабжения городов.

а — пиковые источники на площадке ТЭЦ—сеть двухтрубная; *б* — однотрубный транзит до города; *в* — однотрубный транзит до районных пиковых котельных; *г* — однотрубная сеть до квартала или дома.

параллельный нагрев воды в пиковых котлах до тех же или более низких температур, которые обеспечиваются отборами из турбин.

В зависимости от размещения пиковых источников теплоснабжения система может быть в большей или меньшей степени однотрубной. Если предусмотреть один пиковый источник для данного района или города, совпадающий по размещению с площадкой ТЭЦ, то вся тепловая сеть становится двухтрубной (рис. 5,*а*). При размещении пикового источника в конце транзитной магистрали (загородной, внутригородской или дальней) транзит становится однотрубным, внутригородская же сеть остается двухтрубной (рис. 5,*б*). При размещении внутри города нескольких пиковых источников тепла отпадает необходимость в двухтрубных магистралях в самом городе до таких пиковых котельных (рис. 5,*в*);

наконец, при размещении в каждом квартале своего пикового источника теплоснабжения двухтрубной остается только внутриквартальная сеть. Можно представить себе и крайний случай, когда пиковый источник теплоснабжения размещается на каждом вводе или в каждом доме. Тогда все тепловые сети города становятся однотрубными (рис. 5,*г*).

Итак, непременным условием для осуществления однотрубной системы теплоснабжения городов является наличие пиковых источников тепла, расположенных в большей или меньшей близости от самих потребителей тепла. В зависимости от этого экономия от однотрубного транспорта тепла распространяется на бо́льшую или меньшую часть тепловых сетей города. Этой экономии противостоят дополнительные затраты, связанные с разукрупнением пиковых источников, и увеличенные расходы по их эксплуатации. Однако при всех рассмотренных вариантах остается экономия на магистралях, связывающих ТЭЦ с пиковыми источниками тепла.

3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

А. Характеристики транспорта тепла

Количество воды, транспортируемое по однотрубной магистрали, составляет лишь часть общего количества воды, циркулирующего в двухтрубной тепловой сети. Отношение количеств воды, циркулирующих в двухтрубной ($G_{дв}$) и однотрубной ($G_{од}$) магистралях, определяется долей теплового потребления, охватываемого ТЭЦ однотрубного теплоснабжения, с одной стороны, и расчетными температурами — с другой. Это отношение может быть выражено как

$$\frac{G_{од}}{G_{дв}} = \frac{\alpha (t_1 - t_2)}{t_0},$$

где $t_0 = 180^\circ$ С — расчетная температура воды в однотрубной магистрали;

t_1 — температура воды в подающей магистрали двухтрубной тепловой сети;

t_2 — то же в обратной магистрали;

α — доля тепловой максимальной нагрузки, покрываемой однотрубным теплопроводом.

В большинстве двухтрубных систем применяются параметры воды 150 — 70° С. С учетом охлаждения воды из обратной магистрали в первой ступени теплообменника горячего водоснабжения до 58° С возможен переход на график 150 — 58° С. Для $\alpha = 0{,}42$ соотношение расходов воды в двухтрубной и однотрубной магистралях составит в зависимости от графика двухтрубной сети:

$$\frac{G_{од}}{G_{дв}} = 0{,}42 \cdot \frac{150 - 70}{180} = 0{,}187$$

или

$$\frac{G_{од}}{G_{дв}} = 0{,}42 \cdot \frac{150 - 58}{180} = 0{,}214,$$

т. е. в однотрубной магистрали расход воды примерно в 5 раз меньше, чем в двухтрубной. Даже при переходе на повышенный график температур двухтрубной сети 180—58° С (с учетом охлаждения воды из обратной магистрали) и увеличении доли тепла, передаваемого по однотрубной магистрали, до 50% по ней будет протекать лишь 35% того расхода воды, на который необходимо рассчитывать двухтрубные магистрали.

Этот показатель является решающим, так как затраты на сооружение магистрали зависят от расчетного расхода воды. При сохранении в обоих случаях одинакового удельного падения давления на 1 *пог. м* трассы диаметр, требующийся для однотрубной магистрали, по сравнению с эквивалентной двухтрубной понизится в

$$\left[\frac{G_{од}}{G_{дв}}\right]^{0{,}38} \text{ раз.}$$

Для рассмотренных выше пределов отношения расходов 0,2 — 0,35 диаметр однотрубной магистрали составит лишь 0,45 — 0,65 необходимого для двухтрубной.

Суммарные затраты на сооружение двухтрубной сети выражают обычно через

$$S = kd,$$

где S — затраты, *руб/пог. м* трассы;

d — диаметр, *мм*;

$k = 0{,}34 \div 0{,}40$.

Для оценки затрат на однотрубные магистрали следует принять $k=0{,}18—0{,}22$.

Трасса однотрубной магистрали для той же тепловой нагрузки обслуживаемого района или города потребует вложений лишь в размере 0,24—0,35 затрат, необходимых для той же трассы в двухтрубном исполнении Дополнительно следует заметить, что при транспорте больших количеств воды разница затрат еще увеличится, так как необходимо во избежание применения недопустимо больших диаметров труб в двухтрубном варианте переходить на параллельную прокладку двух магистралей в тех случаях, когда однотрубная трасса может быть осуществлена в однониточном варианте. Так, для транспорта тепла в количестве 1 200 *Гкал/ч* потребовались бы две параллельные двухтрубные магистрали диаметром $2\times1\,000$ *мм*, для однотрубного же варианта необходима прокладка лишь одной трубы диаметром не более 800 *мм* при одинаковой в обоих случаях температуре теплоносителя (расчетной) 180° С. Еще бо́льшая разница имеет место при необходимости выполнения двухтрубной трассы на температуру не выше 150° С.

Сокращение затрат на сооружение магистралей в 3—4 раза (а при бо́льших количествах транспортируемого тепла — до 5 раз) является важнейшим стимулом для создания однотрубных систем. Не менее важным является и экономия металла на магистрали. При одинаковом расчетном давлении толщина стенки трубы пропорциональна ее диаметру, а вес трубы пропорционален квадрату диаметра. Поэтому уменьшение диаметра в 3 раза при одинаковом расчетном давлении приведет к снижению затраты металла в 9 раз. Следует отметить, что в двухтрубном варианте в ряде случаев окажется более рациональным снижение расчетной температуры воды до 150° С, с тем чтобы избежать высокого статического давления и связанного с ним увеличения расчетного давления и толщины стенки труб. Это позволит обойтись трубами меньшей толщины, но диаметр их одновременно возрастет, так как доля расходов теплоносителя по сравнению с двухтрубной системой при 150° С для однотрубной, рассчитанной на 180° С, будет меньше.

Выше рассматривались различные варианты применения однотрубных систем в городах. Чем ближе одно-

трубная система доведена до потребителя, тем на бо́льшую часть сети распространяются выгоды от замены двух труб одной. С другой стороны, наибольшая экономия металла и средств всегда будет иметь место в питательных тепловых сетях, а не в распределительных сетях или вводах. Это объясняется тем, что в современных крупных городах на долю питательных магистралей падает свыше 60% всех затрат и расхода металла от городских сетей, хотя протяженность магистралей составляет лишь небольшую долю общей протяженности тепловых сетей. Поэтому наиболее выгодным является переход на однотрубную систему питания от ТЭЦ до пиковых источников теплоснабжения, размещенных на вводе в городскую сеть или в крупных районах города.

Резкое сокращение затрат на сооружение магистральных однотрубных сетей по-новому ставит вопрос о допустимом расположении ТЭЦ относительно тепловых потребителей. При сохранении тех же затрат на магистральные теплопроводы, которые имеют место в двухтрубных сетях, допустимый радиус теплоснабжения увеличивается в несколько раз. Это означает, что и охватываемая от одной ТЭЦ тепловая нагрузка может быть увеличена во столько же раз, а следовательно, и мощность ТЭЦ может быть значительно укрупнена, что даст соответствующую экономию затрат и эксплуатационных расходов.

С другой стороны, разница в затратах на укрупненную ТЭЦ и обычную ТЭЦ с двухтрубным теплоснабжением может быть настолько велика, что целесообразно ставить вопрос о дальнейшем увеличении радиуса теплоснабжения, хотя бы путем некоторого увеличения суммарных затрат на тепловые сети. Именно этим и объясняется целесообразность выноса однотрубной ТЭЦ на значительное расстояние за пределы охватываемого теплоснабжением города при реальных возможностях укрупнения такой ТЭЦ или достижения других выгод, которые может дать вынесение станции за пределы населенного района.

Укрупнение ТЭЦ всегда позволяет увеличить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Так, переход от турбин типа ВТ-100, которые при низкотемпературном нагреве воды (до 110—

115° С) обеспечивают удельную выработку около 600 *квт·ч/Гкал*, к турбинам мощностью 300 *Мвт* на закритические параметры пара и высокотемпературный нагрев воды (до 180° С) позволяет поднять удельную выработку электроэнергии до 700 *квт·ч/Гкал*. Только за счет этого требуемая производительность котельного агрегата ТЭЦ снижается на каждый киловатт электрической мощности с 2510 до 2290 *ккал*, т. е. на 8%. С учетом общего удешевления, вызванного укрупнением станции, экономия от такого перехода может составить 22—25%, что и подтверждается практическими проектными данными. С другой стороны, снижение себестоимости 1 *квт·ч*, получаемого в конденсационном цикле станции, при укрупнении мощности ее со 100 до 300 *Мвт* (на один блок) также выражается 10—12%. Себестоимость же тепла из-за малого изменения к. п. д. котельного агрегата и небольшой роли капитальных затрат в суммарных эксплуатационных расходах упадет лишь на 3—4%. Однако даже такое незначительное уменьшение себестоимости тепла уже оказывается достаточным для оправдания централизации теплоснабжения, хотя бы за счет увеличения его радиуса.

Для определения стоимости транспорта тепла по однотрубным магистралям рассмотрим отдельные составляющие:

а) Амортизационные отчисления снижаются пропорционально затратам на сооружение теплопроводов. Зависимость расчетной пропускной способности однотрубных магистралей от диаметра приведена на рис. 6. При охвате однотрубной системой лишь 0,42—0,5 максимума нагрузки теплового потребления число часов использования максимума нагрузки однотрубного теплопровода составляет до 6000 *ч* в году или даже более. При принятых выше значениях удельной стоимости теплопроводов отчисления на амортизацию и текущий ремонт на 1 *км* трассы на каждую гигакалорию составляют величину, приведенную на рис. 7.

б) Расходы по перекачке теплоносителя определяются по затрате электроэнергии и стоимости 1 *квт·ч*. Правильнее считать, что энергия, затрачиваемая сетевыми насосами электростанции, оценивается по себестоимости ее выработки. Для современных электростанций большой мощности при чисто конденсацион-

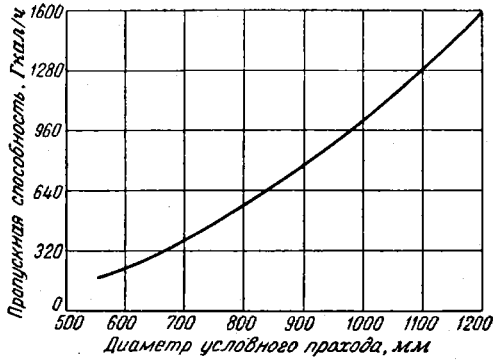


Рис. 6. Пропускная способность однотрубного теплопровода при температуре 180° С и удельном падении давления 4 *кг/м²·м*.

ной выработке энергии себестоимость 1 *квт·ч* для обычной цены топлива 100 *руб/т* усл. топлива составляет не более 0,5—0,65 коп. Стоимости перекачки воды на

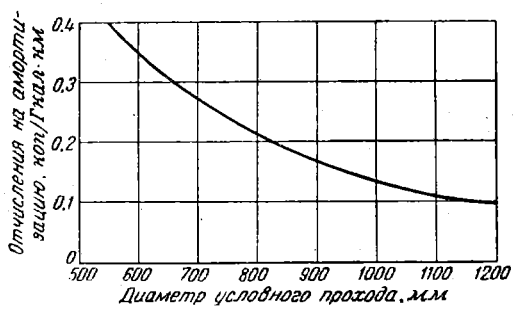


Рис. 7. Расходы на амортизацию и текущий ремонт тепловых сетей в зависимости от диаметра теплопровода.

1 *км* трассы однотрубного теплопровода, отнесенные к 1 *Гкал*, представлены на рис. 8.

в) Расходы на покрытие тепловых потерь зависят не только от диаметра теплопровода и температуры воды, но и от качества изоляции, а также от себестоимости тепла, вырабатываемого на станции. Для принятой выше цены топлива можно считать стоимость 1 *Гкал* в котельной станции равной 2,5—2,8 руб.

Стоимости тепловых потерь в зависимости от диаметра теплопровода приведены на рис. 9.

Суммарные расходы на транспорт тепла с учетом расходов на обслуживание показаны на рис. 10 в пре-

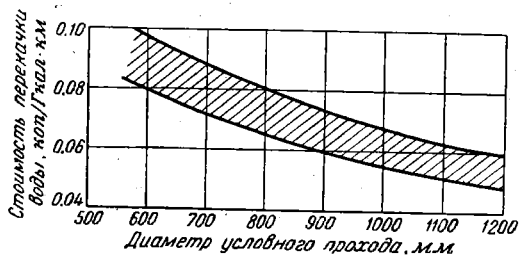


Рис. 8. Расходы на перекачку воды в зависимости от диаметра теплопровода (пределы изменения).

делах колебаний, вызванных принятыми выше ценами. Из указанного графика видно, насколько резко сказываются на стоимости транспорта тепла расчетная тепловая нагрузка и ее использование в течение года. Для

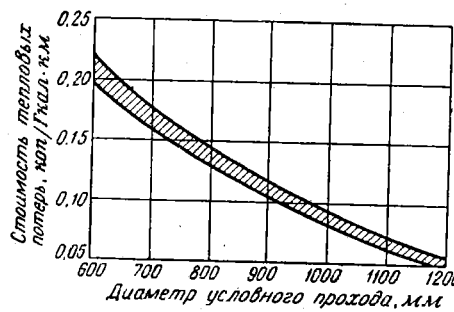


Рис. 9. Зависимость стоимости тепловых потерь от диаметра теплопровода при среднем качестве изоляции.

больших тепловых потоков увеличение дальности транспорта тепла не сказывается существенно на стоимости самого тепла. Так, по расчетам для транспорта тепла в количестве до 3000 *Гкал/ч* от электростанции мощностью 2400 *Мвт*, он обходится всего в 0,25 *коп/Гкал · км*. Таким образом, даже удаление электростанции от очень крупного теплового потребителя при однотрубной схеме

не увеличивает расходов по транспорту тепла, хотя бы на величину, обычную для городских тепловых сетей. Транспорт тепла по магистрали на 100 *км* обходится не дороже распределения тепла по городу; затраты на него составляют лишь 10% себестоимости тепла.

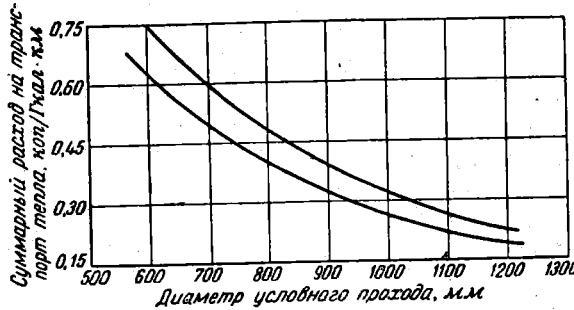


Рис. 10. Зависимость общей стоимости транспорта тепла от диаметра теплопровода.

С уменьшением количества транспортируемого тепла показатели транспорта резко ухудшаются. Это указывает на нецелесообразность удаления источника теплоснабжения от центра теплового потребления при малых тепловых нагрузках независимо от того, осуществляется ли транспорт по однотрубной или двухтрубной схеме. Для каждой расчетной тепловой нагрузки могут быть найдены целесообразные пределы транспорта тепла, выражаемые общим условием

$$L = \frac{\Delta S}{s_т},$$

где L — дальность транспорта, *км*;

ΔS — экономия затрат по ТЭЦ, достижимая за счет увеличения дальности транспорта и концентрации тепловых нагрузок, руб.;

$s_т$ — удельные затраты на 1 *км* теплопровода, руб.

Увеличение дальности транспорта против полученной из данной формулы может быть оправдано в ряде случаев специальными соображениями (условия размещения электростанций, топливная база, источники водоснабжения, наличие существующей электростанции, недопустимость размещения электростанции на более близком расстоянии и т. п.).

465—2

Б. Характеристики электростанций с однотрубной тепловой сетью

Особенностью электростанций, питающих тепловых потребителей по схеме однотрубного теплоснабжения, является необходимость забора воды из внешнего источника водоснабжения и подачи ее после соответствующей обработки и нагрева в однотрубный теплопровод под давлением, превышающим статическое.

Для указанной цели электростанция должна быть оборудована:

1) водозабором, обеспечивающим в надлежащем количестве воду, пригодную после соответствующей обработки для питания теплопровода и отдачи потребителям;

2) системой водоподготовки и деаэрации воды, полностью защищающей оборудование станции, теплопровод, распределительные сети города и потребителей от загрязнений, отложений, вредного действия на здоровье населения и улучшающей качество подаваемой потребителю воды по сравнению с водопроводной водой (например, умягчением);

3) системой сетевых подогревателей, доводящих температуру воды из внешнего источника до необходимой по графику работы теплопровода с наибольшей возможной удельной выработкой электроэнергии;

4) турбинными агрегатами, снабженными необходимыми отборами для питания сетевых подогревателей, и питающими их котельными агрегатами, а также вспомогательным оборудованием.

Наличие ряда установок непосредственного водоразбора в городах СССР показывает возможность соблюдения требований, предъявляемых санитарными органами к выбору источников водоснабжения.

С другой стороны, не всегда такие условия могут быть обеспечены в непосредственной близости от тепловых потребителей или же источники водоснабжения оказываются экономически нерациональными. Так, например, питание однотрубных систем водой из городских водопроводов дает более дорогое решение, чем использование для этой цели естественных водоемов, достаточно защищенных от загрязнения. С другой стороны, расположение таких водоемов часто диктует размещение электростанций, рассчитанных на однотрубное

теплоснабжение. Следует учитывать, что однотрубные системы, как и системы с непосредственным разбором воды, разгружают водопроводные сооружения на соответствующий расход воды, чем они могут снизить и затраты на водозабор городских водопроводных сооружений, разводящие водопроводные сети и городские разборные устройства в домах. Такое снижение затрат особенно ощутимо, когда трасса холодного водовода, необходимого для снабжения города, близка или совпадает с трассой, по которой может быть проложен однотрубный теплопровод, который в этом случае играет роль горячего водопровода города.

В тех случаях, когда источники городского водоснабжения отличаются сильной минерализацией воды, переход на непосредственный разбор воды из тепловых сетей и однотрубные магистрали дает дополнительный выигрыш, поскольку он является единственным решением проблемы умягчения воды для бытового водоснабжения. С точки зрения подготовки воды для транспорта по теплопроводу такое умягчение обязательно даже без учета нужд населения.

В большинстве случаев обработка воды для однотрубного транспорта тепла может производиться по простейшим схемам без подогрева воды до высокой температуры. Это особенно важно, так как хорошо увязывается со схемой подогрева воды паром из отборов и решает вопрос о защите сетевых подогревателей от загрязнений. Одной из таких схем является схема коагуляции воды в напорных фильтрах с последующим Н-катионированием с голодной регенерацией. Такие схемы осуществимы в настоящее время для крупных установок, так как единичная производительность аппаратов напорного типа достигает 300 $м^3/ч$. Для электростанций большей мощности, которые рассчитаны на отдачу 1 000 *Гкал/ч* и больше, необходимо стремиться к увеличению производительности аппаратов, так как число их уже исчисляется десятками.

Учитывая необходимость предварительной коагуляции воды, ее надо предварительно нагревать хотя бы до 30—35° С, что обычно осуществимо в конденсаторах нормального вакуума. Несколько сложнее вопрос о деаэрации воды, так как по требованиям санитарных органов она должна проводиться при атмосферном

давлении. Включение атмосферного деаэратора в схему нагрева воды само по себе не вызывает трудностей, но связано обычно с потерей конденсата пара, расходуемого на деаэрацию. Поэтому необходимо стремиться к максимальному нагреву воды перед атмосферными деаэраторами (до 95—98° С), с тем чтобы расход греющего пара свести к минимуму. Другим решением является применение «поверхностных» деаэраторов. Однако это решение энергетически менее выгодно, чем применение атмосферных смешивающих деаэраторов.

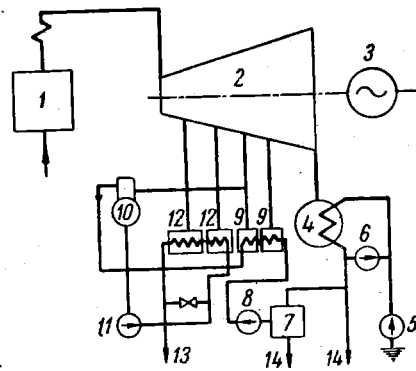


Рис. 11. Схема нагрева воды при однотрубном теплоснабжении от ТЭЦ с нерегулируемыми отборами пара.

1 — котел; *2* — турбина; *3* — генератор; *4* — конденсатор; *5* — циркуляционный насос; *6* — рециркуляционный насос; *7* — водоподготовительное оборудование; *8* — сетевой насос первого подъема; *9* — сетевые подогреватели низкого давления; *10* — деаэратор сетевой воды; *11* — сетевой насос второго подъема; *12* — сетевые подогреватели высокого давления; *13* — однотрубный теплопровод; *14* — сброс воды из конденсатора и после водоподготовки (на промывку и регенерацию реактивов).

Наличие такого деаэратора желательно и по другой причине: он является естественной точкой тепловой схемы, используемой для установки основных сетевых насосов для перекачки сетевой воды через вышележащие сетевые подогреватели и теплопровод.

Подогрев сетевой воды может осуществляться следующим образом. Циркуляционная вода после конденсатора турбины (рис. 11) при температуре 30—35° С направляется на водоподготовку и после обработки в фильтрах возвращается в систему сетевых подогревателей.

Сетевые подогреватели питаются от ряда отборов турбины, давления в которых желательно выбрать, исходя из равномерного нагрева воды в каждой ступени на 30—35° С. Таким образом, для нагрева воды до 180° С необходимы пять-шесть ступеней нагрева, включая и конденсатор нормального вакуума. При обычном соотношении нагрузок на отопление и вентиляцию,

с одной стороны, и на горячее водоснабжение — с другой, в течение почти всего зимнего сезона тепловая нагрузка электростанций остается примерно постоянной, снижаясь лишь в теплые дни сезона. С другой стороны, и летняя нагрузка устойчива, так как колебания в пределах суток воспринимаются аккумулирующими устройствами тепловой сети. По этой причине нет необходимости в выполнении отборов турбины для нагрева воды регулируемыми. Другим фактором, позволяющим обойтись без регулируемых отборов, является возможность регулирования числом агрегатов и числом ступеней нагрева. И в том и в другом случаях может быть достигнуто регулирование турбин по электрическому графику без необходимости введения регулирования давления отборов. Работа нескольких агрегатов на один теплопровод объясняется тем, что даже при относительно малом диаметре теплопровода по однотрубной схеме пропускная способность его велика и соответствует отпуску пара несколькими турбинами электростанции. Так, при диаметре 600 *мм* и скорости воды 1,8 *м/сек* пропускная способность теплопровода составляет 300 *Гкал/ч* при температуре воды 180° С. Этому соответствует отпуск тепла от двух турбин по 100 *Мвт*.

Расчет отпуска тепла по полному использованию пропускной способности турбины приводит к тому, что она имеет всегда обеспеченный минимальный расход пара в конденсатор. Величина этого минимального пропуска значительно превышает тот минимум, который указывается для турбин с регулируемым отбором пара и конденсацией. Обычно он не опускается ниже 20—25% расчетного расхода в конденсатор при чисто конденсационном режиме турбины.

При отпуске тепла в горячей воде с температурой 180° С и нагреве воды в конденсаторе до 30° С (или примерно на 25—28° С) на долю конденсатора падает около 15% отпускаемого тепла.

Расход же пара на подогрев этой воды в конденсаторе будет примерно на 25% больше из-за необходимости греть также воду, идущую на собственные нужды водоподготовительной установки, что доводит расход пара в конденсатор примерно до 19% необходимого для нагрева сетевой воды до расчетной температуры.

В этом расчете приближенно принято, что отдача

тепла 1 *кг* конденсирующегося пара одинакова в конденсаторе и в отборах, что близко к истинным условиям для подогревателей низкого давления. Расход пара на регенеративный подогрев при работе турбины с максимальной отдачей тепла меньше, чем при чисто конденсационном режиме, поэтому указанный выше расход (19%) достаточно близок к доле расхода, идущей в конденсатор при конденсационном режиме. Практически же расход пара в конденсатор не падает ниже 20% расчетного.

При всех остальных режимах (например, при снижении тепловой нагрузки и необходимости повышения электрической мощности агрегата) расход пара в конденсатор увеличивается со сбросом части охлаждающей воды в сливной канал.

Отсутствие регулируемых отборов является преимуществом схемы, которое решает задачу использования конденсационных турбин для целей однотрубного теплоснабжения без переделки проточной части турбины.

Многочисленные расчеты показали возможность использования типовых турбин конденсационного типа в качестве теплофикационных по схеме однотрубного теплоснабжения. При полной тепловой нагрузке, естественно, уменьшается электрическая мощность турбины. Так, для турбины ПВК-150 получена максимальная мощность около 115 *Мвт* при отдаче около 200 *Гкал/ч* с температурой 180° С; для турбины ВК-100-6 был проведен расчет на отдачу 140 *Гкал/ч* при 180° С, что дало нагрузку около 84 *Мвт*. Для турбины СК-300 (240 *ата*, 580° С с промежуточным перегревом до 565° С) получена мощность 240 *Мвт* при отпуске в горячей воде с температурой 180° С до 350 *Гкал/ч*. Следует подчеркнуть, что эти расчеты имели целью проверить возможный отпуск тепла, но не рассматривали тех изменений конструкций турбин, которые могут потребоваться в связи с отпуском тепла (усиление диафрагм, увеличение диаметров патрубков отборов и щелей для вывода пара), так как рассматривались типовые конденсационные машины.

Одной из особенностей тепловой схемы электростанций однотрубного теплоснабжения при применении типовых турбин с промежуточным перегревом пара является необходимость использования значительного

перегрева пара из отборов, расположенных за промежуточным перегревателем. Отказ от использования этого перегрева привел бы к снижению термодинамической эффективности таких агрегатов в качестве теплофикационных, так как снизил бы базу теплового потребления путем уменьшения весового расхода пара из отборов. Решение этой задачи возможно применением схемы, показанной на рис. 12. Пар из отбора предварительно охлаждается, отдавая свое тепло сетевой воде, прошедшей через подогреватель, работающий на охлажденном паре. Расчеты показали, например, что дополнительный нагрев в верхней ступени сетевой подогревательной системы за счет использования перегрева греющего пара достигает у агрегатов типов ПВК и СК около 5° С, что равносильно повышению давления греющего пара на 2—3 *ат* при отсутствии такого использования или дополнительному расширению пара в турбине на 3 *ккал/кг*.

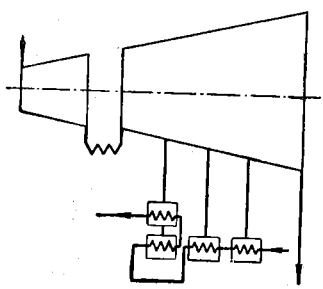


Рис. 12. Схема использования перегрева пара из отбора для нагрева сетевой воды.

Для осуществления схем по рис. 11 и 12 необходимы подогреватели, рассчитанные на соответствующие давления и температуры воды, а также сетевые насосы повышенного давления, еще не выпускаемые заводами СССР.

Необходимо учесть, что на схему однотрубного теплоснабжения могут быть переведены и конденсационные электростанции с другими типами агрегатов, если заводская проверка покажет допустимость сравнительно небольших изменений конструкции. Это увеличило бы базу для однотрубного транспорта тепла и вовлекло бы в систему теплоснабжения ряд существующих конденсационных электростанций.

4. РЕЖИМ РАБОТЫ ТЭЦ С ОДНОТРУБНОЙ СИСТЕМОЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В КРУПНОЙ ЭНЕРГОСИСТЕМЕ

В течение почти всего зимнего сезона при принятых выше тепловых нагрузках однотрубного теплопровода нагрузки отборов турбин ТЭЦ будут устойчивыми. Это

приведет по существу к работе агрегатов по тепловому графику. В летнее время, когда из городских потребителей тепла останется только горячее водоснабжение, нагрузка ТЭЦ резко уменьшится. Выше указывалось, что средняя зимняя нагрузка горячего водоснабжения составляет обычно 14—16% зимнего максимума нагрузки или 33% тепловой нагрузки отборов турбин. В летнее время нет необходимости в отдаче тепла с той же температурой, что и в зимнее, так как по условиям теплового потребления достаточна температура воды 60° С.

Однако, исходя из требования термической атмосферной деаэрации отдаваемой воды, приходится на выходе с ТЭЦ поддерживать и летом температуру воды не ниже 104° С. С другой стороны, среднелетняя нагрузка горячего водоснабжения ниже среднезимней, что объясняется характером самого потребления. Вода расходуется бытовыми потребителями не при 60° С, а в основном при 35° С, что достигается смешением ее на месте с водопроводной водой, имеющей в зимнее время температуру 5° С, а в летнее — около 15° С. Таким образом, на каждый литр смешанной воды при 35° С надо зимой подавать с ТЭЦ 0,55 *л* воды при 60° С, а летом — всего 0,45 *л*.

Это обстоятельство уменьшает тепловую нагрузку горячего водоснабжения летом на $\left(1-\frac{0{,}45}{0{,}55}\right)\cdot 100=18\%$. Количество же отдаваемой с ТЭЦ воды уменьшится в еще большей степени, так как отпуск производится при 104, а не при 60° С. Даже с учетом относительного увеличения тепловых потерь в летнее время при сниженном расходе воды по теплопроводу общее уменьшение количества воды, подаваемой с ТЭЦ, составит 45%, т. е. летний расход в теплопровод составит всего 55% зимнего.

Снижение летнего отпуска тепла при одновременном снижении температуры воды приведет к некоторому уменьшению выработки электроэнергии на тепловом потреблении, т. е. к увеличению пропуска через турбину пара, идущего в конденсатор, и сбросу некоторого количества тепла с охлаждающей водой.

Режим тепловой нагрузки и работы двухагрегатной ТЭЦ иллюстрируется графиком на рис. 13.

Пиковая нагрузка теплового потребления покрывается источниками теплоснабжения, находящимися в конце однотрубного транзита. Такими источниками могут быть пиковые котельные, специально сооружаемые для данной цели, котлы ТЭЦ и конденсационных электростанций, находящихся вблизи центра теплового потребления города или района, а также турбинные установки (например, турбины менее экономичных ТЭЦ, ранее построенных в центре тепловых нагрузок). Доля тепловой нагрузки, покрываемая этими источниками, составляет

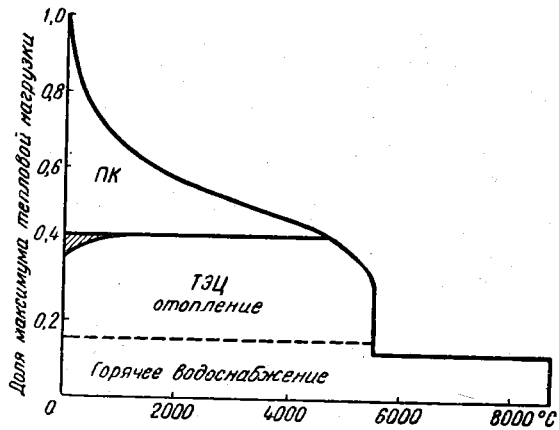


Рис. 13. Годовой график нагрузки ТЭЦ с пиковой котельной при однотрубной системе теплоснабжения. *ПК*—доля, покрываемая от пиковых котельных (18—20% годовой тепловой нагрузки).

18—20% годовой тепловой нагрузки. По сравнению с круглогодовой работой ТЭЦ в центре тепловой нагрузки расход топлива в городе или данном районе снижается при возможности осуществления внегородской или внерайонной ТЭЦ однотрубного теплоснабжения почти в 10 раз.

Весьма важным является вопрос об участии ТЭЦ в покрытии электрических нагрузок энергосистемы, так как в зависимости от степени этого участия решается и основной экономический вопрос о затратах на энергетические источники системы.

Многоступенчатый нагрев сетевой воды дает возможность регулирования электрической мощности агрегата

путем изменения расхода не только нагреваемой воды, но и ее температуры, не прибегая к регулируемым отборам пара. На рис. 14 показана зависимость электрической мощности агрегата ПВК-150 от температуры нагреваемой воды при сохранении постоянного расхода сетевой воды. Требование постоянства расхода воды весьма существенно, так как расход определяется условиями потребления воды на нужды горячего водоснабжения и не может быть заменен включением другого источника теплоснабжения, рассчитанного только на отдачу тепла,

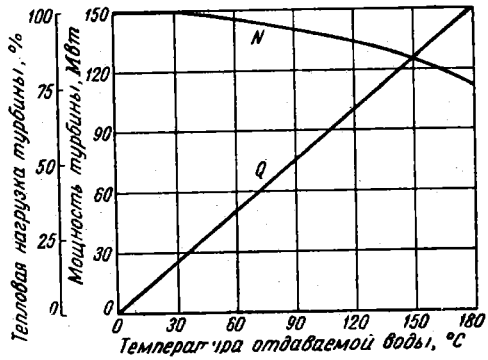


Рис. 14. Зависимость мощности агрегата от температуры отдаваемой воды при многоступенчатом нагреве (турбина ПВК-150).

но не на отдачу приготовленной для горячего водоснабжения воды.

Как видно из рис. 14, мощность агрегата восстанавливается значительно быстрее снижения тепловой нагрузки по мере понижения температуры отдаваемой воды. Это объясняется тем, что в работе остаются энергетически более выгодные отборы низкого давления и увеличивается пропуск пара в конденсатор за счет высвобождения пара, ранее шедшего в верхние отборы турбины. В предельном случае мощность турбины достигает номинальной при отдаче с ТЭЦ холодной воды после конденсатора нормального вакуума.

Использование принципа регулирования температуры отдаваемой воды может способствовать применению агрегатов ТЭЦ в качестве пиковых агрегатов энергосистемы. Для этого не потребуется дополнительной произ-

водительности энергетических котлов. Так, в случае необходимости покрытия электрического графика (рис. 15) агрегат типа ПВК-150 будет работать в момент максимальной нагрузки системы с номинальной мощностью с прекращением нагрева воды паром из отборов на 2 *ч* в сутки и будет в точности следовать графику электрической нагрузки, отдавая в течение 6 *ч* воду с температурой 104° С и в течение 7 *ч* воду с температурой 140° С вместо расчетной 180° С. Даже в этом наиболее тяжелом случае при совпадении электрического абсолютного

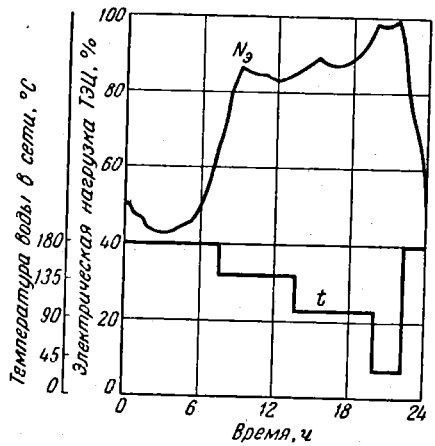


Рис. 15. Работа ТЭЦ однотрубного теплоснабжения по электрическому графику с переменным отпуском тепла за сутки при прохождении электрического максимума системы.

максимума энергосистемы с требованием выдачи максимального количества тепла недодача тепла в течение суток составит 23%.

Другими словами, в сутки с электрическим максимумом нагрузки энергосистема сможет полностью рассчитывать на номинальную мощность агрегатов ТЭЦ, если пиковые источники теплоснабжения смогут восполнить дефицит тепла, указанный выше. За исключением наиболее холодных дней, когда пиковые источники полностью загружены, эта перегрузка не представляется для них ощутимой. Совпадение же абсолютного годового

максимума электрической нагрузки с абсолютным расчетным минимумом температуры наружного воздуха весьма маловероятно. Дополнительным резервом, который может быть использован в случае крайней необходимости обеспечения нагрузки ТЭЦ при совпадении обоих видов потребления энергии, могли бы быть специальные пиковые котлы, устанавливаемые на территории ТЭЦ и требующие затрат, в 3—4 раза меньших, чем резерв котельной производительности при энергетических параметрах. Однако это мероприятие представляется излишним в большинстве реальных энергосистем.

Необходимо рассмотреть роль ТЭЦ однотрубного теплоснабжения также и с точки зрения топливного режима энергосистемы. В настоящее время считается общепризнанным, что находящиеся в пределах населенных мест энергоустановки и котельные должны работать на возможно менее вредном для населения топливе. Таким топливом может явиться только природный газ.

Неизбежным недостатком применения природного газа является трудность хранения его вблизи места использования. Имеющиеся проекты газохранилищ подземного типа лишь в малой степени позволяют рассчитывать на выравнивание газового графика в течение года, а размещение таких хранилищ вблизи мест потребления далеко не всегда возможно. С другой стороны, для получения экономически приемлемых показателей по добыче и транспорту газа на большие расстояния требуется высокое использование максимума газовой нагрузки в течение года, определяемое величиной не ниже 7 500 *ч*. Как известно, число часов использования максимума теплового потребления на цели отопления, вентиляции и горячего водоснабжения города не превышает 3 000—3 500. Отсюда возникает необходимость в создании газовых «буферных» потребителей, могущих воспринять провалы сезонного графика потребления газа. Наиболее мощным таким потребителем, несомненно, являются крупные электростанции, расположенные вне городов, так как они могут быть переведены на сжигание другого вида топлива в период максимального потребления газа городом. Для выравнивания графика газовой нагрузки мощности таких буферных потребителей должны быть сравнительно большими.

Как показывают расчеты, на каждый киловатт ТЭЦ

в пределах города необходимо соорудить за его пределами 2,1 *квт* на конденсационной электростанции для возможности сглаживания графика газового потребления. Эти расчеты подтверждаются и реальным проектированием. Так, по Конаковской ГРЭС мощностью 2 400 *Мвт* для Москвы подсчитано, что даже при переводе ее в холодные дни на другой вид топлива московские ТЭЦ должны будут работать в значительной мере на жидком или твердом топливе, так как газовый буфер, создаваемый Конаковской ГРЭС, недостаточен по мощности.

Иначе обстоит дело при возможности выноса ТЭЦ за пределы населенных пунктов, что и является преимуществом однотрубных систем, позволяющим увеличить радиус транспорта тепла. В этом случае сама ТЭЦ становится буфером, высвобождая газ в холодные дни для пиковых источников теплоснабжения в городе. Более того, сооружение такой ТЭЦ вместо параллельного развития ТЭЦ внутри города и ГРЭС вне его позволяет рассчитывать газопровод только на максимум нагрузки ТЭЦ без пиковых источников, которые будут получать тот же газ взамен направления его на ТЭЦ. В ряде случаев это даст большую экономию средств и металла, даже при необходимости удлинения однотрубных теплопроводов для соединения внегородских ТЭЦ с городскими сетями.

Топливный режим системы в течение года представлен на рис. 16. Пиковые источники теплоснабжения в данном случае можно рассчитывать надежно на один, а не на два вида топлива, что удешевляет их и позволяет отказаться от внутригородского транспорта топлива (кроме газа).

5. РАЗМЕЩЕНИЕ ПИКОВЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При выборе числа, типов и размещения пиковых источников теплоснабжения решающую роль играют затраты на сооружение этих источников и на сооружение тепловых сетей. Однако при одинаковых затратах для различных вариантов размещения таких источников необходимо учесть и эксплуатационные факторы, в частности количество обслуживающего персонала. Дело в том,

что количество персонала в малой степени зависит от масштаба производительности котельного агрегата и даже при больших масштабах может оказаться меньшим, чем при малых, так как укрупнение всегда связано с большей степенью механизации и автоматизации производственных процессов.

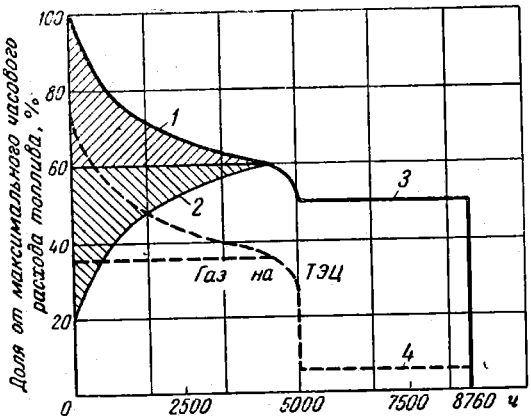


Рис. 16. Топливный режим системы с внегородской ТЭЦ и пиковыми котлами в городе.

1 — расход газа на пиковой котельной; *2* — расход твердого топлива на ТЭЦ взамен газа в холодный период года; *3* — суммарный расход топлива; *4* — расход топлива, относимый на тепловую энергию.

Расходы по персоналу котельной при ее производительности 1 *Гкал/ч* могут составить 0,5—0,7 *руб/Гкал* отпущенную, т. е. до 20% общей стоимости тепла. Для котельных же большой производительности фактор персонала не играет существенной роли в определении себестоимости тепла.

Поэтому при получении одинаковых результатов при сопоставлении только капитальных затрат принципиально правильно будет идти на укрупнение, дающее не только лучший энергетический эффект, но и экономию труда, что в условиях городов играет большую роль.

С разукрупнением котельных вопрос о сжигании какого-либо другого вида топлива, кроме газообразного, становится технически и экономически трудно разреши-

мым. С другой стороны, в случае применения существующих схем с расположением не только пиковых, но и основных источников теплоснабжения внутри города необходимо предусмотреть сжигание в пиковых котельных, кроме газа, также и другого топлива. Более того, такие котельные часто приходится проектировать только на жидкое топливо, так как они имеют очень малое число часов использования и резервирование для них газа при отсутствии достаточно мощных буферных потребителей обычно невозможно. Доставка же жидкого топлива в пиковые котельные автотранспортом сразу удорожает топливо на 10—15% против железнодорожной доставки, еще возможной при расположении крупных пиковых котельных в районе железнодорожных веток. Отсутствие высоких дымовых труб у котельных малой производительности практически даже при малом числе часов их работы означает ухудшение состояния воздушного бассейна.

Наконец, качество регулирования отпуска тепла в малых установках всегда находится на более низком уровне, чем в крупных, поэтому неизбежны перерасходы топлива по двум причинам: из-за увеличенных тепловых потерь в самих котельных и из-за перерасхода тепла по сравнению с теоретически необходимым по причине перетопов.

Все указанные причины практически привели к отказу от сооружения пиковых котельных производительностью меньше той, которая могла бы удовлетворить потребность в тепле сравнительно крупного микрорайона сверх тепла, подаваемого от ТЭЦ. Это сужает сферу применения пиковых котельных величинами теплового потребления не ниже 10 *Гкал/ч* или общего теплового потребления данного района с учетом доли ТЭЦ не ниже 20 *Гкал/ч*. При таких условиях пиковая котельная уже охватывает территорию не менее 1 $км^2$ и имеет разветвленные тепловые сети, которые обязательно должны быть выполнены с обратными тепловыми магистралями, как это вытекает из существа поставленной задачи.

Единственным исключением из указанного решения могли бы быть специальные пиковые источники теплоснабжения, непосредственно размещаемые на вводах в отдельные здания или даже отдельные секции зданий.

Оправданием для такого решения может быть перевод пищеприготовления в жилых зданиях на электроэнергию при наличии готовых газовых вводов в здания. Следует, однако, помнить, что расчетная нагрузка газового ввода в здание с учетом одновременности действия бытовых приборов и кухонь относительно невелика (при отсутствии газовых ванн) и достигает лишь 10—15% нагрузки, которую должны покрыть пиковые котлы для нагрева сетевой воды, поступающей по однотрубным теплопроводам с ТЭЦ, до необходимой температуры на вводе после смешения с водой, возвращаемой из отопительной системы. Сооружение небольших газовых водонагревателей производительностью 100—150 тыс. *ккал/ч*, полностью автоматизированных и относительно недорогих, могло бы дать эффект с точки зрения доведения однотрубной системы до ввода в здание только при условии, что такой вариант не потребует увеличения газопроводов до зданий.

Во всех прочих случаях этот вариант неизбежно становится менее эффективным, чем укрупненная пиковая котельная, так как затраты на газопроводы увеличенной пропускной способности перекрывают экономию за счет отказа в пределах данного микрорайона от обратных линий. Не менее тяжелые условия создаются и при желании найти другой источник тепла для нагрева воды в пиковых котлах, например электроэнергию. Электронагреватель указанной производительности сам по себе прост и может быть легко установлен на домовом вводе с полным отказом от обслуживания. Однако масштабы тепловой нагрузки (100—150 тыс. *ккал/ч*) означают необходимость подвода мощности 120—180 *квт* к дому сверх необходимой для прочих нужд здания. Это приводит к удвоению пропускной способности кабельной сети до здания по сравнению с требуемой даже при полной электрификации пищеприготовления. Это обстоятельство полностью ликвидирует перспективы «пикового электроотопления», не говоря уже об отсутствии мощностей в энергосистемах, могущих без очень больших дополнительных капиталовложений осуществить такое питание пиковых источников теплоснабжения. Рассчитывать на «провальные» мощности в течение ночных часов для осуществления такого способа покрытия пиковых тепловых нагрузок не приходится. Даже при падении нагруз-

ки энергосистемы до 50% в ночные часы по сравнению с дневным максимумом можно говорить лишь об использовании на 1 *квт* максимума не более 0,5 *квт* для отопительных целей при отдаче в сутки не более 5—6 *квт·ч* или 4 000—4 800 *ккал*. Таким образом, на каждого жителя города при пиковом потреблении до 15—25 тыс. *ккал/сутки* потребуется мощность системы порядка 4—5 *квт*, или почти в 10 раз больше реально располагаемой мощности.

По указанным соображениям единственно реальными источниками пикового теплоснабжения остаются котельные производительностью не менее 10 и не более 150—200 *Гкал/ч*. Верхний предел производительности пиковой котельной диктуется территорией района и масштабами населения, проживающего в таком районе. В средних городах часто окажется достаточным сооружение одной пиковой котельной и разукрупнение ее может быть оправдано лишь местными условиями (характер рельефа, разбивка города на отдельные независимые районы водными и железнодорожными путями).

Вопрос о размещении пиковых источников теплоснабжения тесно связан с вопросом выбора схемы теплоснабжения. При двухтрубных тепловых сетях количество воды, циркулирующее в сети, практически не зависит от того, будет ли пиковая котельная совмещена территориально с ТЭЦ или оторвана от нее. Расчеты показали лишь, что, начиная с максимума тепловой нагрузки района 300 *Гкал/ч* и выше, рационально независимо от размещения пиковой котельной соединять ТЭЦ с центром тепловой нагрузки питательной магистралью, т. е. предусматривать в центре смесительную подстанцию. При этих условиях питательную магистраль рационально рассчитывать на повышенный график температур с максимальной температурой 180° С против 150° С в распределительных сетях города. Только при нагрузках, превышающих 1 000 *Гкал/ч*, при двухтрубных сетях становятся рациональными отрыв пиковых котлов и размещение их не на площадке ТЭЦ, а в центре теплового района. В этом случае котельная должна работать с ТЭЦ параллельно по воде, т. е. ТЭЦ подает в центр лишь часть воды, нагретой до расчетной температуры.

Иначе обстоит дело при выполнении однотрубными соединительных магистралей между ТЭЦ и пиковыми

котельными. В этом случае отрыв рационален уже при сравнительно малых масштабах тепловой нагрузки (примерно со 100 *Гкал/ч*) и пиковые котельные рассчитываются, как и основной источник теплоснабжения, на максимальную температуру теплоносителя. При этом предполагается, что город имеет теоретически правильную конфигурацию квадрата с равномерной сеткой распределительных сетей (рис. 17). При вытянутой территории города (рис. 18) становится рациональным размещение вдоль основной трассы однотрубного теплопровода не одной, а двух пиковых котельных. Дальнейшее разукрупнение пиковых источников должно определяться их стоимостями и стоимостью тепловых сетей. Для оценки стоимости тепловых сетей города от ТЭЦ до вводов в здания можно воспользоваться следующей эмпирически найденной зависимостью, проверенной на большом числе объектов:

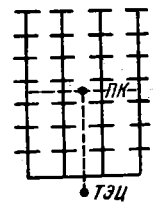


Рис. 17. Размещение ТЭЦ на периферии и пиковой котельной в центре тепловой нагрузки.

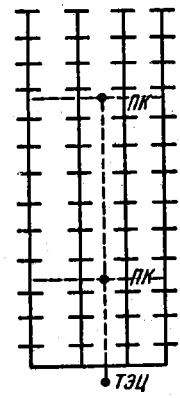


Рис. 18. Размещение ТЭЦ на периферии и двух пиковых котельных в центрах тепловой нагрузки.

Вложения в тепловые сети

$$S_c = A + B \log Q \ [руб/Гкал/ч],$$

где Q — тепловая нагрузка района или города, *Гкал/ч*, при графике температур 150 — 70° С и двухтрубной замкнутой сети;

A и B — постоянные коэффициенты.

Значения этих коэффициентов в проектах, выполненных разными организациями, резко различаются, причем для Москвы Мосэнергопроектом получены значения $A = 3\,000$ и $B = 6\,200$ *руб/Гкал/ч*; по ряду других городов, проектируемых Теплоэлектропроектом, $A = 2\,000$ и $B = 4\,100$ *руб/Гкал/ч*.

Интересно отметить, что значения для Москвы оказались на 50% выше, чем для остальных городов, что

может объясняться особенно трудными условиями прокладки тепловых сетей в столице.

В эти значения уже включены как питательные, так и распределительные и внутриквартальные сети. Так, для Москвы внутриквартальная сеть при тепловой нагрузке квартала 5 *Гкал/ч* обходится в 7 300 *руб/Гкал/ч*, а домовые вводы при нагрузке одного ввода 0,6 *Гкал/ч* обходятся в 1 500 *руб/Гкал/ч*. Для комплексной сети с нагрузкой 500 *Гкал/ч* московские данные указывают удельную стоимость в размере 19 600 *руб/Гкал/ч*, а для провинциальных городов такого же масштаба по данным ТЭП можно ожидать удельной стоимости сетей около 13 500 руб.

Поскольку формула зависимости стоимости сетей от тепловой нагрузки носит логарифмический характер, увеличение тепловой нагрузки в 10 раз приводит к увеличению удельной стоимости сетей на *B руб/Гкал/ч*. Для всех городов, кроме Москвы, можно считать, что такое укрупнение сетевого района удорожает сети на 4 000 *руб/Гкал/ч*. Таким образом, следует решить вопрос о целесообразности укрупнения или разукрупнения котельных для покрытия пиковых нагрузок, исходя из возможности удешевления их на такую же величину при переходе от данной производительности к 10-кратной. По данным проф. С. Ф. Копьева [1], для угольных пиковых котельных удельная стоимость их составляет при производительности 19 *Гкал/ч* 11 200 *руб/Гкал*, при 100 *Гкал/ч* — 7 500 *руб/Гкал* и при 200 *Гкал/ч* — 7 000 *руб/Гкал*. Таким образом, переход от 20 к 200 *Гкал/ч* дает удешевление удельной стоимости тепла пиковой котельной с неэнергетическими котлами на твердом топливе на 4 200 *руб/Гкал/ч*. Это означает, что в случае сооружения двухтрубных тепловых сетей в городе суммарные затраты на котельные и сети будут почти одинаковыми для вариантов пиковых котельных производительностью 20 и 200 *Гкал/ч*. Исходя из изложенных выше соображений, следует ориентироваться на вариант 200 *Гкал/ч*, т. е. выбирать сравнительно крупные районы, питаемые от каждой пиковой котельной. При переходе на газообразное топливо разность стои-

[1] С. Ф. Копьев, Развитие ТЭЦ в крупных энергосистемах с мощными конденсационными электростанциями высокого и сверхвысокого давления, «Теплоэнергетика», 1959, № 4.

мостей котельных уменьшится примерно на 30%, т. е. имеется стимул к уменьшению производительности их. В еще большей степени этот стимул действует при возможности осуществления более глубоких вводов однотрубных теплопроводов, так как замена двухтрубной питательной сети однотрубной, как уже указывалось, снижает затраты в 4—5 раз.

Однако действие других факторов, способствующих укрупнению, в большинстве случаев приведет к выбору пиковых котельных с производительностью не менее 50—100 *Гкал/ч*. Эта производительность достаточна для ограничения числа пиковых котельных даже в относительно крупных городах (с населением до 500 тыс. жителей) величиной 4—5. Для очень крупных городов следует ориентироваться на более крупные котельные из чисто практических соображений и принять их производительность до 150—200 *Гкал/ч*.

6. ВЛИЯНИЕ ОДНОТРУБНОГО ПИТАНИЯ ГОРОДСКИХ СЕТЕЙ НА ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Наличие однотрубных вводов в город и его районы сказывается на конфигурации и характеристиках внутригородских и внутрирайонных тепловых сетей, которые в данном случае остаются двухтрубными (с непосредственным водоразбором).

До настоящего времени такие двухтрубные сети проектируются, как правило, с элеваторным присоединением отопительных потребителей. Это вынуждает независимо от экономической целесообразности ограничивать высшую температуру воды в тепловой сети 150° С, хотя уже при такой температуре из-за повышенного коэффициента смешения элеваторных узлов приходится предусматривать большие напоры на вводах (до 12—18 *м*). Повышение напоров приводит к снижению эффективности схемы, так как означает перерасход электроэнергии на перекачку теплоносителя. Отсюда возникли различные предложения о присоединении «последних» потребителей сети по независимой схеме, через теплообменники или через смесительные насосные узлы. Трудность заключается в определении понятия «последних» потребителей, так как в правильно рассчитанной идеальной тепловой сети все напоры гасятся соответствующим вы-

бором диаметром магистралей и ответвлений и по этой причине любой потребитель может рассматриваться как последний. Кроме того, происходит изменение конфигурации сети при присоединении дополнительных потребителей, часто не предусмотренных проектом.

Несомненно, что ограничение температуры воды величиной 150° С не сказывается на экономике двухтрубных сетей при питании их от турбин типа ВТ, для которых верхний предел нагрева воды не превосходит 110—115° С. Иначе обстоит дело в случае ввода в район магистрали с температурой воды 180° С, что вызывается условиями однотрубного транспорта тепла. Необходимо в таких случаях выяснить, что целесообразнее: температура воды сети не выше 150° С с сохранением схемы элеваторного присоединения или повышение температуры до 180° С с переходом на независимое или насосное присоединение. Первое решение дает более дешевые вводы, второе — более дешевые сети.

Простой расчет показывает, что переход с температуры воды 150° С в подающей магистрали на 180° С при сохранении в обоих случаях одинаковой температуры на обратной линии 70° С (для схемы с непосредственным водоразбором) приводит к теоретическому уменьшению среднего диаметра в $\left(\frac{150-70}{180-70}\right)^{0,38}=0,88$ раза, т. е. на 12%.

Для района с нагрузкой 200 *Гкал/ч* теоретическое снижение затрат на тепловые сети составит в этом случае 1 800 *руб/Гкал.*

Современные домовые элеваторные отопительные вводы, как известно, обходятся примерно в такую же сумму. Таким образом, повышение температуры воды будет целесообразно в тех случаях, когда усложнение ввода, вызванное таким повышением, не превышает по затратам стоимость обычного ввода. Можно считать, что одно это обстоятельство может привести к более широкому переводу внутрирайонных сетей на температуру воды 180° С при наличии однотрубного ввода в район.

Однако этим не ограничивается влияние схемы ввода в район. Действительно, при переходе на независимое присоединение отопительных нагрузок отпадает наиболее сложный вопрос о необходимости сохранения постоянства расхода воды на вводах. Схемы с независи-

мыми вводами в значительно большей мере пригодны для осуществления количественно-качественного регулирования.

При количественно-качественном регулировании можно с успехом пойти на выбор расчетного режима тепловой сети не в наиболее холодный день, а при пониженной тепловой нагрузке, осуществляя переход к удовлетворению максимальной нагрузки путем «форсировки» сети, т. е. пропуска через нее повышенного расхода воды. Если такая «форсировка» будет кратковременной (например, ограничится периодом температур наружного воздуха, при которых отопительная нагрузка изменяется от 80 до 100% расчетной величины), то потребная увеличенная мощность сетевых насосов не вызовет необходимости в увеличении мощности питающих эти насосные электростанций. Практически это означает, что расчет двухтрубной сети района можно вести не на перепад температур 180—70° С при наинизшей расчетной температуре воздуха, а на перепад 180—60° С при 0,8 расчетного перепада температур воздуха или расчетной тепловой нагрузки. С другой стороны, это приведет к уменьшению расчетного расхода воды в сети до $\frac{0{,}8\cdot(180-70)}{180-60}=0{,}73$ того расхода, на который рассчитываются обычные сети. В свою очередь такое снижение расхода приведет к уменьшению диаметров в $1:1{,}14=0{,}88$ раза.

Наконец, следует подчеркнуть, что ввод однотрубного теплопровода в район означает возможность перехода от периферийного питания района, которое имеет место при отказе от размещения внутри района пиковой котельной, к центральной разводке сети по району. Одно это обстоятельство может привести, по расчетам проф. С. Ф. Копьева, к снижению затрат на тепловые сети района на 5—10%. Таким образом, все указанные выше факторы приводят к уменьшению затрат на тепловые сети двухтрубной части системы почти на 30%. Такое значительное снижение затрат, измеряемое величиной 3 500 *руб/Гкал*, полностью оправдает перерасход по усложнению узла присоединения отопительного потребителя.

Итак, наличие однотрубных вводов способствует снижению затрат на двухтрубные внутрирайонные сети

и переходу на независимые отопительные вводы. Это в значительной мере облегчает задачу перехода на однотрубные вводы в тех городах, где тепловые сети выполнены двухтрубными замкнутыми, а вводы — по наиболее экономичной из закрытых схем, схеме с двумя последовательными подогревателями. По действующим нормам расчета систем горячего водоснабжения теплообменники на вводе в дом должны рассчитываться на максимальный расход воды, определяемый с учетом коэффициента одновременности действия приборов горячего водоснабжения. Для средних условий обеспечения горячей водой максимальный расход тепла на горячее водоснабжение оказывается близким к максимальному расчетному расходу тепла на отопление жилого здания. Сравним необходимую поверхность нагрева теплообменников горячего водоснабжения по двухступенчатой схеме с поверхностью нагрева теплообменника, рассчитанного на присоединение отопительной нагрузки при повышении температуры греющей воды до 180° С. В первом случае каждая из двух ступеней нагрева должна рассчитываться на максимальную нагрузку, так как в наиболее холодный день работает только первая ступень (на холодной отопительной воде), летом — только вторая ступень. При нагреве бытовой воды из водопровода зимой с 5 до 60° С, а летом с 15 до 60° С водой в первой ступени, имеющей температуру 70° С, и соотношении нагрузок отопления и горячего водоснабжения, принятом выше, средняя разность температур в теплообменнике составит около 20° С. Такая же разность температур будет иметь место и во второй ступени — «летнем» теплообменнике. С другой стороны, для теплообменника отопительного типа, рассчитанного на перепад температур греющей воды 180—75° С и нагреваемой воды 95—70° С, средняя разность температур составляет 28,5° С. Кроме того, коэффициенты теплопередачи в таком теплообменнике увеличиваются по сравнению с бытовым теплообменником за счет более высокого уровня температур и соответствующего изменения физических постоянных воды.

Нетрудно убедиться в том, что поверхность отопительного теплообменника в 3 раза меньше суммарной поверхности двух ступеней бытовых теплообменников, что и подтверждается проектными расчетами. Итак, пе-

реход к независимой схеме для установок, оборудованных двухступенчатыми подогревателями горячего водоснабжения, означает лишь необходимость снятия излишней поверхности нагрева теплообменников ($^2/_3$) и не-

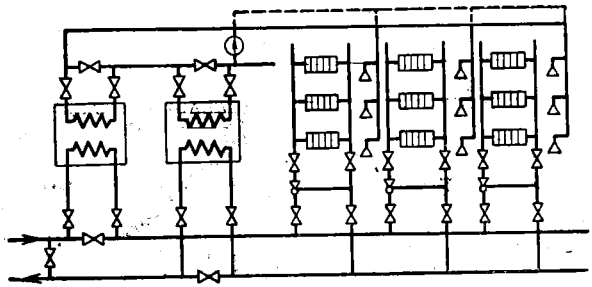


Рис. 19. Схема теплоснабжения квартала (Моспроект) с центральной подогревательной установкой горячего водоснабжения и элеваторными узлами в зданиях.

большие изменения схемы присоединения, что не связано с большими затратами. Освободившиеся стандартные теплообменники могут быть использованы для новых абонентских узлов (рис. 19 и 20).

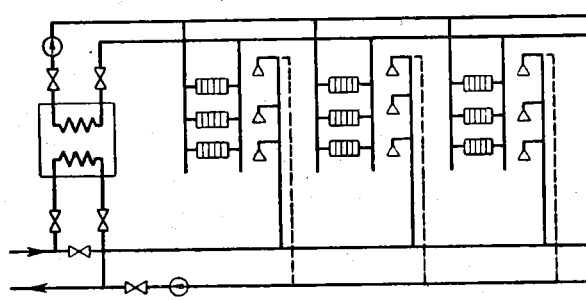


Рис. 20. Схема теплоснабжения квартала с центральной подогревательно-охладительной установкой и независимым присоединением отопительных систем.

Из схемы рис. 20 видно, что вода, охлажденная в отопительном теплообменнике, может быть либо возвращена в тепловую сеть, либо использована для нужд горячего водоснабжения по схеме непосредственного водоразбора. При однотрубном вводе в район отпадает вопрос о расчете теплообменника на максимальную на-

грузку горячего водоснабжения, так как количество воды, возвращаемой из теплообменника, всегда более чем достаточно для удовлетворения бытового теплового потребления. Необходимые аккумулирующие устройства, как и во всех остальных случаях применения непосредственного водоразбора, могут быть размещены либо у каждого из абонентов на обратной линии, либо в узлах смешения воды из однотрубного ввода с обратной водой двухтрубной сети, т. е. в точке расположения пиковой котельной.

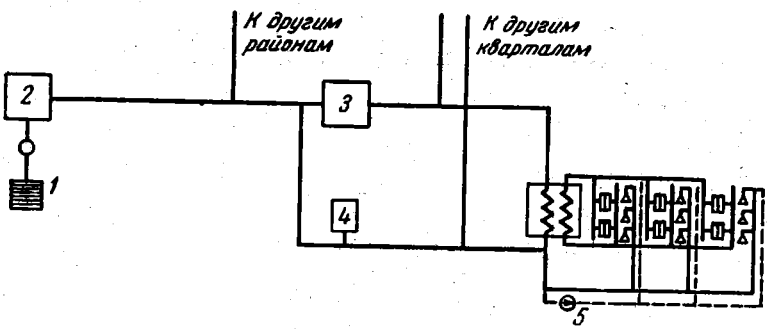


Рис. 21. Общая схема теплоснабжения с однотрубными глубокими вводами до пиковых котельных в районах города.
1 — источник водоснабжения; *2* — ТЭЦ; *3* — пиковая котельная; *4* — аккумулятор ная; *5* — рециркуляционный насос.

Общей схеме теплоснабжения с однотрубным вводом (рис. 21) соответствует график температур (рис. 22), на котором нанесены также и относительные расходы теплоносителя. Следует учесть, что в наиболее холодные дни (число часов не превышает в средней полосе 300 в году) расход воды в двухтрубной сети увеличивается в отношении $\frac{1{,}0\cdot(180-60)}{0{,}8\cdot(180-75)}=1{,}43$ раза.

Этому соответствуют увеличение сопротивления сети в 2 раза и увеличение потребной мощности насосов примерно в 3 раза. Такое увеличение может быть достигнуто, например, установкой двух электродвигателей на валу одного насоса со скоростями вращения 1 000 и 1 500 *об/мин* или одного двухскоростного двигателя.

В новых районных планировках стремятся отказаться от индивидуальных вводов горячего водоснабжения

в дома, предпочитая этому решению организацию в пределах квартала специальной разводящей сети горячего водоснабжения от центральной подогревательной установки. Отопительные же вводы при элеваторном присоединении доводятся до каждого дома в отдельности. Такое решение, допустимое при температуре в подающей

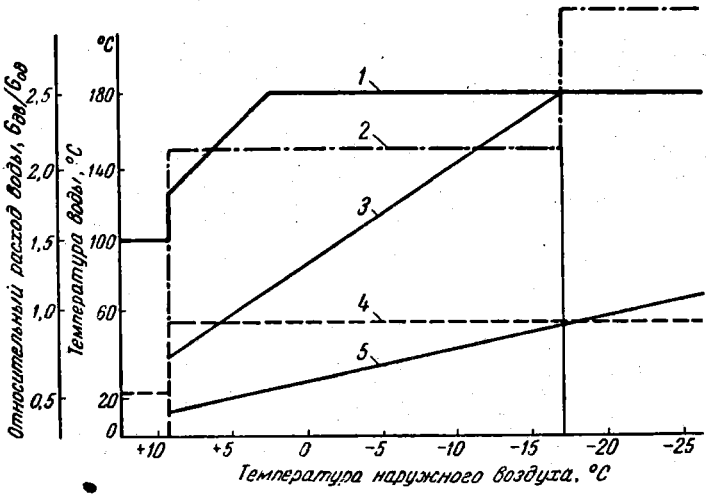


Рис. 22. График температур и расходов воды в однотрубном теплопроводе и двухтрубной распределительной сети города с количественно-качественным регулированием отпуска тепла.

1—температура в однотрубном теплопроводе; *2*—расход в двухтрубной сети; *3*—температура в подающей линии; *4*—расход в однотрубном теплопроводе; *5*—температура в обратной линии.

магистрали не выше 150° С, становится невозможным при переходе на 180° С. В этом случае возникает вопрос о целесообразности осуществления одного ввода в квартал не только для горячего водоснабжения, но и для отопительных нужд. Вместо центральной подогревательной установки в квартале создается центральная установка, предназначенная для нагрева отопительной воды и одновременного охлаждения воды, идущей в разводящую сеть горячего водоснабжения. Как уже указывалось, поверхности таких подогревателей примерно в 3 раза меньше необходимых поверхностей подогревателей горячего водоснабжения. Недостатком такой централизации, естественно, является необходимость разводки в

пределах квартала двух «низкотемпературных» сетей: для отопления 95—70° С и для горячего водоснабжения 60° С с рециркуляцией в размере примерно 25% для поддержания необходимой температуры у концевых потребителей. По сравнению с общепринятой для новых московских кварталов сетью имеет место увеличение диаметров отопительных внутриквартальных сетей в отношении $\left(\frac{150-70}{95-70}\right)^{0,38}=1{,}55$ раза. Однако практически увеличение диаметров будет менее значительным по следующим соображениям: во-первых, внутриквартальные сети при насосной циркуляции в них могут рассчитываться на повышенные потери напора. Так, при применении диагональных насосов с напорами 10—12 *м* и среднем радиусе транспорта воды в квартале 350 *м* можно допустить потери давления до 10—12 *мм вод. ст.* на 1 *пог. м.* Из-за необходимости почти одинаковых строительных работ для прокладки теплопроводов как по схеме 150—70° С, так и по схеме 95—70° С общие затраты увеличиваются в меньшей степени, чем диаметры. Наконец, возможно достижение большой экономии на строительстве разводящих сетей горячего водоснабжения, так как эти сети в настоящее время должны проектироваться с минимальными потерями давления в них. Причиной является необходимость поддержания давления со стороны горячей воды на вводе возможно более близким к давлению водопровода, между тем как горячая вода, прошедшая через теплообменник, неизбежно уже имеет пониженное давление по сравнению с холодной водой из водопровода. При переходе на непосредственный разбор из тепловой сети избыток давления в разводящей сети всегда может быть погашен уменьшением диаметров. Диаметры же разводящих сетей горячего водоснабжения в настоящее время относительно велики, поэтому и экономия при их уменьшении может в значительной мере компенсировать перерасход по отопительным сетям квартала.

Все эти соображения говорят в пользу централизации теплоснабжения квартала (или небольшого микрорайона). Однако необходимо учесть еще и эксплуатационные выгоды новой схемы, а именно:

1. Вода для горячего водоснабжения отбирается непосредственно из тепловой сети, не проходит через ра-

диаторы отопительных систем и, таким образом, не загрязняется, что решает в полной мере применимость воды для бытовых нужд.

2. Количество вводов, находящихся в ведении тепловых сетей, сокращается в отношении, равном числу зданий в квартале, т. е. более чем в 10 раз.

3. Соответственно сокращаются количества автоматической аппаратуры, учетных приборов и тепломеров, а также необходимое число обходчиков абонентских вводов.

4. Отпадает необходимость оставления специальных подвальных помещений в зданиях для размещения вводов.

5. Низкотемпературные тепловые сети в пределах квартала могут быть в большей степени, чем раньше, выполнены с применением неметаллических труб (например, асбоцементных, хлорвиниловых и т. п.).

Учитывая очень высокую стоимость существующих вводов с теплообменниками (до 12 тыс. *руб/Гкал/ч*) и центральных подогревательных установок горячего водоснабжения, обходящихся по проектам Моспроекта до 5 000 *руб/Гкал*, можно утверждать, что даже существенное удорожание внутриквартальных тепловых сетей при переходе на центральные вводы может окупиться в небольшой срок.

Итак, переход на однотрубные вводы позволяет достигнуть существенных преимуществ и в той части сети, которая остается двухтрубной.

7. ВОЗМОЖНОСТИ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ В ПРЕДЕЛАХ РАЙОНА ИЛИ КВАРТАЛА ГОРОДА

Для осуществления однотрубных систем с полным отказом от прокладки обратных магистралей предлагаются различные решения:

1) повышение температуры воды, поступающей в систему отопления здания, для уменьшения расхода воды на отопление и приведения его в соответствие с расходом на горячее водоснабжение;

2) снижение температуры воды за отопительной системой с той же целью или совместное использование обоих факторов;

3) снижение температуры воды для горячего водоснабжения для возможности при той же температуре воды в подающей магистрали удовлетворить бóльшую часть теплового отопительного потребления в расчетном режиме;

4) переход на повышенные нормы потребления горячей воды на бытовые нужды;

5) изыскание новых потребителей излишков горячей воды для технологии и быта.

Первое предложение само по себе не дает какого-либо эффекта, так как расход воды в однотрубной магистрали, рассчитанный на работу без слива, определяется только высшей расчетной температурой воды и соотношением нагрузок горячего водоснабжения и отопления. Поскольку верхний температурный предел практически ограничен статическим давлением в сети, то даже небольшое его увеличение потребует либо увеличения диаметров теплопроводов для уменьшения динамических потерь давления, либо применения промежуточной перекачки воды, т. е. повышенных начальных затрат и эксплуатационных расходов. Поэтому часто предлагается увеличение температуры на вводе в здание для увеличения перепада температур между подающей и обратной магистралями в здании, т. е. для сохранения средней температуры отопительного прибора и затрат на систему. Одновременно предлагается понизить температуру воды за приборами против существующих норм (например, с 70 до 50—55° С). Однако и в этом случае расход воды определяется только возможной отдачей воды на горячее водоснабжение и всякое увеличение расхода против необходимого неизбежно связано с частичным сливом воды в канализацию. Не касаясь вопроса о целесообразности перехода отопительных систем на новые параметры, можно утверждать, что к вопросу о необходимости обратных магистралей это изменение параметров не имеет прямого отношения, так как в подающей магистрали отопительной системы температура всегда выбирается более низкой, чем в однотрубном теплопроводе, а подмешивание в пределах системы может быть организовано независимо от решения вопроса об обратной магистрали.

Значительно важнее вопрос о действительно необходимой температуре воды для горячего водоснабжения.

Снижение этой температуры всегда связано с увеличением расхода воды на каждую гигакалорию использованного тепла. На графике рис. 23 для расчета приняты температура подмешиваемой водопроводной воды 5° С и средняя температура воды, расходуемой на цели горячего водоснабжения, 35° С. Переход с 60 на 45° С, если бы он был возможен, увеличивал бы потребность в воде для горячего водоснабжения на 37%, т. е. мог бы сдви-

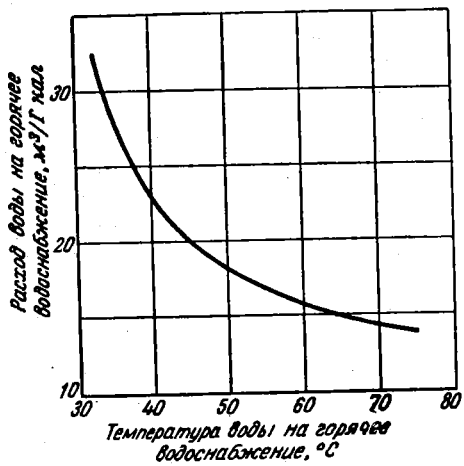


Рис. 23. Зависимость расхода воды в однотрубном теплопроводе от температуры воды, отдаваемой на горячее водоснабжение (принято использование воды с температурой 35° С при температуре воды из водопровода 5° С).

нуть точку, при которой балансируются расход воды и потребность в тепле на отопление и горячее водоснабжение, в сторону более низкой температуры наружного воздуха. В том же направлении действует и другой фактор — соотношение количеств тепла, которые отдаются на нужды отопления и горячего водоснабжения. Если при отдаче воды на горячее водоснабжение с температурой 60° С и расчетной температуре в теплопроводе 180° С отношение этих количеств тепла составляет 2 : 1, то при отдаче воды с температурой 45° С оно увеличивается уже до 3 : 1. Это обстоятельство увеличивает до-

лю тепла, которую может принять на себя однотрубная система, с 0,42 до 0,56 при сохранении в обоих случаях отношения расчетных расходов на отопление и горячее водоснабжение 86 : 14. Другая возможность использования понижения температуры воды с 60 до 45° С заключается в одновременном понижении температуры воды в подающей линии со 180 до 135° С при сохранении той же нагрузки, охватываемой системой однотрубного транспорта тепла. Это, несомненно, приведет к увеличению выработки электроэнергии на базе того же теплового потребления. Вопрос о том, что выгоднее: повышение расхода воды в теплопроводе при работе с пониженным температурным графиком или ограничение расхода с некоторой энергетической потерей, должен в каждом случае решаться технико-экономическим расчетом. Несомненно, что увеличение расхода воды на 37% приведет при прочих равных условиях к увеличению затрат на теплопровод (примерно на 13%), что при значительном транзите тепла может поглотить выгоды от увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении, которое дает экономию топлива примерно на 2% в год в целом по станции.

С точки зрения потребления в быту лишь небольшая часть воды расходуется при температурах, соответствующих температуре воды на вводе 60° С, в среднем же вода расходуется при 35—40° С. Поэтому возникают предложения о выделении специальной третьей, «горячей», трубы с водой температурой 60° С, кроме «теплой» воды 45° С и холодной водопроводной воды. Технически это выполнимо, но связано с необходимостью совершенно новых внутридомовых систем разводки и удорожания этих систем.

По указанным причинам нельзя считать предложение о снижении температуры воды для горячего водоснабжения достаточно обоснованным с санитарной и технико-экономической точек зрения, тем более что это мероприятие не дает возможности полного отказа от обратной трубы, снижая лишь долю пиковой тепловой мощности в районе (например, с 58 до 44% суммарной тепловой нагрузки района).

Повышение нормы расхода воды на горячее водоснабжение означает возможность перехода на более низкую расчетную температуру воздуха, при которой до-

стижим баланс тепла и воды для целей горячего водоснабжения и отопления. Однако на ближайшее время такое увеличение представляется мало реальным. Отношение расходов тепла, принятое выше для городов средней полосы 86 : 14, получено на основе анализа проектных материалов, предусматривающих полное оборудование жилых зданий ваннами и нормальные условия расселения в городах. Несомненно, что рост удельной жилой площади и потребности в горячей воде будет идти параллельно, но трудно рассчитывать на серьезное изменение этого соотношения, о чем уже говорилось вначале. В основу норм горячего водоснабжения положен расход тепла 200 *ккал/ч* в среднем за неделю зимой на 1 жителя города или около 75 *л/сутки* воды при 60° С. Такая средняя норма пока достигается только в новых кварталах жилого типа, но не в городах в целом. В лучшем случае можно ожидать увеличения нормы для новых городских районов до 90 *л/чел* в сутки с учетом прочих видов потребления горячей воды, но это не изменит основного соотношения в такой мере, чтобы устранялась необходимость слива значительной части воды в холодные дни. Часто предлагаемая норма 110—150 *л/чел* в сутки представляется исключением, которое может относиться к отдельным зданиям, резко отличающимся от средних условий города. Надо отметить, что и в зарубежных городах нормы для новой застройки близки к 90 *л/чел* в сутки.

Наконец, надо рассмотреть вопрос о возможных новых потребителях воды, не используемой для горячего водоснабжения в жилых зданиях. Такими потребителями могут явиться:

а) промышленность, расходующая в настоящее время большое количество пара на нагрев воды для технологических целей;

б) коммунальные нужды города (например, снеготаяние с применением сбрасываемой теплой воды).

И тот и другой виды потребления должны учитываться в полной мере, так как они увеличивают базу теплового потребления и меняют соотношение между отопительной нагрузкой и потреблением горячей воды в пользу последнего. Это способствует сдвигу расчетной точки однотрубной системы в сторону более холодных дней. И в этом случае необходимо провести технико-

экономические расчеты для выяснения целесообразности увеличения расхода воды при возможном снижении средней температуры отдаваемой воды или же сохранения этой температуры для максимального уменьшения диаметров теплопроводов.

Использование части воды, не могущей быть израсходованной на нужды горячего водоснабжения в жилых домах, в свою очередь вызывает необходимость в прокладке обратных магистралей. Такие магистрали должны иметь не только внутриквартальный характер, но и внутрирайонный, так как только в пределах сравнительно крупного района может идти речь о рациональном использовании излишков воды.

Все расчеты, которые проводились для доказательства возможности отказа от обратных магистралей, относились к районам с чисто жилищной застройкой. Даже в пределах одного квартала имеется ряд зданий, не расходующих заметного количества горячей воды (торговые точки, школы, кинотеатры, клубы), в других же зданиях возможна и бóльшая доля потребления горячей воды, чем в жилых зданиях (поликлиники, спортзалы, бассейны). Поэтому даже в пределах обычных кварталов с относительно однородной нагрузкой неизбежно перераспределение воды между потребителями после систем отопления, требующее в обязательном порядке прокладки обратных линий. Это совершенно очевидно в масштабах города, отдельные кварталы которого резко отличаются по характеру теплового потребления от жилых районов (например, районы правительственных и общественных зданий, районы с крупными торговыми предприятиями, промышленными предприятиями, вокзалами, театрами, вузами и т. п.). Поэтому обратные линии как распределительные магистрали, сглаживающие различия между характеристиками теплового потребления отдельных кварталов города, должны сохраниться в обязательном порядке, иначе ряд районов будет работать целиком на слив воды после систем отопления.

Возникает вопрос о том, насколько такой значительный слив может быть оправдан расходами, которые пришлось бы нести на сооружение и эксплуатацию обратных магистралей в пределах города. В пользу допустимости слива часто приводится соображение о том, что слив практически дает не бóльшую потерю тепла, чем

работа на конденсационное устройство электростанции. Однако эти соображения неверны по следующим причинам. При отдаче 1 *кг* воды с температурой 180° С, нагреваемой в ряде ступеней паром из отборов турбины, средний уровень подвода тепла может быть оценен по средней температуре нагрева после конденсатора, т. е. при нагреве в конденсаторе до 30° С средний температурный уровень подвода тепла составляет (180+30) : 2= =105° С. При отказе от использования тепла после системы отопления практически средний уровень отдачи тепла становится равным (180+60) : 2=120° С, т. е. повышается с соответствующей потерей выработки энергии на тепловом потреблении. При отдаче тепла водой вместо 180 всего 120 *ккал/кг* возникает необходимость увеличения расхода воды на 1 *Гкал* отпущенного тепла с 5,5 до 8,3 $м^3$ с соответствующим увеличением расхода тепла для нагрева воды до той же температуры, увеличением расходов, связанных с подготовкой этой воды и ее транспортом до потребителя. С этой точки зрения для системы отнюдь не безразлично, будет ли использована вода за системами отопления или сброшена без использования в канализацию. Таким образом, суммарные затраты и эксплуатационные расходы при отдаче одного и того же количества тепла при одной и той же расчетной температуре теплоносителя будут резко различными в случаях полного использования воды и слива части воды. Лишь в тех случаях, когда такой слив невелик, незначительно сказывается на общих показателях системы и имеет место в течение очень малой доли всего времени работы системы, он становится допустимым. В частности, приходится считаться с неизбежным небалансом тепла в наиболее холодные дни, когда температура воды за системами отопления достигает значений больше 60° С, т. е. превышает требуемую по санитарным нормам температуру воды для горячего водоснабжения.

Это должно привести (хотя и необязательно приводит) к снижению потребления горячей воды в эти дни, т. е. к необходимости сброса части воды или уменьшения подачи воды (и тепла) со станции с заменой соответствующего количества тепла дополнительной нагрузкой и без того нагруженных в эти дни пиковых источников теплоснабжения. В годовом разрезе такой слив составляет около 1% общей отдачи воды и поэтому не меняет

существенно показателей работы системы. Попытка же отказаться от возврата хотя бы 30% воды, служащей для подачи тепла по однотрубному теплопроводу, уже может привести к серьезным перерасходам, хотя формально при этом сливается вода со «средним» уровнем температуры всего $60 \cdot 0{,}3 = 18°$ С. Расчет показывает, что расход воды при том же расчетном отпуске тепла увеличивается на 11%; соответственно возрастают расходы по подготовке воды, средний уровень отдачи тепла повышается со 105 до 116° С с уменьшением выработки электроэнергии на тепловом потреблении на 5—6%, затраты на теплопроводы увеличиваются на 4%, а расходы на канализационные сооружения — примерно на 20%. Такие показатели могут полностью ликвидировать возможную экономию за счет отказа от обратной магистрали.

Из сказанного выше можно сделать следующие выводы:

1. Изменение характеристик систем отопления практически не влияет на решение задачи об отказе от обратной магистрали.

2. Ограниченные возможности изменения характеристик потребления тепла на горячее водоснабжение не позволяют отказаться от обратной магистрали в пределах квартала или района.

3. Всякое увеличение расхода воды на горячее водоснабжение из-за снижения расчетной температуры воды, с одной стороны, приводит к увеличению возможной выработки электроэнергии на базе теплового потребления, но с другой — может утяжелить транспорт тепла.

4. Следует учитывать в полной мере возможную отдачу воды после систем отопления на промышленные и коммунальные нужды города, что вызывает необходимость в обратных магистралях в пределах квартала и района.

5. Неравномерность потребления тепла различными зданиями в пределах квартала и района не позволяет, даже при наиболее благоприятных условиях, отказаться от обратных «распределительных» магистралей.

6. Всякий слив воды в большом масштабе приводит к очень серьезным затратам и расходам по эксплуатации.

8. ПОКАЗАТЕЛИ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Изложенные выше принципы и технические характеристики систем теплоснабжения городов с применением однотрубных вводов в район и пиковых источников с двухтрубными внутрирайонными тепловыми сетями неоднократно проверялись на конкретных проектах, и в настоящее время можно сделать некоторые выводы относительно технико-экономических показателей таких систем. Один из таких расчетов был проведен для проекта теплоснабжения крупного района с расчетным отпуском тепла в тепловые сети 1 700 *Гкал/ч*.

Вариант двухтрубной системы базируется на сооружении ТЭЦ на расстоянии примерно 5 *км* от периферии района (внегородской транзит 5 *км*) мощностью 400 *Мвт* с четырьмя блоками по 100 *Мвт*, оборудованными турбинами ВТ-100 с отбором от каждой турбины пара в количестве, обеспечивающем тепловое потребление 175 *Гкал/ч*.

Вода нагревается паром из турбин примерно до 110° С, что соответствует возможности покрытия 50% всей нагрузки ТЭЦ паром из отборов. На ТЭЦ установлены также пиковые водогрейные котлы общей производительностью 700 *Гкал/ч*, и вода подается в тепловую сеть в количестве 13 000 $м^3/ч$, для чего прокладываются две двухтрубные магистрали диаметром $2\times1\,200+2\times\times1\,000$ *мм* с постепенным снижением диаметра вдоль трассы, протяженность которой по главным магистралям составляет около 16 *км*. Ввиду того что потребность района не может быть удовлетворена данной мощностью ТЭЦ и пиковых котлов, в районе, кроме того, предусмотрено сооружение двух районных котельных по 150 *Гкал/ч*, работающих на свои сети. Возможно присоединение этих котельных к общей сети района, что потребует некоторого удорожания сетей. Сети запроектированы замкнутыми с двухступенчатыми подогревательными установками, которые в новых кварталах проектируются централизованными. Разводка внутри квартала осуществляется двухтрубными сетями 150—70° С для отопления и тупиковыми сетями горячего водоснабжения с рециркуляционными линиями, рассчитанными

на 60° С. Ввиду большой протяженности трассы предусмотрена подстанция перекачки на обратной магистрали.

Второй вариант предусматривает сооружение ТЭЦ на ту же мощность 400 *Мвт* с установкой четырех блоков по 100 *Мвт*, которые могут быть выполнены либо на базе турбин ПВК-150 с небольшой их реконструкцией, либо с новыми турбинами ПВК-100 с нерегулируемыми отборами пара для нагрева сетевой воды последовательно в конденсаторе и сетевых подогревателях до 180° С. При указанной мощности возможная максимальная отдача тепла от каждой турбины составляет 195 *Гкал/ч*. Главная магистраль выполняется однотрубной до пиковых котельных в отдельных районах и имеет при данных условиях протяженность более 19 *км* при диаметре одной трубы в начальной части 900 *мм* с постепенно убывающим диаметром. Всего предусмотрено сооружение шести пиковых котельных, получающих по однотрубным вводам питание внутрирайонных двухтрубных тепловых сетей с непосредственным водоразбором. Сохраняя схему централизованного ввода горячего водоснабжения с использованием указанной выше схемы охлаждения сетевой воды в отопительных подогревателях независимой системы теплоснабжения квартала, удалось довести количество вводов, находящихся в ведении теплосети, с 3 000 до 326. Внутри района распределительные сети рассчитаны на перепад 180—60° С при нагрузке, отвечающей наружной температуре воздуха около — 17° С. В более холодные дни с общим числом часов 300 в году увеличение отдачи тепла осуществляется повышением расхода примерно на 40% при одновременном снижении перепада в наиболее холодный день до 180—75° С. Во внутриквартальной сети вода для отопления циркулирует с температурами 95—70° С при сохранении отдельной сети горячего водоснабжения.

Расчеты показали, что повышение средней температуры воды, отдаваемой с ТЭЦ, вызывает увеличение расхода топлива на 3,5% против первого варианта. При применении относительно дорогого топлива (по 14 *руб/т* усл. топлива) это вызывает увеличение стоимости топлива на 0,7 млн. руб. в год. Однако разность затрат по всей системе теплоснабжения оказывается равной 10,2 млн. руб., так что при сопоставлении вариантов со сро-

ком окупаемости затрат 8 лет вариант однотрубной системы теплоснабжения от ТЭЦ оказывается более рациональным и дает значительный технико-экономический эффект.

В данном случае этот эффект измеряется следующими показателями:

Показатели	Двухтрубная система теплоснабжения крупного города	Однотрубные вводы магистралей
Мощность ТЭЦ, *Мвт*	400	400
Отпуск тепла из отборов турбин ТЭЦ, *Гкал/ч*	700	780
То же из пиковых котлов ТЭЦ, *Гкал/ч*	700	—
То же из районных или пиковых котельных, *Гкал/ч*	300	920
Затраты на магистрали, %	100	21
То же на распределительные сети, %	100	111
То же на внутриквартальные сети, %	100	142
То же на пиковые и районные котельные, %	100	117
Общие сравнимые затраты, %	100	79
Затраты черного металла, %	100	76
„ цветных металлов, %	100	34
Годовые расходы по эксплуатации и амортизации сооружений (без дополнительного топлива), %	100	99,5
То же с учетом дополнительного расхода топлива, %	100	122,8
То же с учетом выгод от получения населением горячей воды, %	100	103,6
Срок окупаемости без учета выгод населения, лет	14,5	—
То же с учетом выгод населения, лет	78	—

Абсолютная экономия металла на сооружение тепловых сетей достигает 10 500 *т*; кроме того, имеют место экономия латунных труб на подогреватели в размере 560 *т* и небольшая экономия черных металлов на местные подогревательные установки по сравнению с общей затратой этих металлов на подогреватели и аккумуляторы горячего водоснабжения при однотрубном питании района. Не менее важным фактором является подача потребителям нагретой до 60° С очищенной и умягченной воды в количестве 28 млн. *м*^{3}*/год*

взамен водопроводной воды. Таким образом, население получает выгоду, измеряемую дополнительно в 0,56 млн. руб. в год или примерно покрывающую перерасход на топливо, не говоря уже о возможном сокращении затрат на водопроводные сети и большой экономии материалов на умягчение воды у потребителей (мыло).

Расход электроэнергии на перекачку теплоносителя составляет при обычной двухтрубной сети 69,7 млн. *квт·ч*, при осуществлении варианта однотрубного питания 57,3 млн. *квт·ч*; тепловые потери в первом варианте также превышают потери при однотрубном питании районов.

Следует подчеркнуть, что эти показатели получены при учете относительно дорогих сетей в районах и кварталах, общая стоимость которых во втором варианте принята на 26% большей, чем в первом. При детальном проектировании, несомненно, можно достигнуть более рациональной конфигурации внутрирайонных сетей, а перевод их на повышенные перепады температур при уменьшенных расходах и размещении источников питания в центрах районов дает значительные возможности дальнейшей экономии средств. Равным образом не учтены возможности уменьшения диаметров сетей горячего водоснабжения внутри кварталов при однотрубной схеме.

Это сравнение говорит о перспективности однотрубных систем теплоснабжения городов даже при относительно малом внегородском транзите и дорогом топливе. Всякое увеличение транзита приведет к еще большей экономии в пользу однотрубного варианта. Более того, в данном случае даже размещение ТЭЦ не вне города, а на его периферии, хотя и снизило бы выгоды однотрубной системы, все же давало бы при ее осуществлении достаточный экономический эффект ввиду неизбежного для каждого города или района внутригородского транзита.

Таким образом, размещение крупных ТЭЦ на периферии городов или вне городов всегда рационально осуществить по однотрубной схеме нагрева воды на ТЭЦ с питанием однотрубных магистралей до пиковых источников тепла внутри районов города. При этом не учитывался такой мощный фактор, как возможность перехода вне города на агрегаты большей мощности и на

бóльшие мощности ТЭЦ. Между тем и в рассмотренном случае, несомненно, было бы более рационально заменить уже выбранную ранее площадку для ТЭЦ мощностью 400 *Мвт* другой, на которой могли бы быть размещены более мощные агрегаты, даже если это вызвало бы увеличение затрат на транспорт тепла. Достаточно указать, что удельные затраты по рассматриваемой ТЭЦ с агрегатами по 100 *Мвт* исчисляются примерно в 90 *руб/квт* против 55 *руб/квт*, которые получены для конденсационной электростанции с агрегатами по 300—600 *Мвт* на площадке, расположенной на расстоянии 130 *км* от данной.

Замена конденсационной электростанции какой-либо специальной ТЭЦ даже не требуется. Достаточно обеспечить отдачу тепла из нерегулируемых отборов мощных конденсационных турбин, что даст достаточный эффект. В частности, две турбины по 300 *Мвт* при переводе их на описанную схему нагрева воды могут обеспечить максимальный отпуск тепла 700 *Гкал/ч* или почти столько же, сколько дают четыре турбины по 100 *Мвт*, что объясняется повышением начальных параметров у турбин 300 *Мвт* до закритических. Дополнительные затраты, связанные с отпуском тепла от таких мощных агрегатов, заключаются в сооружении водоподготовительной установки, насосно-подогревательной, деаэрационной и редукционно-охладительных установок, а также тепловых выводов со станции, что вместе может быть оценено в 4 *руб/квт*. Таким образом, разница в затратах на 1 *квт* мощности составляет по сравнению с «пригородной» электростанцией с блоками по 100 *Мвт* около 30 *руб/квт*, а суммарная экономия для рассматриваемой исходной мощности 2 400 *Мвт* достигает 72 млн. руб. При такой мощности общий отпуск тепла можно довести примерно до 2 800 *Гкал/ч*, для передачи которых по однотрубным магистралям достаточно двух теплопроводов диаметром по 1200 *мм*. Стоимость сооружения этих теплопроводов при длине трассы 130 *км* составляет около 63 млн. руб., т. е. вынос теплоснабжающего источника для укрупнения его мощности на 130 *км* от намеченной ранее точки оказывается вполне целесообразным по общим затратам на электростанцию и теплопроводы. Следует добавить выгоды, возникающие при таком выносе источника теплоснабжения за преде-

лы города и окружающего его зеленого массива (возможность использования основного источника теплоснабжения в качестве газового буфера, полностью обеспечивающего круглогодовое использование газа, и возможность отказа от подачи в город жидкого или твердого топлива даже в наиболее холодные дни).

Такой дальний транспорт тепла необходим, естественно, только при наличии для этого соответствующих предпосылок, например в случае невозможности расположения сверхмощной электростанции на более близком расстоянии по условиям топливо-, водоснабжения, размещения мощностей в системе и т. п. Но рассмотренный пример показывает, что даже очень большой радиус теплоснабжения не является препятствием при осуществлении его по однотрубной схеме при наличии удачных условий сооружения электростанций очень большой мощности. В ряде районов СССР вполне реальными являются электростанции дальнего теплоснабжения с радиусами транспорта тепла 20—100 *км* и более, причем в каждом случае необходимо искать оптимальный вариант размещения крупной электростанции с учетом возможности использования ее в качестве источника теплоснабжения городов. Выше рассматривался пример очень крупного населенного центра, представляющего скорее исключение, чем общее правило, при проектировании систем теплоснабжения.

В первую очередь это касается небольших городов, находящихся в пределах крупных энергосистем. Выше уже указывалось, что при населении до 100 тыс. жителей практически нельзя рассчитывать на сооружение «своей» ТЭЦ для теплоснабжения города, так как она не обеспечивает мощности агрегатов, экономически целесообразных при развитии энергосистемы. Число таких городов очень велико, причем большое количество их располагается в пределах указанного выше радиуса теплоснабжения, приемлемого для электростанций большой мощности. Примером могут служить так называемые города-спутники, проектируемые вокруг Москвы. До сего времени они выпадали из баланса теплоснабжения от ТЭЦ и приходилось ориентировать их на районные котельные.

Между тем подсчет тепловых нагрузок этих городов и других, находящихся в «сфере влияния» намеченных

в Московской энергосистеме крупнейших электростанций, указывает на очень большую реальную базу для выработки электроэнергии за счет этого теплового потребления. Наиболее простое решение достигается при нахождении таких городов вблизи трассы магистральных теплопроводов, так как в этом случае можно ограничиться сооружением в них пиковых котельных, осуществляя отбор тепла от главных теплопроводов. Достаточно рациональным является попутный отсос тепловой нагрузки от главных магистралей даже при необходимости сравнительно больших ответвлений от магистрали до потребителей. Нетрудно показать, что замена сосредоточенной на конце магистрали тепловой нагрузки нагрузкой, распределенной вдоль магистрали, позволяет снизить затраты на сооружение теплопровода на 33% или сохранить те же затраты при удлинении трассы на 50%. Между тем в случае отпуска тепла от электростанции мощностью 2 400 *Мвт* проверка показала, что до 50% возможного отпуска тепла «рассасывается» вдоль трассы главных теплопроводов, которые за счет этого оказываются более дешевыми.

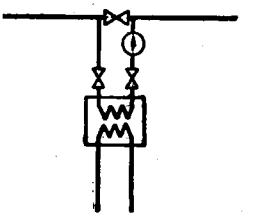


Рис. 24. Схема присоединения попутного потребителя с малым расходом воды к однотрубному теплопроводу.

Схема присоединения таких населенных пунктов не отличается от описанной выше.

Однако дальние теплопроводы могут быть использованы и для питания более мелких потребителей тепла, которые вообще не рассматриваются в качестве объектов для сооружения ТЭЦ (отдельные поселки при предприятиях, промышленные предприятия вдоль трассы, совхозы, крупные колхозы, особенно при наличии теплично-парниковых хозяйств и т. п.). Отсос тепла для них может быть организован даже без сооружения собственных пиковых котельных, которые не всегда рациональны (рис. 24). Возвратом охлажденной воды в магистральный теплопровод неизбежно разбавляют горячую воду, но при небольших тепловых нагрузках это снижение температуры не влияет на работу остальных потребителей.

Для попутных паровых потребителей может быть

использована схема рис. 25 с испарителями непосредственного вскипания и возвратом охлажденной в них воды в главную магистраль. Это позволит решить вопрос о присоединении сравнительно небольших промышленных предприятий, которые не являются базой для сооружения собственных ТЭЦ.

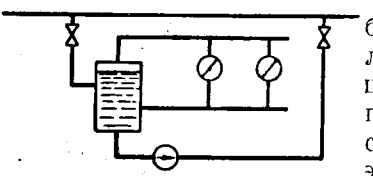


Рис. 25. Схема присоединения попутного парового потребителя к однотрубному теплопроводу.

Указанные выше способы транспорта и распределения тепла играют большую роль при решении вопросов использования существующих конденсационных электростанций, обычно находящихся на расстоянии 20—100 *км* от крупных населенных центров. Дальнейшая работа таких электростанций обычно не оправдана, так как многие из них оборудованы конденсационными агрегатами на средние параметры пара, а надстройка не является достаточно эффективным мероприятием для повышения экономичности их работы. Лишь использование, одновременно с модернизацией, возможностей отдачи больших количеств тепла, хотя бы за счет увеличения дальности его транспорта, может способствовать сохранению их в работе с хорошими показателями. В первую очередь это относится к электростанциям, расположенным вблизи топливных баз. Переход на многоступенчатую систему нагрева сетевой воды для однотрубных теплопроводов позволяет сохранить в работе полную конденсационную мощность турбин в сезоны малых тепловых нагрузок или при необходимости покрытия пиковых электрических нагрузок. Этот путь реконструкции существующего оборудования является перспективным и в сочетании с однотрубным транспортом тепла может дать хорошие результаты.

Перечисленные выше вопросы непосредственно вытекают из рассмотрения однотрубных систем теплоснабжения городов. Эти системы уже сейчас привлекают внимание проектировщиков и в дальнейшем будут широко применяться как при сооружении ТЭЦ для отдельных городов, так и при создании мощных районных электростанций и реконструкции существующих ГРЭС.

НОВЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОФИКАЦИИ С ОДНОТРУБНЫМИ ВОДОПРОВОДНЫМИ ТЕПЛОВЫМИ СЕТЯМИ

Л. К. ЯКИМОВ

1. ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Развитие централизованного теплоснабжения с использованием мощных источников тепла представляется в следующем виде.

В отдельных районах больших городов, которые временно не могут быть охвачены теплофикацией, строятся районные котельные, рассматриваемые как опорные пункты теплофикации [Л. 1 и 2]. Топливом для крупных котельных во избежание загрязнения атмосферы городов выбирается преимущественно газ.

Исследования показывают, что использование тепла уходящих газов в крупных котельных целесообразно до температуры 25—30° С в контактных камерах охлаждения газов свободно падающими потоками воды. Вода после контактных камер по данным АКХ и санинспекций Москвы и Ленинграда, удовлетворяет всем сантехническим нормам горячего водоснабжения и не отличается по качеству от водопроводной воды.

При охлаждении уходящих газов до 25—30° С содержащиеся в них пары воды (около 1,63 *кг* на 1 $нм^3$ природного газа) конденсируются, а общее использование тепла в котельной возрастает на 25—40%.

Топливо используется по его высшей теплотворной способности, вследствие чего такие котлы экономичнее

по сравнению с самыми лучшими водогрейными котлами (например, типа ПТВ) в среднем на 22—25%.

Тепловые сети от таких котельных могут быть однотрубными, рассчитанными на температуру воды до 200° С. Такие сети весьма экономичны и дают возможность использовать для целей горячего водоснабжения тепло уходящих из котлов газов.

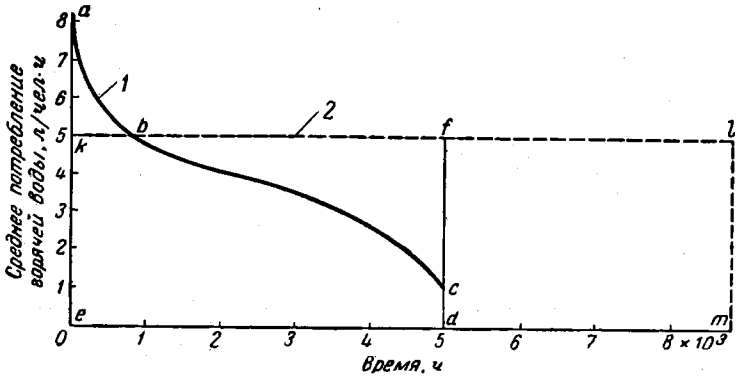


Рис. 1. Годовые графики расхода воды на отопление и горячее водоснабжение для Москвы.

1 — вода из тепловой сети (200° С), подогревающая воду в отопительных системах (с расходом тепла при —26° С 1 000 *ккал/чел-ч*); *2* — вода на горячее водоснабжение при среднем потреблении 5 *л/чел-ч*.

Решая проблему горячего водоснабжения городов и их районов, необходимо учитывать, что к 1980 г. нормы общего водопотребления по СССР [Л. 3] ожидаются 350—400 *л/чел-сутки* при мощности водопровода 650—660 *л/чел-сутки*.

Определяя потребность в горячей (65° С) воде, следует исходить из того факта, что ее расход в новых домах превышает потребление неподогретой водопроводной воды на 20—30%.

Расчеты показывают, что при постоянной температуре 200° С количество воды, поступающей в тепловую сеть за отопительный сезон на отопление жилых зданий в Москве, в 1,5 раза меньше (рис. 1) ее количества, необходимого для горячего водоснабжения (по известной проектной норме расхода горячей воды в новых домах 120 *л/чел-сутки*).

Планируемая на 1965 г. кубатура зданий 54 *м*³/*чел*

соответствует максимальному расходу тепла на отопление 24 000 *ккал/чел-сутки.*

При постоянном расходе воды в тепловой сети (качественное регулирование) и ее расчетной температуре 150° С количество воды, циркулирующей в тепловой сети Москвы, должно быть больше 50 *м*^{3}*/чел.* При температуре воды 200° С расход воды согласно рис. 1 сокращается до 15 *м*^{3}*/чел* и становится значительно меньшим потребности в горячей воде на бытовые нужды, составляющей примерно 23 *м*^{3}*/чел* в отопительный сезон.

Из этих соображений при подаче тепла потребителю от любых источников тепла нужны только однотрубные водопроводные тепловые сети («200 В»). Отопление получается за счет воды, идущей на горячее водоснабжение.

Оценка тепловых потерь по стоимости топлива показывает, что однотрубные тепловые сети «200 В» от ТЭЦ получаются абсолютно рентабельными при любой нагрузке горячего водоснабжения.

Прокладка обратных труб от ТЭЦ невыгодна, так как летом они лежат в земле холодными и корродируют, а зимой при разборах воды на горячее водоснабжение всего несколько часов в сутки должны собирать остатки теплой воды, не используемой в системе горячего водоснабжения.

На многих ТЭЦ циркуляционная вода после конденсаторов турбин сливается при температуре 20—30° С в градирни, где она охлаждается окружающим атмосферным воздухом. Эту воду целесообразно использовать для горячего водоснабжения в течение 8 760 *ч* в году.

Для перехода на однотрубные водопроводные тепловые сети существенными являются следующие предпосылки:

1. Расход воды на горячее водоснабжение в новых домах достигает 150—180 *л/чел-сутки.*

2. Положительный опыт работы тепловых сетей с непосредственным водоразбором.

3. Низкая стоимость обработки воды с применением новых методов ее умягчения.

4. Выбор расчетной постоянной температуры воды в тепловых сетях «200 В», обусловливающий незначительный ее расход на отопление.

Количество воды, которое можно получить за сутки от системы отопления при среднем за отопительный сезон расходе тепла на отопление 0,013 *Гкал/чел-сутки*, составляет $\frac{13\,000}{200-40}=80$ *л/чел-сутки*, где 40 — средняя температура воды после систем отопления. С таким расходом воды аккумулирующая способность зданий позволяет иметь любую форму графика отопления.

Суточные режимы отопления и горячего водоснабжения показывают, что даже без баков-аккумуляторов горячей воды воду, сливаемую из системы отопления, можно полностью использовать в системах горячего водоснабжения до 18 *ч* в сутки.

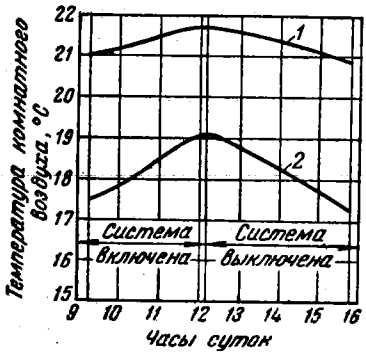


Рис. 2. Изменение температуры комнатного воздуха при выключенной и включенной системе отопления по опытам Сенькова.
1 — для теплоустойчивого помещения; *2* — для менее теплоустойчивого помещения.

Снижение температуры отапливаемых помещений на 1—2° С (рис. 2) [Л. 4] позволяет уменьшить сливы воды в ночное время до 2—3% годового количества воды, необходимой для горячего водоснабжения.

Потери тепла за 6 *ч* ночного времени при наружной расчетной температуре —26° С составляют $\frac{60\cdot 6}{200\cdot 24}\times$ $\times 100=7{,}5\%$, где 60° С — максимальная температура воды после систем отопления.

При средней за отопительный сезон наружной температуре воздуха —5° С и сокращении подачи воды в ночное время до 40% потери тепла от слива воды получаются $\frac{40\cdot 6\cdot 0{,}4}{200\cdot 24}=2\%$.

Повышение температуры воды в тепловых сетях выше 200° С нецелесообразно как с точки зрения выработки энергии на ТЭЦ, так и в целях дальнейшего снижения и без того небольшого расхода воды на отопление, а также из расчета допустимого для нормальных труб давления, которое при 200° С не должно быть ниже 15 *ати* по условиям вскипания воды в трубах.

Удешевление тепла при тепловых сетях «200 В» происходит за счет:

а) стоимости обратных трубопроводов;

б) снижения стоимости тепловой сети в связи с переходом на высокие параметры при одинаковой или несколько большей выработке электроэнергии с двухтрубной тепловой сетью, заставляющей иметь на ТЭЦ повышенную среднюю температуру воды;

в) удешевления на 20—25% тепла в РК за счет конденсации водяных паров уходящих газов и охлаждения их холодной водой до 25—30° С;

г) экономии на хлорирующих и других водоподготовительных устройствах систем городского водоснабжения в случае использования водоемов ТЭЦ как источника горячего водоснабжения.

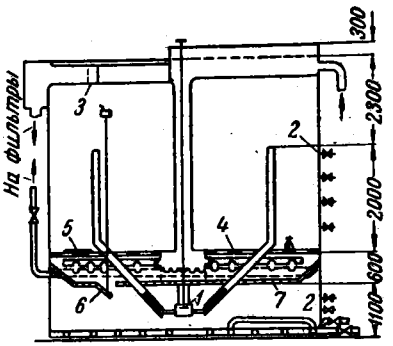


Рис. 3. Осветлитель типа ВНИИГС.
1 — клапан для отбора необработанной воды и подачи ее в шламоотводящие трубы; *2* — пробоотборные трубы; *3* — сборный желоб; *4* — дырчатое дно; *5* — лаз 600×600 *мм*; *6* — клапан 300×300 *мм*; *7* — глухое дно.

В Ленинграде для этой цели используется невская вода. Это вполне возможно осуществить и частично осуществляется и в других городах. Высокое качество такой воды, необходимое для горячего водоснабжения, достижимо в осветлителях со взвешенными фильтрами системы ВНИИГС (рис. 3) и в результате ее умягчения и обработки в магнитных или электромагнитных аппаратах и деаэраторах [Л. 5—7].

Опыт работы тепловых сетей большинства городов Советского Союза с непосредственным водоразбором убедительно показывает, что обратные трубы в системах теплоснабжения от ТЭЦ и РК являются излишними. Кроме того, система с непосредственным водоразбором имеет ряд преимуществ:

1. Увеличивается выработка электроэнергии на ТЭЦ.

2. Отсутствуют многочисленные металлоемкие водоподогреватели с латунными трубками на вводах потребителей.

3. Снижаются затраты на оборудование ввода по сравнению с затратами при местном приготовлении горячей воды.

4. Отсутствуют установки для защиты местных систем горячего водоснабжения от разрушающего действия кислорода, который выделяется при нагревании в местных подогревателях водопроводной воды.

5. Отсутствует коррозия местных систем горячего водоснабжения вследствие улучшения качества воды при ее централизованной подготовке.

6. Осуществляется бесперебойная круглосуточная подача горячей воды по свободному режиму горячего водоснабжения за счет аккумуляции тепла зданиями.

Работа тепловых сетей в Ленинграде показала, что в момент максимального водоразбора расход воды из тепловых сетей бывает в 1,5 раза больше ее расхода на отопление, рассчитанного на наивысшую температуру воды в тепловой сети 150° С.

Стоимость очистки воды, получаемой из Невы, по данным И. С. Ланина, после ее осветления в кварцевых фильтрах составляет долю процента стоимости заменяемой водопроводной воды.

В Москве, кроме осветления воды, необходимо иметь еще магнитную стабилизацию и умягчение. Магнитные и электромагнитные аппараты используются для обработки воды в большинстве городов Советского Союза и за рубежом и, как известно из практики, во всех случаях дают хорошие результаты.

Экономичность новых систем теплоснабжения возрастает при установке на радиаторах автоматических регуляторов температуры комнатного воздуха. Эти автоматы системы автора (рис. 4) являются простыми клапанами с биметаллическими пружинами.

В жилых зданиях Москвы серия таких автоматов работает безупречно несколько лет.

Если в системах отопления поддерживать постоянную температуру 95° С, то при установке автоматических регуляторов температуры комнатного воздуха слив воды из системы уменьшается до предела (рис. 5), а среднегодовой выход тепла из системы отопления сокращается примерно в 4 раза.

Кроме того, автоматические регуляторы на радиаторах обеспечивают температуру воздуха в пределах зо-

ны комфорта в каждом отдельном помещении и позволяют использовать нагрев помещений от солнца, а также всех внутренних источников тепла, что дает экономию тепла 15—20%.

Потери тепла в подземных тепловых сетях можно значительно снизить, применяя термоторф [Л. 8], полученный автором в результате нагревания торфа топоч-

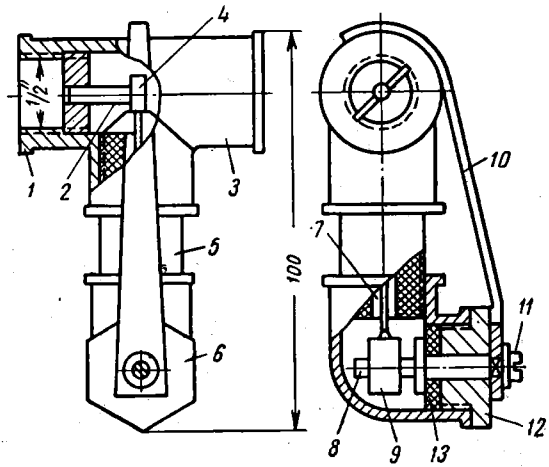


Рис. 4. Авторегулятор температуры комнатного воздуха для установки на радиаторах.

1—втулка; *2*—трубка; *3*—тройник; *4*—клапан; *5*—текстолитовый стержень; *6*—угольник; *7*—поводок; *8*—ось пружины; *9*—биметаллическая медь—инвар пружина (0,5××0,14×150 *мм*); *10*—указатель настройки; *11*—винт с шайбой; *12*—втулка; *13*—прокладка.

ными газами до температуры 250—350° С. Вытапливаемые из торфа деготь и парафин делают частицы термоторфа гидрофобными. Вскрытие теплопровода в Москве показало, что коэффициент теплопроводности термоторфа во влажной земле имеет величину 0,05 *ккал/м · ч · град*.

Экономия тепла получается также при установке на вводах тепловых сетей теплосчетчиков (рис. 6) конструкции автора, выпускаемых таллинским заводом, которые производят точный учет количества тепла, поступающего к потребителям из тепловой сети.

При однотрубных водопроводных тепловых сетях повышается гидравлическая устойчивость отопительных систем.

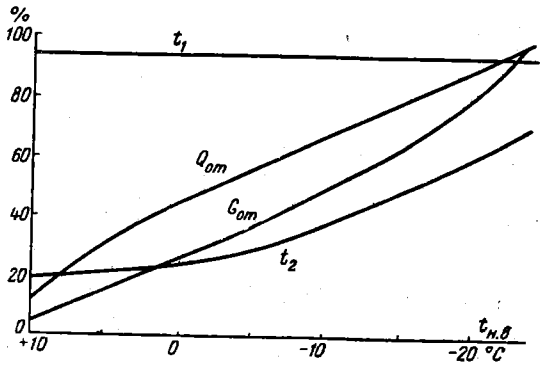


Рис. 5. График работы радиаторных систем отопления при различных температурах наружного воздуха и температуре воды до прибора 95° С.

t_1 — температура воды до радиаторов; t_2 — температура воды после радиаторов; $Q_{от}$ — расход тепла на отопление; $G_{от}$ — количество воды при $t = 200°$ С, поступающей из тепловой сети.

Напор воды в обратных трубах тепловых сетей зависит от профиля местности и величины гидравлического сопротивления.

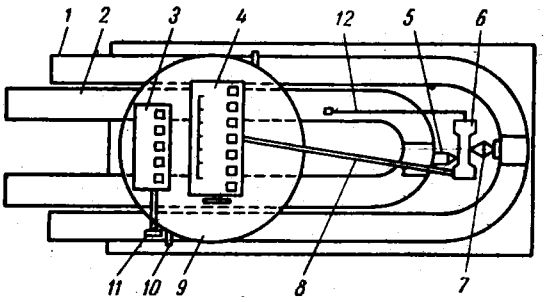


Рис. 6. Теплосчетчик системы Л. К. Якимова и Таллинского приборостроительного завода.

1 — труба обратной воды; *2* — труба прямой воды; *3* — счетчик воды; *4* — счетчик тепла; *5* — призма; *6* — подушка; *7* — промежуточная призма; *8* — рычаг; *9* — фрикционный диск; *10* — толкатель; *11* — звездочка; *12* — корректор.

Гидравлика отопительных систем с ликвидацией обратных труб резко улучшается. Одновременно повышается надежность работы систем теплоснабжения, так как в тепловой сети получается в 2 раза меньше труб, что уменьшает вероятность возникновения в ней аварий.

Высокие давления в тепловой сети «200 В» обеспечивают устойчивую работу вводов.

Для ТЭЦ при дорогой электроэнергии или дешевых воде и топливе выгодны тепловые сети «200 В» с качественным регулированием. В этом случае автоматические регуляторы расхода воды на вводах могут быть заменены простыми дроссельными устройствами.

Работа системы отопления в этих условиях обеспечивается установкой низконапорных циркуляционных насосов. Элеваторные узлы на вводах тепловой сети непригодны по следующим соображениям:

1. Элеваторы ограничивают возможности количественного регулирования.

2. Напоры, создаваемые элеваторами, не удовлетворяют требованиям нормальной эксплуатации отопительных систем при различных температурных режимах наружного воздуха.

3. Необходимые по эксплуатационным требованиям коэффициенты подмешивания имеют значение выше необходимых по расчету на 50—100%.

4. Температура обратной воды в тепловых сетях при элеваторах высока. Тепловые сети перегружаются большими количествами воды, бесполезно перекачиваемой насосами. При некоторых режимах происходят срыв подмешивания и опрокидывание циркуляции: перегретая вода уходит в обратные трубы, минуя отопительную систему.

В отличие от элеватора низконапорные бесшумные насосы (ЦНИИПС), изготовляемые в г. Уральске, обеспечивают высокое качество работы отопительных систем.

Стоимость насосов незначительна, а потребляемая мощность 100—150 *вт* в 2—3 раза меньше мощности комнатного пылесоса.

Очевидно, что низконапорные электронасосы мощностью 150 *вт*, улучшающие работу отопительной системы, нужно широко использовать на практике.

2. ПРИСОЕДИНЕНИЕ К ОДНОТРУБНЫМ ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ ОБЩЕСТВЕННЫХ И ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

Система отопления культурно-бытовых зданий оборудуется радиаторами или калориферами.

Бани, прачечные, больницы, школы и предприятия общественного питания потребляют большие количества горячей воды; их присоединение к однотрубным тепловым сетям осуществляется по любой схеме отопления.

Театры и кино дают большую вентиляционную нагрузку. Наружный воздух до калориферов в этих системах выгодно нагревать до температуры +5° С в контактных камерах орошения воздуха теплой водой.

При 5° С получается комфортное влагосодержание воздуха: 20 *г/м*³ сухого воздуха.

Потеря тепла со сливом воды в этом случае сокращается до минимального предела.

Новая техника однотрубных тепловых сетей может одновременно сочетаться с усовершенствованием внутренних систем отопления и вентиляции зданий. Однако больших экономических выгод от каких-либо изменений этих систем ожидать нельзя, так как даже при известных радиаторных системах отопления потери тепла со сливом воды должны быть не больше $\frac{40}{200} \cdot 0{,}2 \times \times 100 = 5\%$.

В котельных с контактными котлами ВКГ получается экономия топлива порядка 25%, а от установки автоматических регуляторов на радиаторах выигрывается еще 15—20% тепла.

Использовать бо́льшую часть незначительных потерь тепла в ночное время со сливом воды из систем отопления в канализацию можно, заменив воронки канализации сборными баками.

При тепловых сетях «200 В» все преимущества остаются на стороне двухтрубных радиаторных систем отопления, которые могут работать с повышенными температурами и обеспечивать минимальные количества тепла после систем отопления и комфортный режим отопления всех квартир зданий.

В однотрубной отопительной системе нельзя создать больших запасов тепла без заметного увеличения температуры воды после системы отопления. В этом отно-

шении однотрубная внутридомовая система значительно хуже двухтрубной.

Снижение температуры воды после радиаторных систем до любого минимума осуществимо за счет вентиляции зданий и подогрева воздуха вентиляционных систем в контактных камерах. Сливаемая из систем отопления вода может подогреть этот воздух до влагосодержания 20 *г/кг* сухого воздуха. Относительная влажность при температуре 18° С будет 50%.

В безрадиаторных системах отопления и вентиляции жилых зданий, разработанных Академией строительства и архитектуры СССР, воздух в калориферах нагревается до 80° С. На отопление используется разность температур 80—18=62° С.

Тепло, расходуемое на вентиляцию, при расчетной температуре —26° С подогреваемого наружного воздуха равно $\frac{18+26}{80} \cdot 100 = 54\%$.

Однако и при радиаторных системах отопления здания имеют большой воздухообмен. Поэтому в среднем за отопительный сезон перерасход тепла в новых системах получается не больше 10—12%. Этот перерасход тепла позволяет создать совершенную систему вентиляции жилых зданий и вполне оправдан. Присоединение таких систем к тепловым сетям «200 В» позволяет повысить их экономичность за счет работы контактных камер, устанавливаемых перед калориферами.

Применительно к тепловым сетям «200 В» заслуживает внимания также схема дешевого двухконтурного воздушного отопления, в которой один замкнутый контур для циркуляции воздуха в каналах внутри стен является отопительным, другой с нагревом воздуха до 5—8° С в контактной камере и калорифере — вентиляционным.

3. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИИ С ОДНОТРУБНЫМИ ТЕПЛОВЫМИ СЕТЯМИ

А. Соотношение тепловых нагрузок на отопление и горячее водоснабжение для различных климатических условий

Практика использования горячей воды в новых домах (рис. 7) заставляет применять нормы расхода горячей воды (65° С) до 150 *л/чел-сутки* [Л. 9], т. е. такую

же, как и для гостиниц, все номера которых имеют ванны.

Институт генплана Москвы и Мосэнергопроект рекомендуют расчетную норму расхода горячей воды при температуре 60° С 120 *л/чел-сутки*, соответствующую расходу тепла на горячее водоснабжение 7 200 *ккал/чел-сутки*.

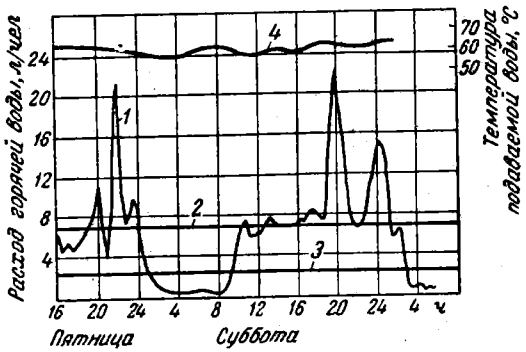


Рис. 7. Потребление горячей воды в новом московском доме с числом жителей 1 200 чел. по данным Хлудова.

1—мгновенный расход горячей воды; *2*—средний расход горячей воды; *3*—средний расход воды на отопление при —5° С в тепловых сетях „200 В"; *4*—температура горячей воды.

Расход тепла на отопление, планируемый на 1965 г., составляет 24 000 *ккал/чел-сутки*. Это соответствует доле нагрузки горячего водоснабжения 23% общего суточного максимума расхода тепла на отопление и горячее водоснабжение.

При такой нагрузке горячего водоснабжения общая максимальная часовая нагрузка на отопление и горячее водоснабжение принимается равной 1 720 *ккал/чел-ч*.

Норма расхода горячей воды 120 *л/чел-сутки* соответствует количеству воды за год $120 \cdot 365 = 44$ *м*^{3}*/чел-год*.

За отопительный сезон, продолжающийся для Москвы 189 суток, имеем расход горячей воды $120 \cdot 189 = 23$ *м*^{3}*/чел* за отопительный сезон.

Часовая нагрузка горячего водоснабжения в среднем за сутки составляет $\frac{120}{24} = 5$ *л/чел-ч*.

Годовой расход тепла на отопление при числе часов использования максимума нагрузки, равном 2 500, находится из расчета $1\,000 \cdot 2\,500 \cdot 10^{-6} = 2{,}5$ *Гкал/год.*

Количество воды, которую нужно подать в год на отопление при постоянной температуре воды в тепловой сети 200° С и средней температуре воды из системы отопления 40° С, получаем: $\frac{2{,}5}{200-40} \cdot 10^{-3} = 15$ *м³/чел-год.*

Отсюда расход воды на отопление от годовой потребности горячего водоснабжения составляет $\frac{15}{44} \cdot 100 = 34\%$.

Как показывает годовой график расходов воды на отопление (рис. 1), построенный для Москвы по климатическим данным, приведенным в табл. 1, количество воды, необходимое для отопления, почти весь зимний период меньше количества воды на горячее водоснабжение.

Площади *abcde* определяют зимний расход воды на отопление (15 *м³/чел-год*); площадь *kfde* показывает зимний расход воды на горячее водоснабжение (25 *м³/чел-год*); площади *abk* дают наглядное представление о незначительности слива воды (для Москвы 0,7 *м³/чел-год*) с температурой ниже —15° С. Площадь *flmd* (19 *м³/чел-год*) показывает летний расход воды на горячее водоснабжение. Общий годовой расход воды на горячее водоснабжение 44 *м³/чел-год.*

Пиковый расход воды на отопление очень мал по сравнению с расходом воды на горячее водоснабжение.

Площади *bfc* определяют количество воды, поступающей в систему горячего водоснабжения в виде смеси, взятой из тепловой сети и водопровода.

Количество воды из водопровода можно уменьшить, переходя в этой части графика на качественное регулирование со среднесуточным расходом воды 5 *л/чел-ч.*

На рис. 8 приводится график расхода воды на отопление для Сибири, Урала и Северной Европейской части СССР, составленный по климатическим данным для г. Свердловска (табл. 2).

Из этого графика видно, что водопроводная система теплоснабжения применима и для суровых сибирских условий с такими же показателями экономичности, как и в Москве, так как сливы воды из системы отопления

Таблица 1

Расходы воды на отопление и горячее водоснабжение для Москвы

Показатели	Температура наружного воздуха, °С							
	+10	+5	0	—5	—10	—15	—20	—25
Число часов с более низкой температурой	5 000	4 525	3 889	2 485	1 234	556	158	29
Разность температур $18-t_н$, °С	8	13	18	23	28	33	38	43
Расход тепла на отопление, *ккал/чел-ч*	186	302	420	535	650	770	885	1 000
То же, % максимального	0,19	0,30	0,42	0,54	0,65	0,77	0,89	1,00
Температура воды из сети, °С	200	200	200	200	200	200	200	200
Температура воды после системы отопления, °С	30	33	38	50	55	60	65	60
Разность температур воды, °С	168	162	160	150	145	140	135	140
Расход воды на отопление, *л/чел-ч*	1,1	1,87	2,60	3,56	4,50	5,50	6,55	7,1
Среднегодовой расход воды на горячее водоснабжение, *л/чел-ч*	5	5	5	5	5	5	5	5

Таблица 2

Расходы воды на отопление и горячее водоснабжение для Свердловска

Показатели	Температура наружного воздуха, °С									
	+10	+5	0	—5	—10	—15	—20	—25	—30	—35
Число часов с более низкой температурой	5 002	4 769	4 059	3 070	2 021	1 091	512	210	54	9
Разность температур $18 - t_н$, °С	8	13	18	23	28	33	38	43	48	53
Расход тепла на отопление, *ккал/чел-ч*	163	265	368	470	570	670	770	880	980	1 080
То же, % максимального	0,16	0,24	0,34	0,43	0,52	0,62	0,71	0,81	0,90	1,00
Температура сети, °С	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
Температура воды после системы отопления, °С	30	33	42	46	50	53	57	61	66	60
Разность температур, °С	170	167	158	154	150	150	147	143	139	140
Расход воды на отопление, *л/чел-ч*	0,96	1,58	2,30	3,05	3,80	4,55	5,40	6,32	7,30	7,7
Расход воды на горячее водоснабжение, *л/чел-ч*	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5

в канализацию (0,8 *м³/чел-год*) при пиковой отопительной нагрузке получаются лишь незначительно бо́льшими, чем для Москвы.

Максимальный расход воды на отопление для Москвы равен $\frac{1\,000}{200-60}=7{,}1$ *м³/чел-ч*. Для Свердловска имеем: $\frac{1\,080}{200-60}=7{,}7$ *м³/чел-ч*.

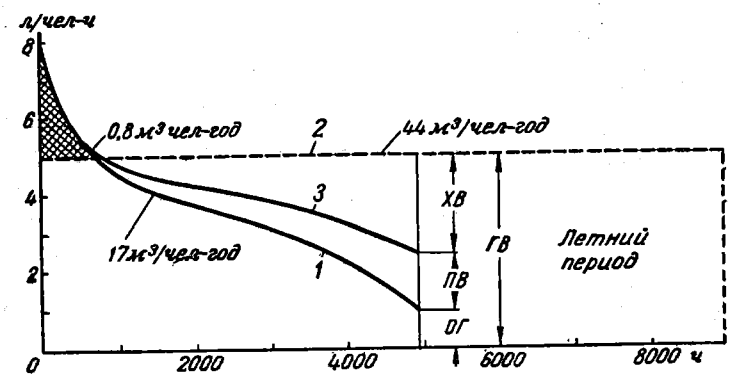


Рис. 8. Расход воды из тепловой сети „200 В", подмешиваемой в циркуляционный контур системы отопления и смеситель горячего водоснабжения (для условий г. Свердловска).

1—расход воды на отопление; *2*—расход воды из тепловой сети и водопровода на горячее водоснабжение; *3*—расход воды с температурой 200° С на отопление и горячее водоснабжение; *ОГ*—вода 200° С, подмешиваемая в систему отопления; *ПВ*—вода 200° С, подмешиваемая в систему горячего водоснабжения; *ХВ* — холодная вода из водопровода.

Роль слива воды по годовым графикам совершенно незначительна, и поэтому ошибочно придавать ему решающее значение [Л. 10].

При отсутствии баков-аккумуляторов у потребителя в ночное время возможны сливы воды до 10—20%. Если эти сливы будут продолжаться в течение 6 *ч* ночного времени, то за сутки они могут достигнуть величины $\frac{6}{24}\cdot 100=25\%$.

Максимальное потребление горячей воды по типовому графику горячего водоснабжения (рис. 7) для жилого дома при использовании пика нагрузки в течение 10 *ч* составляет [Л. 11]: $\frac{120}{10}=12$ *л/чел-ч*.

Среднее потребление горячей воды в дневное время (за 18 *ч*) составляет $\frac{120}{18} = 7$ *л/чел-ч*.

Такие большие расходы воды в дневное время позволяют создать в зданиях некоторый запас тепла, который можно использовать для сокращения подачи воды на отопление в ночное время.

Изменение температуры внутри зданий в зависимости от времени, которое прошло с момента прекращения подачи горячей воды (рис. 2), свидетельствует о том, что суточный график расхода тепла на отопление может компенсировать пиковый расход тепла на горячее водоснабжение. Необходимо лишь дать зданию в среднем за сутки то количество тепла, которое должно соответствовать его потерям через ограждающие конструкции.

Отопительную нагрузку зданий целесообразно удовлетворять по графику потребления воды на горячее водоснабжение, считая ее не на часовую, а на суточную норму потребления тепла на отопление [1].

Нагрузка на отопление и вентиляцию жилых зданий определяется из выражения

$$Q_{от} = \alpha k f \Delta t \ [ккал/чел\text{-}сутки],$$

где α — отопительная характеристика зданий, *ккал/м³·град·сутки*;

k — объемный коэффициент перехода от полезной жилой площади к кубатуре зданий, *м³/м²*;

f — полезная жилая площадь, *м²/чел*;

Δt — расчетная разность температур комнатного и наружного воздуха, °С.

Принимая на 1965 г. для Москвы $\alpha = 10$, что соответствует удельному расходу тепла на отопление 0,42 *ккал/м³·град·ч*; $k = 6$; $f = 9$; $\Delta t = 44$, найдем:

$$Q_{от} = 10 \cdot 6 \cdot 9 \cdot 44 = 24\,000 \ ккал/чел\text{-}сутки = 1\,000 \ ккал/чел.$$

На 1980 г. для Москвы возможно увеличение этой нагрузки на 20—30%. Рост нагрузки горячего водоснаб-

[1] По данным И. С. Ланина [Л. 12], в Ленинграде системы отопления уже работают по такому графику.

жения, особенно с переходом на 5-часовой рабочий день, ожидается гораздо бо́льшим.

Максимальные расходы тепла на отопление при внутреннем объеме зданий 60 *м³/чел* составляют:

а) для Сибири, Урала и северо-Европейской части СССР — 26 000 *ккал/чел-сутки*;

б) для средней полосы Европейской части СССР и северной части Средней Азии — 24 000 *ккал/чел-сутки*;

в) для юга Европейской части СССР — 21 000 *ккал/чел-сутки*;

г) для Крыма, Кавказа и южной части Средней Азии — 15 000 *ккал/чел-сутки*.

По этим нагрузкам для тепловых сетей «200 В» находим средние за отопительный период расходы воды на отопление:

$$G_{ср} = 50 \div 90 \ л/чел\text{-}сутки.$$

На основании этого можно считать, что водопроводные системы теплоснабжения применимы для всех климатических условий СССР.

Годовой расход воды на отопление определяют по формуле

$$G_{от.год} = \frac{Q_{от}}{t_1 - t_2} \cdot \frac{18 - t_{ср}}{18 - t_{расч}} A \cdot 10^{-3} \ м^3/чел\text{-}год,$$

где $t_{расч}$ — расчетная температура наружного воздуха, °С;

$t_{ср}$ — средняя за зимний период температура наружного воздуха, °С;

t_1 — температура воды в тепловой сети, °С;

t_2 — температура воды в системе отопления, °С;

A — время отопительного периода, сутки.

При

$$Q_{от} = 26\,000 \ ккал/чел\text{-}сутки; \ t_1 = 200° \text{ С}; \ t_2 = 60° \text{ С};$$

$$t_{расч} = -34° \text{ С}; \ t_{ср} = -8° \text{ С}; \ A = 210 \text{ суток}$$

для Сибири, Урала и северной части СССР находим:

$$G_{от} = \frac{26\,000}{200 - 60} \cdot \frac{18 + 8}{18 + 34} \cdot 210 \cdot 10^{-3} = 20 \ м^3/чел\text{-}год.$$

В двухтрубных тепловых сетях от ТЭЦ для расчета количества воды по одной отопительной нагрузке принимают $t_1 = 150°$ С; $t_2 = 70°$ С.

Отсюда для Москвы при $A = 189$ суток и $Q_{от} = 24\,000$ *ккал/чел-сутки* в случае качественного регулирования имеем:

$$G_{от.год} = \frac{24\,000}{150 - 70} \cdot 189 \cdot 10^{-3} = 56 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Очевидно, что существующие режимы качественного регулирования при постоянном расходе воды в сети для перехода на однотрубные тепловые сети являются явно неблагоприятными, так как расход воды в этом случае, рассчитанный по отопительной нагрузке, получается исключительно большим и эта вода не может быть использована для горячего водоснабжения. Несколько лучшее положение получается при снижении расчетного параметра горячей воды. Расход теплой воды для душей и ванных процедур определяется по формуле

$$G_{пр} = G_{65} \frac{65 - t_{х.в}}{t_{пр} - t_{х.в}},$$

где G_{65} — расход воды с температурой 65° С, *л/чел-сутки*;
$G_{пр}$ — расход процедурной воды, *л/чел-сутки*;
$t_{пр}$ — температура этой воды, °С;
$t_{х.в}$ — температура холодной воды, °С.

Для $G_{65} = 120$ *л/чел-сутки*; $t_{пр} = 37°$ С и $t_{х.в} = 0°$ С найдем:

$$G_{пр} = 120 \cdot \frac{65}{37} = 210 \text{ л/чел-сутки}.$$

Согласно приведенному расчету расходы на горячее водоснабжение должны резко возрасти вместе с уменьшением температуры горячей воды, так как они являются функцией этой температуры.

Практика показывает, что в Москве температура горячей воды во время разбора ее в новых домах колеблется в пределах 40—65° С. В среднем она близка к 50° С.

Если принять для горячего водоснабжения температуру воды 50° С, то расчетные расходы ее должны увеличиться на 30% по сравнению с расходами при температуре 65° С.

Тепловая суточная нагрузка горячего водоснабжения

$$Q_{г.в} = 120 \cdot 65 = 7\,800 \text{ ккал/чел-сутки}.$$

Доля нагрузки горячего водоснабжения при максимальном расходе тепла на отопление 24 000 *ккал/чел-сутки* оказывается сравнительно небольшой: $\frac{7\,800}{24\,000+7\,800}\times$ $\times 100=24\%$ (фактически в новых домах Москвы она составляет в среднем 30%).

При 10-часовом пике горячего водоснабжения в пик отопительной нагрузки 1 000 *ккал/чел-ч* общий расход тепла равен $1\,000+\frac{120}{10}\cdot 65=1\,780$ *ккал/чел.* В этом случае нагрузка горячего водоснабжения возрастает до величины $\frac{780}{1\,000+780}\cdot 100=43\%$.

Летом максимальная часовая нагрузка горячего водоснабжения при температуре воды из водопровода 20° С уменьшается до $\frac{120}{10}\cdot(65-20)=540$ *ккал/чел-ч.*

С ТЭЦ или районной котельной в это время в тепловую сеть должна поступать вода с температурой $\frac{540}{7}+20=97°$ С, где 7 — расчетная нагрузка тепловой сети, *л/чел-ч.*

Количество тепла, которое должны выработать ТЭЦ или РК в течение отопительного периода, получаем из расчета:

$$Q_{зим}=(Q_{от.ср}+Q_{г.в.зим}+Q_{сл})\,A.$$

Количество тепла за летний период

$$Q_{лет}=Q_{г.в.лет}(365-A).$$

Полагая для однопроводной тепловой сети Москвы

$$Q_{от.ср}=13\,000 \text{ ккал/чел-сутки};$$

$$Q_{г.в.зим}=7\,800 \text{ ккал/чел-сутки};$$

$$Q_{сл}=13\,000\cdot\frac{40}{200}\cdot 0{,}2=520 \text{ ккал/чел-сутки};$$

$$Q_{г.в.лет}=5\,400 \text{ ккал/чел-сутки},$$

находим:

$$Q_{зим}=(13\,000+7\,800+520)\cdot 189\cdot 10^{-6}=$$

$$=4 \text{ Гкал/чел-отопительный период};$$

$$Q_{лет} = 5\,400\,(365 - 189) \cdot 10^{-6} =$$
$$= 1 \; Гкал/чел\text{-}летний \; период;$$

$$Q_{год} = Q_{зим} + Q_{лет} = 4 + 1 = 5 \; Гкал/чел\text{-}год.$$

Из этого количества тепла 2,5 *Гкал/год* идет на отопление и 2,5 *Гкал/год* — на горячее водоснабжение.

Б. Расчетный максимум нагрузки отопления и горячего водоснабжения при однотрубных тепловых сетях

Одновременный максимум нагрузки отопления и горячего водоснабжения имеет место при условии потребления тепла для Москвы 1 720 *ккал/чел-ч*. Отсюда получаем максимальное количество воды, которая должна поступать в тепловую сеть:

$$G_{пик} = \frac{1\,720}{200} = 8{,}6 \; л/чел\text{-}ч.$$

Отопительной нагрузке соответствуют расход воды на отопление 7,1 *л/чел-ч* и количество тепла, поступающего в тепловую сеть, $200 \cdot 7{,}1 = 1\,420$ *ккал/чел-ч*.

Учитывая это небольшое расхождение с «пиком», тепловые сети «200 В», как и двухтрубные тепловые сети, можно рассчитывать на расходы воды только по отопительной нагрузке.

Кратковременные пики горячего водоснабжения в системах теплофикации срезаются за счет отопления. При общей продолжительности их около 1 *ч* в сутки потребитель получает тепла меньше, чем этого требует система отопления на $1\,720 - 1\,420 = 300$ *ккал/чел-ч*, что составляет $\frac{300}{24\,000} \cdot 100 = 1{,}25\%$ суточного потребления тепла.

Следует отметить, что источники тепла двухтрубных систем теплофикации в случае установки аккумуляторов горячей воды на ТЭЦ или в РК могут иметь на 8—10% меньшую максимальную нагрузку.

В котельных, оборудованных водотрубно-контактными котлами, расход газа в пики нагрузки получается меньше на 15—20%.

В. Отопление зданий по графикам горячего водоснабжения

Неоднократные наблюдения за режимом горячего водоснабжения в жилых зданиях, получающих горячую воду из теплосети и систем отопления, показали чрезвычайно неравномерный характер горячего водоснабжения как в течение недели, так и в пределах суток.

При рассмотрении расходов горячей воды различают расходы при устойчивом максимуме и кратковременных пиках.

Представление о характере режима водопотребления дает коэффициент неравномерности

$$K = \frac{M}{C},$$

где M — максимальный расход воды за рассматриваемый отрезок времени (например, неделю, сутки, час), *л*;
C — средний расход воды за то же время, *л*.

По данным Энергетического института Академии наук Латвийской ССР, коэффициент часовой неравномерности составляет 2,3; по исследованиям доц. Е. Ф. Бродского коэффициент часовой неравномерности, отнесенный к среднечасовому расходу в субботу, следует принимать 2—2,5. Наблюдения С. А. Чистовича [Л. 13] дали $K = 1{,}5 \div 2{,}3$.

Наблюдения за гидравлическим режимом ленинградских зданий, в которых почти все квартиры имеют ванны, в субботу и вечерние часы показали, что кратковременный максимум нагрузок горячего водоснабжения достигает 17 *л/чел-ч*.

Наиболее продолжительные максимумы были с 22 *ч* 30 *мин* до 22 *ч* 40 *мин* (рис. 9), а продолжительность устойчивого максимума достигает 1,1 *ч*.

Изменения режима горячего водоснабжения по неделям характеризуются коэффициентом недельной неравномерности, который обычно меньше 1,25.

Тепловой режим зданий с двухтрубной и однотрубной системой водяного отопления при заборе воды после системы оказывался устойчивым независимо от резкого колебания нагрузки горячего водоснабжения и продол-

жительности максимумов этой нагрузки. Наибольшее отклонение температуры в отапливаемых помещениях с двухтрубными системами наблюдалось 0,5° С и с однотрубными системами — до 1° С.

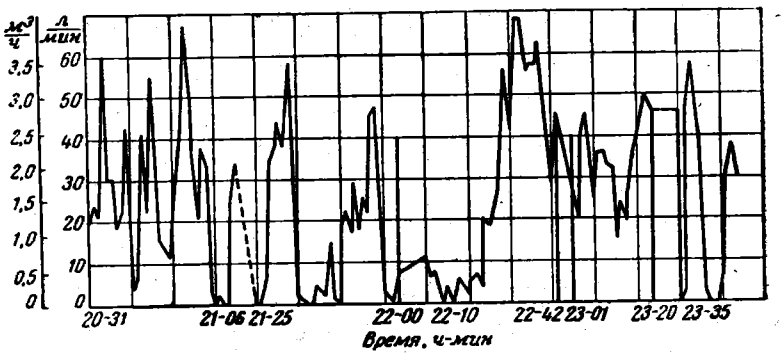


Рис. 9. График горячего водоснабжения жилого дома в Ленинграде в субботу и вечерние часы по данным С. А. Чистовича (температура отапливаемых помещений колебалась в пределах ±0,5° С).

4. АВТОМАТИЗАЦИЯ УЗЛОВ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ К ОДНОТРУБНЫМ ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

А. Схемы автоматизации

До поступления воды из тепловой сети «200 В» в систему отопления температура ее снижается в небольших теплообменниках, в которых перегретая вода охлаждается примерно на 60° С водой из системы отопления или водопроводной водой, поступающей в систему горячего водоснабжения. Теплообменники работают на перепадах температур, близких к 100° С.

Температура перегретой воды в них понижается от 200 до 140° С при разности температур в теплообменнике 100° С. Коэффициент теплопередачи теплообменников можно принять 1 500 *ккал/м²·град·ч*. Для дома с количеством жителей 1 000 чел. из расчета теплового потребления 1 000 *ккал/чел-ч* поверхность теплообменника, устанавливаемого в системе отопления, получается

$$1\,000 \cdot 1\,000 \cdot \frac{200-140}{(200-60)\cdot 1\,500 \cdot 100} = 3 \ м^2/ввод.$$

То же для систем горячего водоснабжения 1 *м²/ввод*. Расход воды, поступающей из тепловой сети «200 В» в систему отопления на 1 000 жителей, составляет всего $\frac{6}{3\,600\cdot(200-60)} = 2$ *л/сек*.

Регулирующие клапаны (рис. 10) должны иметь диаметр $<1/2''$ и несложную конструкцию.

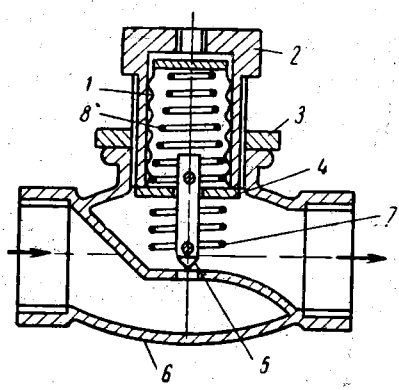


Рис. 10. Регулирующий клапан.

1 — сильфон; *2* — втулка; *3* — контргайка; *4* — шайба; *5* — клапан; *6* — корпус; *7* — регулируемая пружина, обеспечивающая заданный перепад давлений на клапане; *8* — нерегулируемая пружина

На рис. 11 показана простая схема регулирования количества воды по температуре отапливаемых помещений.

Автомат, регулирующий расход воды в системе отопления, состоит из тонкой трубки датчика, заполненной маслом или другой жидкостью (диаметр трубки можно принять равным 10—20 *мм*), имеющей большой коэффициент объемного расширения, и регулирующего клапана с сильфоном и двумя пружинами.

Объем масла в датчике

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l,$$

где d — диаметр, а l — длина трубки датчика.

Масло при расширении сжимает воздух внутри силь-

фона и в трубе перед сильфоном. Перемещение масла в трубке перед сильфоном находят из расчета

$$\Delta l = \frac{\alpha V l}{\frac{\pi d^2}{4}} = \alpha l \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}}.$$

Подставив $\alpha = 10^{-1}$ и $l = 20$ *мм*, получим $\Delta l = 20$ *мм*.

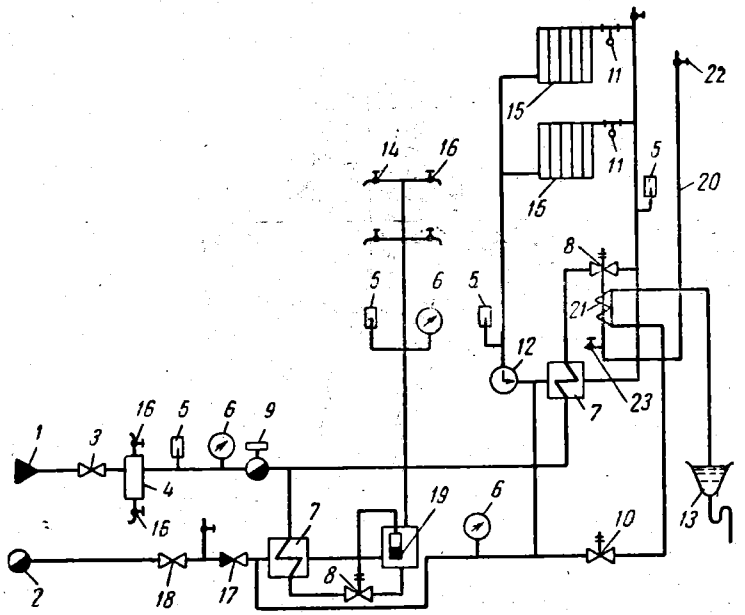


Рис. 11. Водопроводная система отопления, работающая по режиму расхода воды на горячее водоснабжение с автоматическими регуляторами прямого действия.

1 — тепловая сеть „200 В°"; *2* — водопровод; *3* — вентиль; *4* — грязевик; *5* — термометр; *6* — манометр; *7* — охладитель воды от 200 до 150° С (3 *м*²/1000 жителей); *8* — регулирующий клапан; *9* — тепломер; *10* — клапан подпора; *11* — автоматический регулятор температуры комнатного воздуха; *12* — низконапорный насос (ЦНИИПС); *13* — канализация; *14* — система горячего водоснабжения; *15* — радиаторы; *16* — краны; *17* — обратный клапан; *18* — вентиль на водопроводе; *19* — баллон с кипящей жидкостью (бутан); *20* — трубка с маслом; *21* — обратная связь (для уменьшения слива воды); *22* — кран для заливки масла; *23* — кран для спуска масла и нагнетания воздуха.

Выбрав длину трубки, заполненной воздухом перед сильфоном, 500 *мм* и давление воздуха в ней 5 *ат*, находим изменение давления воздуха на сильфон от расширения масла в трубке $\frac{5 \cdot 20}{500} = 0{,}2$ *ат/град*.

Если сливаемая вода будет нагревать воздух в трубке перед сильфоном до 35° С, то давление воздуха перед сильфоном увеличится на $5 \cdot \left(\frac{273+35}{273+20} - 1 \right) = 0{,}2$ *ат*.

Слив из системы прекращается при снижении температуры масла в контрольной трубке на 1° С. В то же время для большинства зданий понижение температуры внутри помещения на 1° С будет происходить в течение всей ночи. Таким образом, слива воды почти не будет.

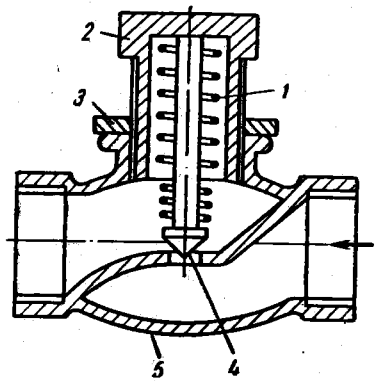


Рис. 12. Клапан подпора.
1 — регулируемая пружина; *2* — втулка; *3* — контргайка; *4* — клапан; *5* — корпус.

Количество воды, сливаемой из системы отопления, снижается системой обратной связи в ночное время на 40—60% без ухудшения режима работы отопления в контрольных пунктах.

Конструкция клапана подпора показана на рис. 12. Электрическая схема автоматизации систем отопления и горячего водоснабжения (рис. 13) получается сложной и мало надежной.

Для клапанов небольшого диаметра не имеет смысла применять электрическую схему с гидроусилителями импульса; лучше иметь датчики прямого действия.

Регулировка температуры воздуха в отдельных помещениях достигается установкой автоматических регуляторов (рис. 14) на радиаторах в каждом отдельном помещении.

В двухтрубной системе одновременно с изменением

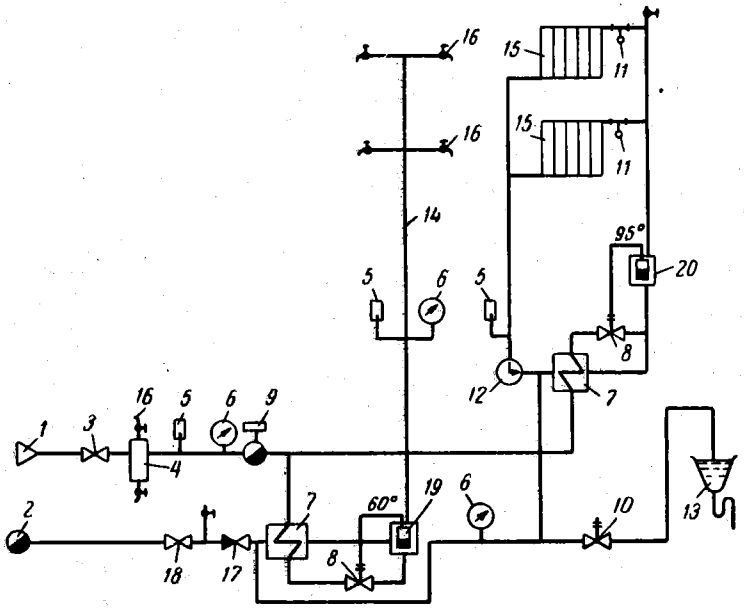


Рис. 13. Водопроводная система отопления, работающая по режиму расхода воды на горячее водоснабжение от тепловых сетей „200 В" с электрогидравлической системой регулирования температуры комнатного воздуха и температуры воды на горячее водоснабжение.

Значения поз. *1—19* см. рис. 11; *20*—баллон с ацетоном.

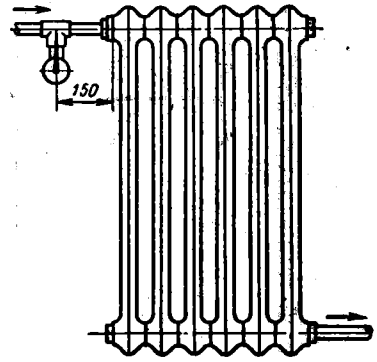


Рис. 14. Установка автоматического регулятора на радиаторах.

количества воды, поступающей в радиаторы, изменяется и температура воды в трубах, подводящих воду к радиаторам. В этом случае воду перед отопительными системами выгодно иметь нагретой весь отопительный сезон до постоянной температуры 95° С (рис. 15).

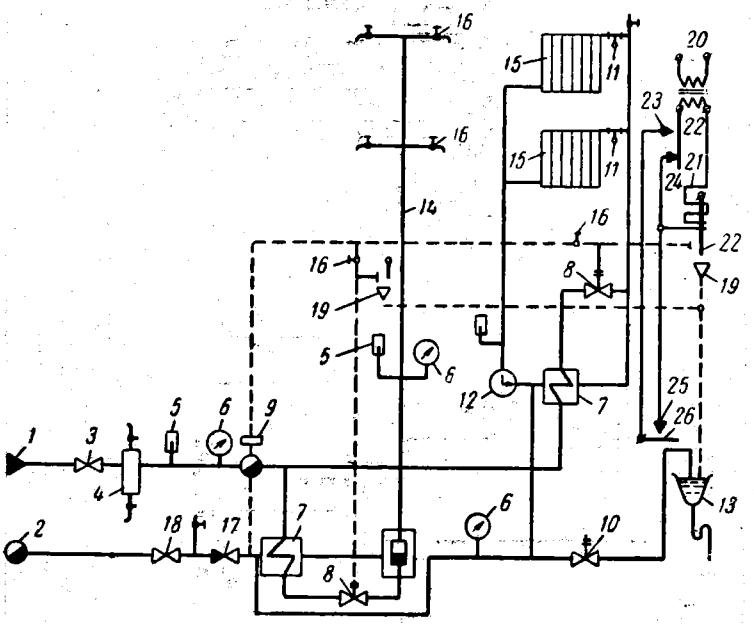


Рис. 15. Водопроводная система отопления, работающая по режиму расхода воды на горячее водоснабжение от тепловых сетей „200 В" с температурой воды до радиаторов 95° С и в системе горячего водоснабжения 60° С.

Значения поз. *1—18* см. рис. 11; *19*—воронка; *20*—трансформатор; *21*—электропечь; *22*—биметаллическая пластина регулятора температуры комнатного воздуха; *23*—контакт минимальной температуры комнатного воздуха; *24*—то же максимальной; *25*—контакт обратной связи, срабатывающей при наличии слива воды в канализацию; *26*—биметаллическая пластина.

Потери тепла со сливом воды из системы отопления согласно рис. 5 уменьшаются за отопительный сезон на 75%.

Б. Индивидуальные автоматические регуляторы на радиаторах

По мере роста масштабов централизованного теплоснабжения и теплофикации делаются все более замет-

ными принципиальные недостатки существующих методов регулирования отпуска тепла на отопление.

Ни количественное, ни качественное регулирования не могут обеспечить учет индивидуальных особенностей каждого помещения, и поэтому потребители получают тепло по вынужденному графику.

Теплосеть Москвы в течение ряда лет проводит такую автоматизацию абонентских вводов, которая обеспечивает так называемое местное регулирование. При этом вся местная отопительная система автоматически отключается от сети, как только температура воздуха в любом из трех контрольных помещений превысит установленный предел, например +20° С.

В качестве контрольных помещений, где устанавливаются регулирующие температуру датчики, выбираются комнаты, наиболее уязвимые с точки зрения охлаждения.

Таким образом, только в трех помещениях из всего здания поддерживается нужная температура, а в остальных помещениях совершенно сознательно создается разрегулировка.

Совершенно очевидно, что только индивидуальное автоматическое регулирование на радиаторах в каждом отдельном помещении может обеспечить потребителю температурные условия, которые соответствуют его требованиям.

При автоматическом регулировании все внутренние тепловыделения и солнечная радиация полностью используются, сокращая расход тепла, поступающего от источника (котельная, ТЭЦ).

Исследования показывают, что индивидуальные терморегуляторы экономят не менее 20% топлива, расходуемого на отопление. Если эта экономия будет даже на 10—15%, то и в этом случае она будет составлять бо́льшую часть экономии топлива, которая получается за счет комбинированной выработки электроэнергии и тепла ТЭЦ.

Задача заключается в том, чтобы создать регулятор настолько дешевый, простой и бесшумный, чтобы он мог получить массовое распространение.

В последние годы в Советском Союзе разработано несколько типов электрических регуляторов (Институт энергетики Латвийской Академии наук,

которые в настоящее время проходят опытную проверку в Ленинграде.

Пока еще нет окончательных результатов. Однако можно уже утверждать, что стоимость этих регуляторов и вспомогательного оборудования (трансформаторы, выпрямители, электропроводка) слишком высока, чтобы они могли иметь массовое распространение. Кроме того, обслуживание систем при них осложняется. Поэтому в лучшем случае они смогут применяться в отдельных помещениях общественных зданий, аудиториях, театральных залах и т. п.

Так, например, латвийский регулятор оценивается при его изготовлении в массовом выпуске не менее 15 руб. за штуку.

Таким образом, если в среднем один радиатор приходится на 10 $м^2$ жилой площади, то стоимость 1 $м^2$ при установке такого регулятора должна увеличиться на 1,0—1,5 руб., т. е. стоимость отопительной системы при этом возрастает на 20—25%.

Одной из новых конструкций является механический терморегулятор системы автора, разработанный на кафедре энергетики Московского ордена Трудового Красного Знамени института народного хозяйства имени Г. В. Плеханова.

Регулятор весьма прост в изготовлении, монтаже и обслуживании. По данным Ремонтно-механического завода Москровского жилищного управления, изготовившего опытные образцы регулятора, их стоимость не превышает 1,9 руб. за штуку. При массовом внедрении такой регулятор должен стоить дешевле: 1,5 руб. за штуку. Все регуляторы этого типа, установленные в различных домах Москвы, работают безотказно в течение нескольких отопительных сезонов.

Насколько выгодна установка механических терморегуляторов, показывает приведенный ниже экономический расчет.

В. Экономическая эффективность установки автоматических терморегуляторов

Сопоставим дополнительные капитальные затраты на регуляторы с экономией ежегодных расходов на тепло, которая должна быть получена за счет использования внутренних тепловыделений и солнечной радиации.

Как указывалось выше, истинную величину этой экономии можно будет установить после проведения ряда испытаний в течение одного-двух отопительных сезонов. По зарубежным данным экономия тепла достигает 20%.

Для осторожности пользуемся двумя показателями экономии: 15 и 20%.

Первоначально расчет проводим по средним показателям на 10 $м^2$ жилой площади.

Полагаем, что один радиатор и, следовательно, один регулятор будут устанавливаться на 10 $м^2$ жилой площади. При стоимости терморегулятора 1,2—1,5 руб. за штуку и обычного ручного крана МЖУ, заменяемого регулятором, 1,6 руб. за штуку дополнительные капиталовложения в автоматику не нужны. Расход на монтаж регуляторов тот же, что и при установке кранов.

Годовой расход тепла на отопление 1 $м^2$ жилой площади здания в Москве составляет в среднем 0,25 *Гкал*, что при цене 1 *Гкал* 3 руб. стоит 0,75 руб.

С учетом экономии тепла от установки автоматических регуляторов 15—20% экономия годовых расходов на 10 $м^2$ получается 1,3 руб.

Для дома на 100 квартир с общей жилплощадью 4 000 $м^2$ ежегодная экономия средств на теплоснабжение в результате установки автоматических регуляторов составит 520 руб.

5. ПОДГОТОВКА ВОДЫ ДЛЯ ОДНОТРУБНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Воду для тепловых сетей «200 В» целесообразно брать непосредственно из открытых местных водоемов. Загрязненную воду при этом необходимо осветлять, пропускать через магнитные аппараты и деаэрировать. В некоторых случаях необходимы только осветление и деаэрация. Иногда может появиться необходимость в умягчении водопроводной воды.

Образование трудноотделяемой накипи на стенках котлов при магнитной обработке воды прекращается или резко сокращается.

Высокими магнитными свойствами обладает сплав магнико (14% Ni, 24% Co, 8% Al, 3% Cu и 51% Fe), который имеет исключительно высокую коэрцитивную силу 600 э и остаточную индуктивность до 12,5 тыс. *гс*. Магни-

ты из такого сплава готовятся методом литья или порошковой металлургии.

Конструкции магнитных и электромагнитных аппаратов показаны на рис. 16 и 17*.

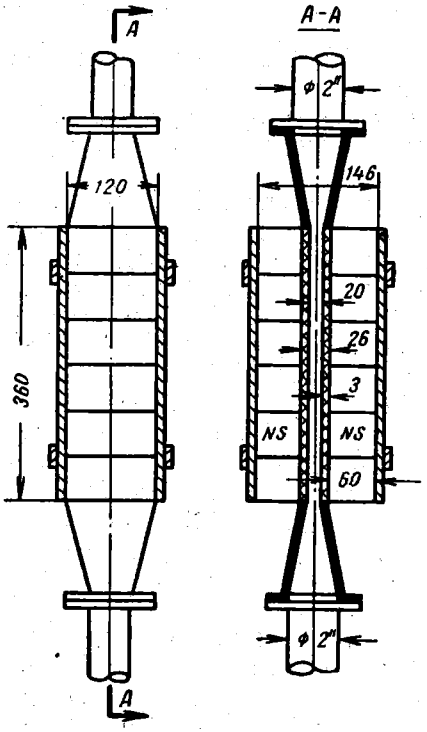


Рис. 16. Аппарат для магнитной обработки воды, собираемый из магнитных кубиков 60×60×60 *мм*³.

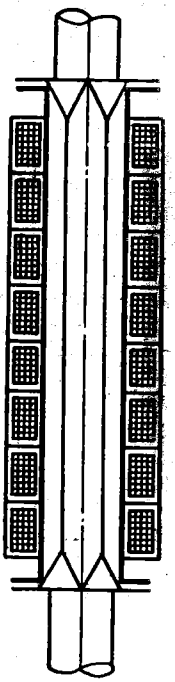


Рис. 17. Аппарат для электромагнитной обработки воды

Самый простой аппарат собирается из магнитных кубиков 60×60×60 *мм*³.

Расчет приборов для обработки воды магнитным полем, работающих на переменном однофазном токе напряжением 220 *в* с частотой 50 *гц*, приводится в табл. 3 и 4.

* Рекомендации по устранению накипи в паровых котлах с помощью магнитного поля разработаны институтом «Востсибгипрошахт» (Г. А. Рогаль-Левицкий).

Таблица 3

Данные для расчета приборов для обработки воды магнитным полем, работающих на переменном однофазном токе 220 *в*, 50 *гц*[1]

Производительность, $м^3/ч$	Магнитная индукция, *гс*	Диаметр провода, *мм*	Сопротивление всей обмотки электромагнита, *ом*	Потребная длина провода, *пог. м*	Наружный и внутренний диаметры трубы кожуха, *мм*	Диаметр стержней катушки в изоляции, *мм*	Количество витков провода на 1 катушку	Длина электромагнита, *мм*	Наружный и внутренний диаметры стальной трубы сердечника, *мм*	Длина прибора между фланцами, *мм*
50	3 400	1,86	32,4	2 650	145/140	146	400	817	50/40	1 020
75	4 650	1,95	21,5	2 790	168/160	169	372	980	50/40	1 080
100	4 600	2,02	16,1	2 240	208/200	209	270	900	50/40	1 100
125	5 680	2,44	12,95	2 630	231/225	232	276	1 065	50/40	1 265
150	6 700	2,63	11,00	2 550	231/225	232	267	1 103	50/40	1 305
175	7 320	2,83	9,23	2 600	260/250	261	246	1 090	50/40	1 290
200	7 620	3,03	8,20	2 600	283/275	284	225	1 065	50/40	1 265
225	8 830	3,28	7,17	2 630	283/275	284	230	1 150	50/40	1 350
250	—	3,53	6,47	2 750	310/300	311	220	1 175	50/40	1 375
500	—	5,20	3,24	3 160	360/350	361	219	1 595	85/75	1 895

Таблица 4

Характеристики приборов для магнитной обработки воды

Показатели	Тип прибора				
	200	250	300	350	500
Наибольшая производительность по воде, $м^3/ч$	150	200	350	500	1 000
Наибольшая величина тока при напряжении 220 *в*, *а*	11	15	25	36	72
Длина прибора между фланцами, *мм*	1 192	1 395	1 500	1 800	2 030
Наружный диаметр прибора, *мм*	362	406	458	536	700
Диаметр внутренний подводящих воду труб, *мм*	203	254	305	356	508
Скорость воды в приборе, *м/сек*	1,28	1,10	1,33	1,40	1,37
Мощность, потребляемая прибором, *квт*	2,22	3,30	5,50	7,92	15,84
Расход электроэнергии на 1 *т* протекающей воды, *квт·ч*	0,0146	0,0175	0,0156	0,0158	0,0158
Вес прибора, *кг*	335	544	725	906	2 040

[1] Скорость воды в приборе — 1 *м/сек*; число катушек электромагнита — 12, марка обмоточного провода — ПБД.

Советскими исследователями было установлено, что магнитное поле оказывает ориентировочное действие на молекулы и способствует образованию центров кристаллизации. В результате исследований кристаллизации органических веществ в магнитном поле установили, что магнитное поле, не влияя на скорость кристаллизации, увеличивает число ее центров пропорционально напряжению магнитного поля.

Изобретатель магнитного прибора для предупреждения накипи бельгийский инженер Вермайерен [Л. 14] отмечает, что при прохождении воды через магнитное поле происходит деформация находящихся в воде ионов солей жесткости с нарушением их зарядов, что в свою очередь ведет к нарушению электрического притяжения между ионами. Условия кристаллизации изменяются. Кальций, из которого в основном образуется твердое отложение накипи, переходит в кристаллическую модификацию углекислого кальция, который выпадает в виде рыхлого шлама.

Наиболее известны магнитные приборы, выпускаемые бельгийской фирмой ЭПЮРО по патенту Вермайерена СЕР-1 и др.

Магниты заключены в герметически закрытую трубу из антимагнитного металла. Такая труба с магнитами вставляется на фланцах в питательный трубопровод, в котором она омывается водой, проходящей последовательно ряд магнитных полей, под прямым углом к силовым магнитным линиям. Один из магнитных приборов прошел испытание во Всесоюзном теплотехническом институте имени Ф. Э. Дзержинского.

Техническая характеристика прибора

Производительность по воде	0,45 *м³/ч*
Длина прибора	200 *мм*
Диаметр	40 „
„ подводящих трубок	9 „
Вес прибора	0,5 *кг*

Испытание проводилось на двух различных типах вод: московской водопроводной и на более жесткой и минерализованной воде Терновского водохранилища в Донбассе (табл. 5).

Таблица 5

Солевой состав воды Московского водопровода и Терновского водохранилища

Показатели	Вода Московского водопровода	Вода Терновского водохранилища
Общее солесодержание, *мг/л*	150	3 087
Карбонатная жесткость, *мг-экв/л*	2,7	3,2
Общая жесткость, *мг-экв/л*	3,22	21,0

Вода пропускалась по двум трубкам, обогреваемым паром в специальной паровой рубашке. По одной трубке проходила вода, предварительно обработанная в магнитном приборе, а по второй трубке пропускалась такая же вода без какой-либо обработки. Степень нагрева трубок колебалась от 50 до 60° С при работе на воде Терновского водохранилища и от 80 до 90° С — на воде Московского водохранилища. Опыт длился в течение 1 000 *ч*.

Результаты испытания показали, что толщина накипи на стенках котлов, работающих на воде Терновского водохранилища, после магнитной обработки уменьшилась до 0,15 *мм* против 0,28 *мм* до обработки. В котлах же, работающих на воде Московского водохранилища, после магнитной обработки воды накипь отсутствовала, в то время как до обработки ее слой имел толщину 1,25 *мм*.

Накипь, полученная после обработки воды магнитным прибором, отличается по своей кристаллической структуре от накипи, получаемой в тех же условиях из той же воды, но не подвергавшейся магнитной обработке. Она имеет менее плотную структуру и легко удаляется с поверхности металла трубки.

Эти выводы полностью совпадают с результатами, полученными в одной из котельных Иркутска. В этой котельной установлены магнитные приборы (рис. 18), сконструированные В. И. Дмитровым и выполненные следующим образом.

На трубопроводах, подающих воду в питательные баки, вмонтированы на фланцах участки из двух дюралевых труб длиной 1,2 *м* и диаметром 2″. Внутри каждой из труб в центре вставлен стержень из дюраля диаметром 19 *мм*, снаружи к трубам прилегают постоянные

магниты в количестве 24 шт. — по 12 с каждой стороны. Магниты прилегают друг к другу разноименными полюсами, создавая потоки сплошных магнитных линий. Такое расположение магнитов противоположно бельгийским приборам СЕР-1.

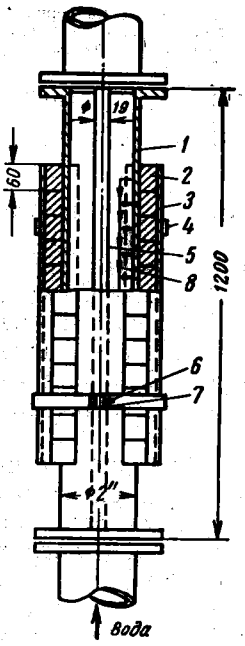


Рис. 18. Электромагнитный аппарат, установленный на одном из предприятий г. Иркутска.

1 — корпус; *2* — магнит постоянный; *3* — желобок, скрепляющий магниты; *4* — хомут, скрепляющий магниты; *5* — стержень-рассекатель; *6* — болт; *7* — гайка; *8* — магнитные силовые линии.

Без магнитных аппаратов за 4 мес. накипь нарастала толщиной до 10 *мм* и с большим трудом отделялась от стенок труб и металла котла.

После работы с магнитными приборами в течение 4 мес. при ремонте было установлено, что на чистых местах появился только тонкий слой накипи (0,5—1 *мм*). Старая накипь изменила свою кристаллическую форму, стала рыхлой и легко отделялась от стенок котлов.

На Алма-Атинском заводе тяжелого машиностроения [Л. 15] работали электромагнитные приборы для электромагнитной обработки воды (рис. 19) паровых котлов.

Сердечник выточен из монолитной стали; шесть катушек намотаны проводом ПЛ-1 диаметром 0,31 *мм*; каждая катушка имеет 1 500 витков. Катушки соединены последовательно и суммарно рассчитаны на напряжение 100 *в* и величину тока 0,3 *а*. Материал трубы, кожуха и трубки для проводов — медь. Труба с сердечником вмонтирована в водопроводящую трубу перед питательным баком. Электроэнергию прибор получает от сети переменного тока напряжением 220 *в* через трансформатор 220/110 *в*. Ток от трансформатора проходит селеновый выпрямитель, в котором он превращается в постоянный.

Максимальная производительность такой установки 15 $м^3$.

Испытания описываемого прибора производились в 1957 г. на первом котле ДВК-6,5-13 производительностью 6,5 *т/ч* пара при давлении $p_к = 13$ *ати*. Через месяц котел был остановлен и подвергнут осмотру. Твердой накипи на внутренних поверхностях нагрева котла не оказалось.

Испытание было продлено еще на 3 мес., но и после этого на стенках барабанов и трубках котла твердая накипь обнаружена не была. В нижних коллекторах лежал небольшой слой мягких отложений толщиной до 3 *мм*, которые легко удалялись.

В зарубежной практике применяются аппараты для обработки артезианской и речной воды с общим солесодержанием не выше 2 000 *мг/л* и аппараты, предназначенные для работы с большим содержанием растворенных солей, например в морской воде, соке сахарного тростника, кислотных и щелочных растворах, в бумажной и химической промышленности. Производительность аппарата по воде — до 4 000 $м^3/ч$. Конструкции различных аппаратов одинаковы; они различаются только размерами рабочих зазоров и величиной индукции магнитного поля внутри аппаратов. Использование мощных постоянных магнитов сделало возможным создание аппаратов, которые могут служить дли-

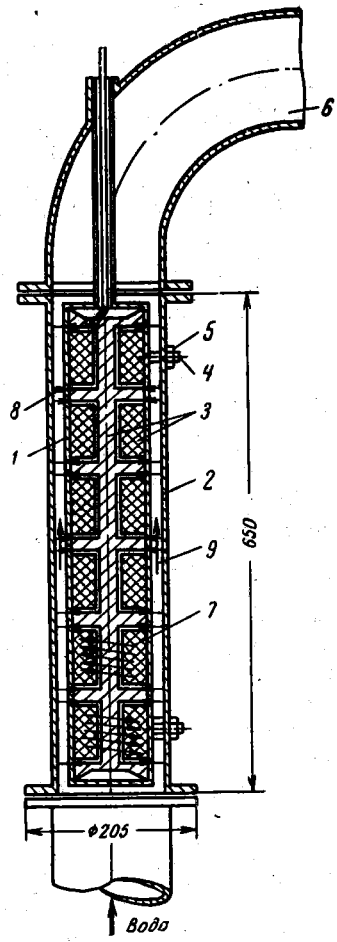


Рис. 19. Электромагнитный аппарат для обработки воды, установленный на Алма-Атинском заводе тяжелого машиностроения.

1 — корпус; *2* — кожух; *3* — электромагнит; *4* — винт столярный; *5* — гайка; *6* — выход воды в питательный бак; *7* — направление электрического тока в витках прибора; *8* — направление магнитных силовых линий; *9* — направление движения воды по кольцевому зазору.

тельное время без ремонта, не требуя специального ухода, а также способны саморегулировать режим работы в случае изменения состава жидкости в определенных пределах.

На величину эффекта, получаемого при магнитной обработке воды, влияет скорость ее протекания.

Наибольший эффект получается в интервале скоростей от 15—30 *см/сек* до 500—1 000 *мл/мин*.

Опыт, накопленный за 12 лет эксплуатации большого количества магнитных аппаратов [Л. 14], позволил выявить основные причины неполадок и разработать мероприятия по их устранению.

6. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОНТАКТНО-ВОДОТРУБНЫЕ КОТЛОАГРЕГАТЫ ДЛЯ ОДНОТРУБНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Теплоснабжение районов нового жилищного строительства Москвы основывается на широком развитии теплофикации от мощных городских ТЭЦ. Вместе с тем ряд жилых массивов, особенно в периферийных районах Большой Москвы, не охватывается тепловыми сетями ТЭЦ Мосэнерго. Для этих районов намечается сооружение систем централизованного теплоснабжения от мощных районных котельных на газовом топливе производительностью 100—200 *Гкал/ч*, соответствующих застройкам 500—1 000 тыс. $м^2$ жилой площади.

Решение этой задачи стало возможным в связи с разработкой дешевых и экономичных водогрейных котлов типа ПТВ системы ВТИ — Оргэнергостроя [Л. 16].

Вместе с тем следует отметить, что котлы ПТВ, предназначавшиеся в основном для работы в качестве пиковых на ТЭЦ и нашедшие широкое применение в районных котельных, используются для двухтрубной тепловой сети с максимально-расчетной температурой 150° С при качественном регулировании.

Двухтрубные водяные тепловые сети с качественным регулированием отпуска тепла получили широкое распространение в системах городской теплофикации от ТЭЦ. Основные характеристики таких сетей выбраны, исходя из требований максимальной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Перенос двухтрубной системы на установки централизованного теплоснабжения от районных котельных не является оправданным: Отказ от прокладки обратной магистрали с

применением количественного регулирования в течение всего отопительного периода при высокой температуре воды в сети обеспечивает возможность получения большой экономии капитальных затрат и эксплуатационных расходов.

Схемы однотрубных систем теплоснабжения представлены на рис. 20—22.

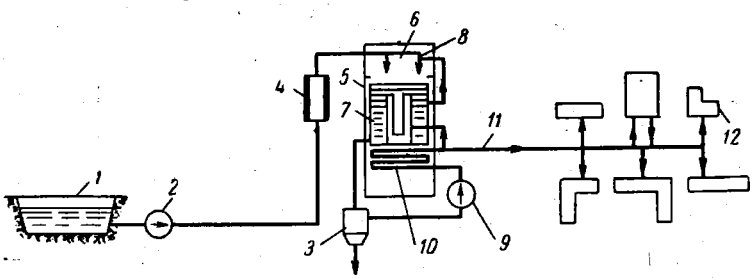


Рис. 20. Централизованное теплоснабжение с котлами на газообразном топливе.

1—водоем; *2*—береговая насосная станция; *3*—осветлитель; *4*—магнитный аппарат; *5*—водотрубный контактный котел на газовом топливе (ВКГ); *6*—контактная камера; *7*—деаэратор; *8*—водяной эжектор для отсоса воздуха; *9*—котельные насосы; *10*—змеевик; *11*—водопроводная 200-градусная („200 В") тепловая сеть; *12*—отдельные здания.

Районная котельная (РК) с водотрубно-контактными котлами ВГК на газовом топливе системы Л. К. и О Л. Якимовых (рис. 23) требует металла в 3—5 раз

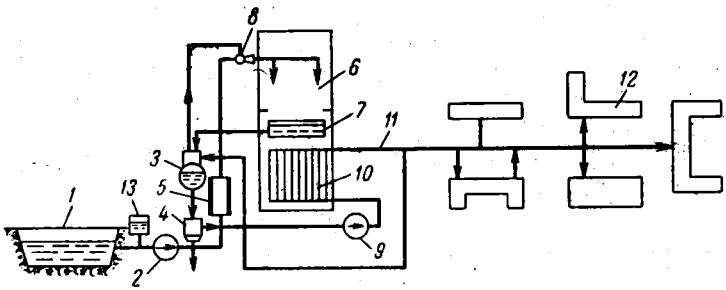


Рис. 21. Централизованное теплоснабжение с котельной на твердом и жидком топливе.

1—водоем; *2*—береговая насосная станция; *3*—деаэратор; *4*—осветлитель; *5*—магнитный аппарат; *6*—водотрубно-контактные котлы на твердом топливе (ВКТ) или нефти (ВКН) с контактной камерой для использования тепла уходящих газов и очистки газов от пыли и серы, используемой для химической обработки воды; *7*—сборник воды; *8*—водяной эжектор для отсоса воздуха; *9*—насосы; *10*—поверхности нагрева котла; *11*—тепловая сеть „200 В"; *12*—отдельные здания; *13*—дозатор известкового молока для работы ВКТ на высокосернистом топливе.

меньше, чем такая же котельная с высокоэкономичными котлами ПТВ, и имеет в 2 раза меньшую стоимость.

Разработка контактной камеры котла была произведена на основе большого опыта работы скрубберов.

Если в котлах ВКГ греть воду до 200° С, то за счет повышения к. п. д. в них, например, на 25% получается подогрев холодной воды порядка $200 \cdot 0{,}25 = 50°$ С.

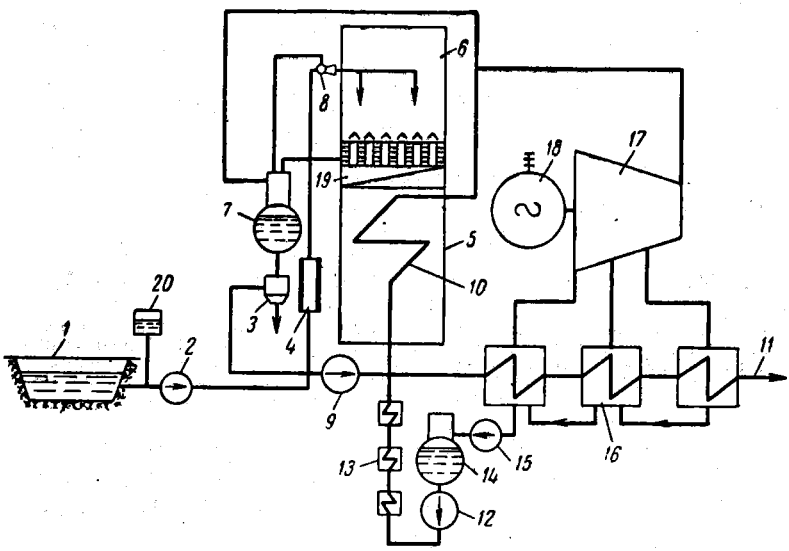


Рис. 22. Теплофикация от ТЭЦ с сероочисткой и обеспыливанием уходящих газов котлов.

1 — водоем; *2* — береговая насосная станция; *3* — осветлитель; *4* — магнитный аппарат; *5* — котлы ВКГ, ВКТ или ВКН; *6* — контактная камера; *7* — деаэратор; *8* — водяной эжектор; *9* — сетевые насосы; *10* — поверхности нагрева котла; *11* — водотрубная тепловая сеть „200 В"; *12* — питательные насосы; *13* — подогреватели конденсата паром из отбора турбины; *14* — деаэратор конденсата пара из отборов турбин; *15* — конденсатный насос; *16* — подогреватели сетевой воды; *17* — турбина; *8* — генератор; *19* — воздухоподогреватель; *20* — дозатор известкового молока;

Возврат теплой воды из системы отопления становится нерентабельным.

Котлоагрегат состоит из двух основных частей: водотрубной и контактной камеры (ВК) и перегревающего устройства. Вода из источника водоснабжения (городского водопровода) проходит через устройство, предотвращающее накипеобразование, на поверхность нагрева котла. Таким устройством могут быть компактные и дешевые магнитные фильтры. Вода при прохождении

через такие фильтры не снижает общего солесодержания, однако соли временной жесткости переходят в шламовидное состояние и не кристаллизуются в виде накипи на поверхностях нагрева.

После указанной обработки холодная вода поступает к разбрызгивающим форсункам контактной камеры, которая представляет собой хвостовую поверхность котла, воспринимающую около 40% его нагрузки.

В контактной камере имеет место нагрев воды продуктами сгорания газообразного топлива без каких-либо разделительных поверхностей.

За счет глубокого охлаждения продуктов сгорания в контактной камере до 24—35° С и соответственного использования до 98% скрытой теплоты парообразования их водяных паров к. п. д. котлоагрегата достигает величины 97,5% из расчета по высшей теплотворной способности топлива. В рассматриваемой контактной камере принято форсуночное распыливание воды, обеспечивающее большие поверхности теплообмена при несложных конструктивных решениях. Подобные контактные камеры, разработанные Академией коммунального хозяйства имени Панфилова, успешно используются для горячего водоснабжения жилого квартала в одном из районов Москвы.

После контактного подогревателя (контактной камеры) вода с температурой 40—80° С сливается в бак-деаэратор, служащий для обеспечения 20—25-минутного запаса воды на охлаждение котла при аварийных режимах, а также для деаэрации нагреваемой воды.

В связи с тем, что в контактной камере наряду с нагревом воды имеет место насыщение ее углекислотой продуктов сгорания (примерно до 50—60 *мг/л*), для предотвращения коррозии элементов котла и системы теплоснабжения вода должна подвергаться соответствующей деаэрации, снижающей содержание как кислорода, так и углекислоты. Весьма эффективным устройством для указанных целей является вакуум-деаэратор. Вода через гидравлический затвор под действием разрежения в баке поступает на распределительную насадку и сливается через нее в основной бак. Отсасывание газов из бака осуществляется струйным вакуум-насосом при разрежении в баке около 4—9 *м вод. ст.* При температурах воды в баке порядка 40—80° С обеспечивается

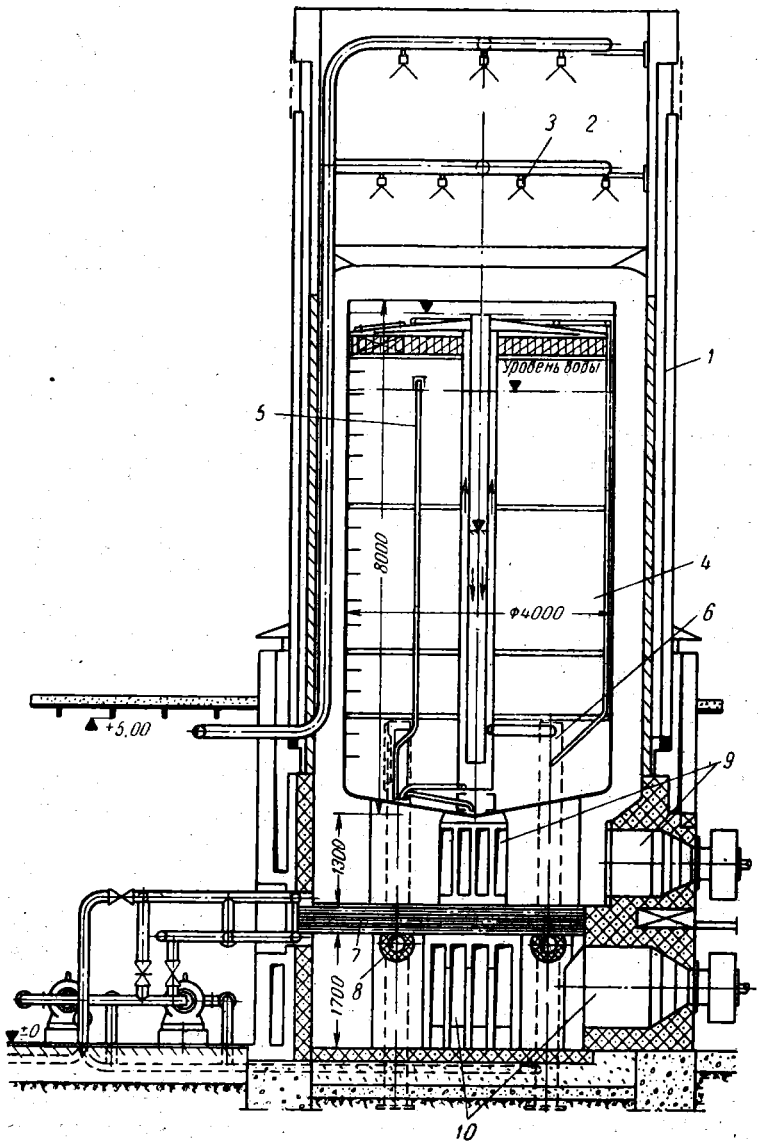
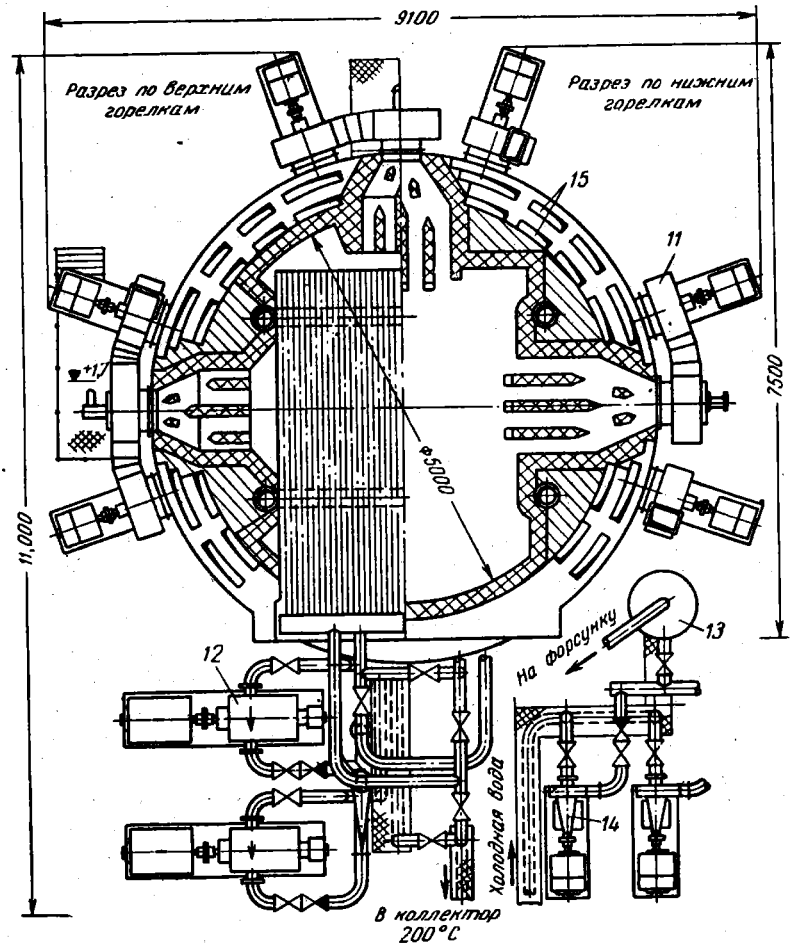


Рис. 23. Водогрейный котлоагрегат производи

1—шахта котла; *2*—контактная камера; *3*—разбрызгивающие устройства; *4*—бак *8*—опоры конвективного пучка; *9*—верхние газовые горелки; *10*—нижние газовые КАГИ—ЦАГИ СТД-47; *12*—сетевые насосы 5 МД-7×3; *13*—аппарат для магнит

практически полная дегазация воды. Поверхность нагрева бака-деаэратора используется также для некоторого догрева воды.

Из бака-деаэратора вода по двум опускным коллекторам поступает к сетевым насосам, которыми она прокачивается через перегревающую поверхность — конвек-



тельностью 50 *Гкал/ч* с контактной камерой.

деаэратор; *5*—вакуумная труба; *6*—опора бака деаэратора; *7*—конвективный пучок; горелки; *11*—индивидуальные дутьевые вентиляторы для газовых горелок типа ной обработки воды; *14*—насосы холодной воды; *15*—воздухозаборные каналы.

тивный пучок — для нагрева до 200° С, что соответствует температуре воды в системе теплоснабжения. Конвективный пучок выполнен из трубок малого диаметра. В целях понижения температуры стенок труб вода в трубки поступает через нижние коллекторы и с температурой 200° С выходит из верхних.

Рассматриваемый котлоагрегат наиболее эффективен в однотрубной системе теплоснабжения при чисто количественном регулировании тепловой нагрузки, т. е. при переменных расходах воды в сети. В связи с этим для поддержания скоростей движения воды в трубках в пределах 0,8—1,5 *м/сек* предусмотрена возможность переключения пучка с параллельной на последовательную схему и наоборот.

Из верхних коллекторов основная доля воды с температурой 200° С поступает в тепловую сеть, а небольшое ее количество (5—8%) поступает по двум подъемным вертикальным коллекторам в гидравлический затвор в целях некоторого повышения температуры воды в баке.

Сжигание газа осуществляется в шести туннельных горелках, расположенных в зонах *I* и *II* (рис. 24). Нижние газовые горелки в зоне *I* работают в течение всего отопительного периода, верхние — частично при средних температурах наружного воздуха и в основном в летний период горячего водоснабжения. Сжигание газа происходит в основном в специальных щелевых керамических насадках горелок при высоких тепловых напряжениях (до 8 600 тыс. *ккал/м³ · ч*) и частично в топочных камерах. Дожигание смеси нижних горелок осуществляется в нижней топочной камере объемом 24,5 *м³* при максимальных тепловых напряжениях 2 050 тыс. *ккал/м³ · ч*; средние тепловые напряжения камеры составляют 1 260 тыс. *ккал/м³ · ч*.

Каждая газовая горелка оборудована индивидуальным дутьевым вентилятором, что позволяет достаточно плавно изменять нагрузку котлоагрегата. Воздух к горелкам забирается из специальных каналов, расположенных в стенках круглой кирпичной шахты котла. Такое устройство позволяет исключить потерю тепла в окружающую среду, предохранить стенки нижней части шахты котла от чрезмерных разогревов и тем самым обеспечить приемлемые условия для работы персонала.

Рассматриваемый котлоагрегат не имеет специальных тяговых устройств, так как удаление продуктов сгорания обеспечивается за счет самотяги шахты котлоагрегата.

Опыт комплектования оборудования районных водогрейных котельных показывает целесообразность еди-

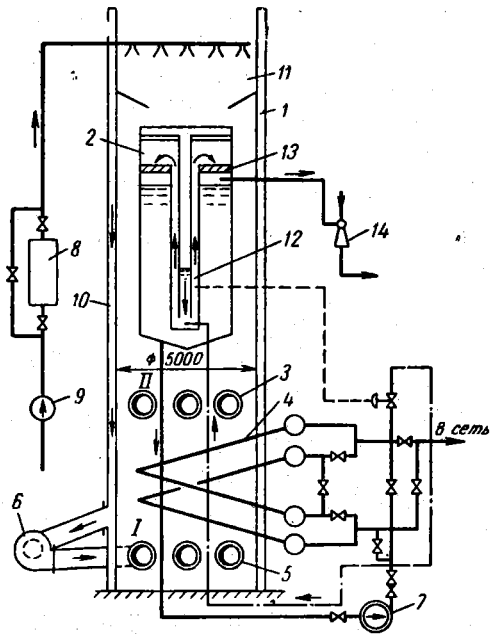


Рис. 24. Схема котла ВКГ.

1 — шахта котла; *2* — бак-деаэратор; *3* — верхние горелки; *4* — конвективный пучок; *5* — нижние горелки; *6* — индивидуальный вентилятор газовой горелки; *7* — сетевой насос; *8* — устройство для обработки воды; *9* — насос холодной воды; *10* — каналы для забора воздуха к горелкам; *11* — контактная камера; *12* — гидравлический затвор; *13* — распределительная насадка; *14* — струйный вакуум-насос.

ничной мощности котлоагрегата 50 *Гкал/ч*. Котлоагрегат такой производительности (см. рис. 23) представляет собой кирпичную шахту диаметром 6 *м* и высотой 15,5 *м*. Внутри шахты в ее верхней части находятся контактная камера и разбрызгивающие устройства — форсунки. В средней части шахты на отметке +3,5 *м* расположен бак-деаэратор емкостью 88 $м^3$, обеспечивающий 20-минутный запас воды на охлаждение котла в

аварийном режиме. Газы, деаэрируемые из воды, удаляются по специальной трубе к струйному вакуум-насосу. Бак-деаэратор укреплен на четырех вертикальных коллекторах-опорах, выполненных из труб диаметром 390 *мм*. По двум опорам вода из бака поступает к сетевым насосам типа 5МД-7×3. По двум другим опорам в бак подается некоторое количество перегретой воды в гидравлическом затворе и для охлаждения самих опор. В целях предохранения от перегрева опоры в пределах топочных камер изолированы огнеупорным материалом. Расположение бака-деаэратора на отметке +3,5 *м* обеспечивает подпор на всасе сетевых насосов, что позволяет располагать последние на отметке +0,0, не заглубляя их.

Нагрев (перегрев) воды до температуры 200° С осуществляется конвективным пучком поверхностью 250 $м^2$, состоящим из 12 вертикальных рядов трубок ∅ 29/2,5 *мм* с шахматным расположением. Шаг трубок в ширину 64 *мм*, в глубину — 32 *мм*. Соединительные коллекторы пучка имеют диаметр 350 *мм*.

Тепловые напряжения поверхности нагрева конвективного пучка не превышают 86 тыс. *ккал/м²·ч*; максимальный коэффициент теплопередачи составляет 78,0 *ккал/м²·ч·град*. Конвективный пучок опирается на две горизонтальные трубы, включенные в опорные стояки и изолированные в пределах топочной камеры огнеупорным материалом.

Внутренняя поверхность нижней и верхней топочных камер выложена хромомагнезитовым огнеупорным кирпичом. Газовые горелки обслуживаются индивидуальными вентиляторами ЦАГИ среднего давления типа СТД-57.

Основные расчетные данные котлоагрегата мощностью 50 *Гкал/ч*:

Тепловая нагрузка котла	*Гкал/ч*	50,0
Температура питательной воды	°С	5—10
То же сетевой воды	°С	200
Расход воды на котел (максимальный и минимальный)	*т/ч*	250/92
Температура входящих газов	°С	30
Потеря тепла с уходящими газами	%	2,3
То же от химического недожога	%	1,0
Коэффициент полезного действия котла (брутто) по высшей теплотворной способности топлива	%	96,5

Газовое сопротивление котла на максимальной нагрузке	*мм. вод. ст.*	9,0
Разрежение самотяги котла	„	14,0
Общий вес металла котла под давлением	*т*	7,0
Общий вес металла	„	33,33
То же котла (металлическая конструкция и шахта)	„	250,0

Как видно из приведенных данных, к. п. д. рассматриваемого котлоагрегата на 20—22% выше к. п. д. лучших отечественных водогрейных котлов типа ПТВ.

Расход металла на данный котел составляет всего 20% расхода металла на котел ПТВ-50, причем если в котлах ПТВ-50 общая поверхность нагрева составляет 1387,6 $м^2$, то в рассматриваемом котле конвективная поверхность, образованная трубками, составляет 250 $м^2$, что позволяет в 5,5 раза снизить расход металла, работающего под давлением.

Наибольшая эффективность описанного выше котлоагрегата достигается при его работе в однотрубной системе централизованного теплоснабжения. При этом питание котла осуществляется холодной водой из водопровода с температурой 5—10° С, что позволяет почти полностью использовать тепло водяных паров продуктов сгорания, теряемое в обычных котлах с уходящими газами. Это тепло составляет 12—14% низшей теплотворной способности газообразного топлива.

Вместе с тем работа рассматриваемого котлоагрегата возможна и в обычной двухтрубной тепловой сети, но при этом несколько снижается эффективность контактной камеры.

При среднегодовой температуре воды в обратной магистрали около 40° С значение среднегодового к. п. д. котла будет равно 93,4% по высшей теплотворности топлива.

На рис. 25 представлена компоновка котельной на 150 *Гкал/ч* с тремя водогрейными контактными котлами.

При компоновке котельной принят блочный принцип. Сетевые насосы, насосы холодной воды и фильтры магнитной обработки находятся непосредственно у котла. Такое расположение вспомогательного оборудования существенно уменьшает число коммуникаций в котельной.

Единственным общим оборудованием является устройство для периодической кислотной промывки кон-

вективного пучка котлов. Вдоль котельного зала уложены коллекторы холодной и горячей воды.

Сетевые насосы и насосы холодной воды не имеют резерва. При снижении нагрузки котельной (уменьшении расхода воды в сети) отключается часть котлов; отключенные насосы выполняют в этом случае роль резерва.

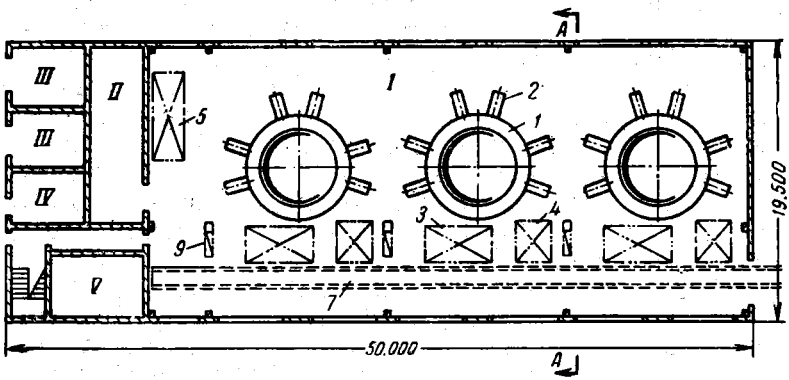
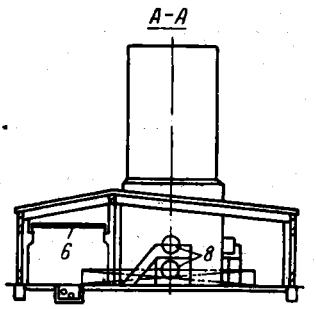


Рис. 25. Компоновка котельной с тремя водотрубно-контактными котлами ВКГ-50.

1—котел; *2*—дутьевые вентиляторы; *3*—сетевые насосы; *4*—насосы холодной воды и аппараты для магнитной обработки воды; *5*—промывочное устройство; *6*—кран бака; *7*—коллектор сетевой холодной воды; *8*—горелки; *9*—щиты КИП и автоматики. *I*—котельный зал; *II*—распределительное устройство; *III*—трансформаторная ячейка; *IV*—газорегуляторная установка; *V*—бытовые помещения.



Как следует из рис. 25, рассматриваемые котлы представляют собой агрегаты полуоткрытого типа. В помещении котельной находятся лишь требующие обслуживания агрегаты. Основные технико-экономические показатели котельной представлены ниже.

Установленная мощность котельной, *Гкал/ч*	150
Число котлов, шт.	3
Система теплоснабжения	Однотрубная водопроводная

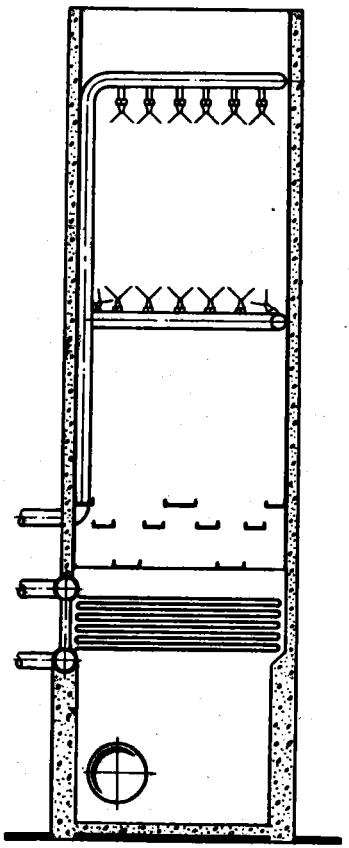
Температура перегретой сетевой воды, °С . .	200
Отношение среднечасовой нагрузки горячего водоснабжения к максимальной нагрузке на отопление, *Гкал/ч*	0,3
Годовая производительность котельной, тыс. *ккал*	595
Годовое использование установленной производительности котельной, *ч*	3 950
Продолжительность отопительного периода, *ч*	4 380
Расход газа (8 000 *ккал/нм³*):	
а) максимально-часовой, тыс. *нм³*	22,7
б) годовой, млн. *нм³*	70,0
Годовой к. п. д. котельной (брутто), отнесенный к высшим теплоте сгорания топлива (8 915 *Гкал/нм³*) и производительности котельной, %	96,5
Суммарная установленная мощность электродвигателей, *квт*	1 500
Максимум электрической нагрузки, *квт* . . .	1 200
Максимальный расход сырой (холодной) воды, *м³/ч*	750
Годовой расход сырой воды, *м³/ч*	3 500
Численность персонала, чел.	25
Площадь застройки здания котельной, *м²* . .	965
Объем главного здания, *м³*	5 850
Общие капиталовложения, тыс. *руб/Гкал/ч*	21,40

Из приведенных данных следует, что удельные капиталовложения на котельную с водогрейными контактными котлами в 2 раза ниже таковых для районной котельной с котлами ПТВ [Л. 16].

Таким образом, рассматриваемый котлоагрегат обеспечивает к. п. д. на 20—25% выше к. п. д. лучших водогрейных поверхностного типа, позволяет в 5 раз снизить расход металла на сооружение котла, а также примерно в 2 раза капиталовложения в котельную.

На рис. 26 изображена простая конструкция котла ВКГ-20 для газового топлива производительностью 20 *Гкал/ч* с выносным деаэратором. Установка форсунок с дутьевыми вентиляторами в котлах ВКГ необязательна. Эти форсунки можно заменить несколькими десятками горелок.

Опытные данные получены Академией коммунального хозяйства в результате исследования контактной камеры, работающей с подогревом воды для целей горячего водоснабжения в поселке жилых домов завода имени Лихачева. (Аппарат работает безаварийно с момента его установки около 3 лет.)



Производительность этого контактного подогревателя воды [Л. 17] — до 3 *Гкал/ч*. Напряжение объема топочного пространства 2,6 *Гкал/м*^{3}.

Содержание CO_2 после контактной камеры зависит от температуры подогрева воды и при 80° С составляет около 50 *мг/л*. Содержание CO_2 в баках, из которых воздух с водяными парами откачивают вентилятором, создающим небольшое разрежение, значительно меньше содержания CO_2 в холодной водопроводной воде.

Рис. 26. Котел на газовом топливе производительностью 20 *Гкал/ч* (ВКГ-20) с выносным деаэратором.

7. КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЕЛЬНЫХ ПРИ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Использование тепла уходящих газов из котлов в результате их обработки холодной водой целесообразно не только на газообразном топливе. Особое внимание этому вопросу должно быть уделено при работе котлов на жидком и твердом топливе, в которых одновременно с нагреванием холодной воды в контактной камере можно

использовать серу этих газов для понижения карбонатной жесткости воды.

При работе контактных камер котлов на сернистом мазуте, имеющем 3% серы, количество серной кислоты получается небольшим (5—100 *мг/л*), за счет чего карбонатная жесткость воды понижается на 1 *мг-экв/л* из расчета расхода серной кислоты 49 *мг-экв/л*.

По схеме рис. 21 в котлах, работающих на твердом топливе, вода, полученная из водоемов, нагревается в контактной камере, после которой она поступает в осветлители. Одновременно с подогревом воды происходит обеспыливание уходящих в атмосферу газов.

Количество воды, приходящееся на 1 *кг* условного топлива при нагреве холодной воды от 0 до 200° С и при к. п. д. котельной 97% равно $\frac{7\,000 \cdot 0{,}97}{200} = 34$ *кг* воды/*кг* топлива.

На 1 *кг* нефтяного топлива получается 50 *кг* воды/*кг* топлива.

Опыты с водой, которая прошла через дымовые газы, и с водой, к которой искусственно подмешивалось большое количество золы (1—10 *г/л*), взятой после электрофильтров, показали, что вода, отфильтрованная нормальным способом, с помощью фильтровальной бумаги, не содержит в себе вредных примесей и после кипячения удовлетворяет всем сантехническим нормам.

При подмешивании к воде больших порций золы с серой в воде появляется избыточная кислотность. Для устранения кислотности воды в сероочистительной установке на ТЭЦ-12 Мосэнерго используется известковый способ химической обработки воды.

Установка на этой ТЭЦ служит не для целей теплофикации, а для выделения химических продуктов из дымовых газов. Теплая вода после шламоуловителя получается кристально чистой (pH=6,8).

Карбонатная жесткость большинства водоемов Советского Союза выше 2°. Твердое топливо обычно содержит незначительное количество серы. При этом главная часть серы топлива переходит в SO_2; в серную кислоту обычно переходит не больше 3% SO_2.

В этих условиях количества серной кислоты, получаемой из уходящих газов, должно не хватать для полной обработки воды по ее карбонатной жесткости.

Очистка газов от пыли и частично от серы осуществляется в скрубберных установках электростанций. За рубежом работают электростанции, на которых очистка газов от пыли и серы достигается промывкой их водой с известью.

8. ПРЕДЕЛЬНЫЙ РАДИУС ДЕЙСТВИЯ ТЭЦ С ОДНОТРУБНЫМИ ВОДОПРОВОДНЫМИ СЕТЯМИ

Предельный радиус действия теплофикации, при котором стоимость тепла от ТЭЦ и РК становится одинаковой, определяется из расчета ряда величин [Л. 18].

1. Стоимость топлива, экономия которого получается при комбинированном производстве тепла и электроэнергии на ТЭЦ,

$$S_1 = \frac{Э}{10^6} | q_{КЭС} - q_{ТЭЦ} | \frac{Z_{топл}}{7 \cdot 10^6} \cdot 10^9 \ [руб/Tкал],$$

где $Э$ — выработка электроэнергии на тепловом потреблении, *квт·ч/Гкал*;

$q_{КЭС} - q_{ТЭЦ}$ — разность удельных расходов тепла на конденсационной электростанции и ТЭЦ, *ккал/квт·ч*;

$Z_{топл}$ — стоимость 1 *т* условного топлива, имеющего рабочую теплоту сгорания 7 *Гкал*;

10^9 — одна получаемая за год теракалория (1 *Ткал* = = 1 млрд. *ккал*, или 10^{12} *кал*).

2. Стоимость дополнительных сооружений на ТЭЦ с учетом капиталовложений в производство топлива, электросети и транспорт топлива, отнесенных к выработке на ТЭЦ в год 1 *Ткал*:

$$S_2 = \frac{Z_{ТЭЦ} - Z_{КЭС}}{n q_э \alpha_{т.м}} 10^9,$$

где $Z_{ТЭЦ}$ и $Z_{КЭС}$ — стоимости киловатта установленной мощности на ТЭЦ и КЭС;

n — число лет окупаемости;

$q_э$ — удельная тепловая мощность ТЭЦ, *ккал/квт·ч*;

$\alpha_{т.м}$ — использование общего максимума тепловой нагрузки ТЭЦ, *ч/год*.

3. Стоимость районной котельной на отпущенную в течение года теракалорию

$$S_3 = \frac{Z_{р.к}}{10^6 n \alpha_{т.м}} \cdot 10^9 \ [руб/Ткал],$$

где $Z_{р.к}$ — стоимость котельной, *руб/Ткал*.

4. Стоимость тепла, которая получается за счет разницы в к. п. д. ТЭЦ и РК,

$$S_4 = \frac{Z_{топл}}{7 \cdot 10^6 \eta} (\eta_{ТЭЦ} - \eta_{р.к}) \cdot 10^9 \ [руб/Ткал].$$

5. Стоимость перекачки воды

$$S_5 = \frac{10^9 H Z_э}{\Delta t_{вод} \cdot 3\,600 \cdot 102 \eta_н} \ [руб/Ткал],$$

где $\Delta t_{вод}$ — полезно используемая разность температур воды, °С;

H — напор, создаваемый насосами, *м вод. ст.*;

$Z_э$ — стоимость электроэнергии, *руб/квт·ч*;

$\eta_н$ — к. п. д. насосной установки.

6. Стоимость тепловых потерь

$$S_6 = 8\,760 \frac{k \Delta t_{тр} \pi l d Z_{топл}}{Q_{год}} \ [руб/Ткал],$$

где k — коэффициент теплопередачи, *ккал/м²·град·ч*;

$\Delta t_{тр}$ — разность температур воды в трубе теплопровода и окружающей среды, °С;

l — длина теплопровода, *м*;

d — диаметр труб, *м*;

$Q_{год}$ — тепло, выработанное на ТЭЦ, *Ткал*;

7. Стоимость тепловой сети

$$S_7 = \frac{Z_{тп} l d}{Q_{год} n} \ руб/Ткал,$$

где $Z_{тп}$ — стоимость прокладки теплопровода, *руб/м²*.

Принимая:
$Z_{топл} = 10$ *руб/т* усл. топлива; $Э = 600$ *квт·ч/Гкал*; $q_{КЭС} - q_{ТЭЦ} = 1\,000$ *ккал/квт·ч*; $Z_{ТЭЦ} - Z_{КЭС} = 36$ *руб/квт*; $n = 8$ лет; $q_э = 4\,000$ *ккал/квт·ч*; $\alpha_{т.м} = 4\,000$ *ч/год*; $Z_{р.к} = 3\,000$ *руб·ч/Гкал*; $\eta_{ТЭЦ} - \eta_{р.к} = 0$; $\Delta t_{вод} = 200°$ С; $\Delta t_{тр} = 150°$ С; $H = 250$ *м вод. ст*; $Z_э = 0{,}1$ *коп/квт·ч*; $\eta_н = 0{,}7$; $K = 0{,}5$ *ккал/м²·град·ч*; $Z_{тп} = 90$ *руб/м²*, находим:

$$S_1 = \frac{600 \cdot 1\,000 \cdot 10}{10^6 \cdot 7 \cdot 10^6} \cdot 10^9 = 860 \text{ руб/Ткал};$$

$$S_2 = \frac{36 \cdot 10^9}{84\,000 \cdot 4\,000} = 280 \text{ руб/Ткал};$$

$$S_3 = \frac{3\,000}{10^6 \cdot 8 \cdot 4\,000} \cdot 10^9 = 94 \text{ руб/Ткал};$$

$$S_4 = \frac{10}{7 \cdot 10^6} (\eta_{\text{ТЭЦ}} - \eta_{\text{р.к}}) \cdot 10^9 = 0 \text{ руб/Ткал};$$

$$S_5 = \frac{10^9 \cdot 250 \cdot 1 \cdot 10^{-2}}{200 \cdot 3\,600 \cdot 0{,}7 \cdot 102} = 50 \text{ руб/Ткал};$$

$$S_6 = \frac{8\,760 \cdot 0{,}5 \cdot 150 \cdot 3{,}14 \cdot 10}{7 \cdot 10^6} \cdot \frac{ld}{Q_{\text{год}}} = 3 \frac{ld}{Q_{\text{год}}} \text{ руб/Ткал};$$

$$S_7 = \frac{90ld}{8Q_{\text{год}}} = 11{,}3 \frac{ld}{Q_{\text{год}}} \text{ руб/Ткал};$$

$$S_1 - S_2 + S_3 + S_4 - S_5 - S_6 - S_7 = 0;$$

$$860 - 280 + 94 - 0 - 50 - 3 \frac{ld}{Q_{\text{год}}} - 11{,}3 \frac{ld}{Q_{\text{год}}} = 621 - 14{,}3 \frac{ld}{Q_{\text{год}}},$$

откуда

$$l_{\text{пред}} = 43 \frac{Q_{\text{год}}}{d}.$$

Пропускную способность теплопровода определяют по скорости движения воды [v *м/сек*] из уравнения

$$\frac{\pi d^2}{4} v \cdot 3\,600\, \alpha_{\text{т.м}} \cdot 10^3\, \Delta t_{\text{вод}} \cdot 10^{-9} = Q_{\text{год}}.$$

Из экономии труб в водопроводах допускают

$$v = 1{,}5 \text{ м/сек};$$

из этого расчета следует:

$$\frac{\pi}{4} \cdot 1{,}5 \cdot 3\,600 \cdot 4\,000 \cdot 10^3 \cdot 200 \cdot 10^{-9}\, d^2 = Q_{\text{год}},$$

т. е.

$$d = \frac{1}{58} Q_{\text{год}}^{0{,}5} \text{ м};$$

$$l_{\text{пред}} = 43 \cdot 58 Q_{\text{год}}^{0{,}5} \text{ м},$$

откуда

$$l_{\text{пред}} = 2{,}5 Q_{\text{год}}^{0{,}5} \text{ км}.$$

Для ТЭЦ мощностью 500 *Мвт*

$$Q_{\text{год}} = q_{\text{э}} P \alpha_{\text{т.м}} \cdot 10^{-9} = 4\,000 \cdot 500\,000 \cdot 4\,000 \cdot 10^{-9} = 8\,000 \text{ Ткал/год};$$

предельный радиус действия (рис. 27)

$$l_{\text{пред}} = 2{,}5 \cdot 8\,000^{0{,}5} = 225\ км;$$

диаметр теплопровода

$$d = \frac{Q_{\text{год}}^{0{,}5}}{58} = 1{,}55\ м.$$

Переходя от годовых расходов тепла к расчетным часовым, найдем:

$$l_{\text{пред}} = 5{,}4 Q_{\text{ч}}^{0{,}5}\ км.$$

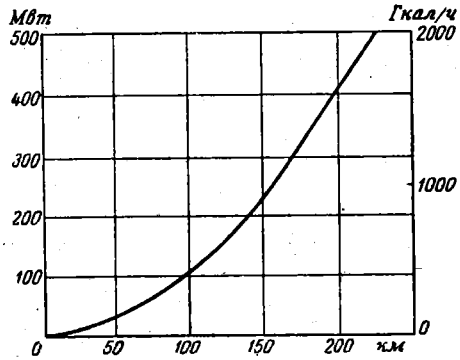


Рис. 27. Предельный радиус действия теплофикации от ТЭЦ мощностью до 500 *Мвт*.

Для ТЭЦ мощностью 25 *Мвт* $Q_{\text{ч}} = 4 \cdot 25 = 100$ *Гкал/ч*;

$$l_{\text{пред}} = 54\ км$$

с диаметром теплопровода

$$d = \frac{Q_{\text{ч}}^{0{,}5}}{29} = \frac{100^{0{,}5}}{29} = 0{,}35\ м.$$

9. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЭЦ С ОДНОТРУБНЫМИ ВОДОПРОВОДНЫМИ ТЕПЛОВЫМИ СЕТЯМИ

А. Эффективность теплофикации распределительных тепловых сетей «200 В»

Определяя расходы $S_1 - S_2 + S_3$, получим экономию от ТЭЦ на выработке электроэнергии $860 - 280 + 94 = 674$ *руб/Ткал*.

Стоимость 1 *Ткал* тепла у потребителя оцениваем по московским данным: 3 000 *руб/Ткал* = 3 *руб/Гкал*.

Удешевление тепла на ТЭЦ в процентном отношении от его полной стоимости: $\frac{674}{3\,000} \cdot 100 = 22\%$.

Затрачивая в котельной на ТЭЦ 3 000 *ккал/квт·ч* и получая экономию топлива 1 000 *ккал*, находим, что в процентном отношении эта экономия топлива составляет $\frac{1\,000}{3\,000} \cdot 100 = 33\%$.

Если теплом от ТЭЦ торговать без снижения его стоимости за счет комбинированного производства тепла и электроэнергии, то по сравнению с КЭС получается экономия на выработке электроэнергии $1\,000 \frac{Z_{топл}}{7 \cdot 10^6}$ *руб/квт·ч*, которая при стоимости топлива 10 *руб/т* усл. топлива составляет $\frac{1\,000 \cdot 10}{7 \cdot 10^6} \cdot 100 = 0{,}143$ *коп/квт·ч*.

При минимальном расходе тепла мощными КЭС 2 000 *ккал/квт·ч* достигается экономия топлива на ТЭЦ $\frac{1\,000}{2\,000} \cdot 100 = 50\%$.

Если поделить экономию от стоимости тепла на ТЭЦ (22%) поровну между выработкой электроэнергии и выработкой тепла, то потребитель тепла от ТЭЦ может получить снижение стоимости его за счет теплофикации $3 \cdot \frac{22}{2} = 33$ *коп/Гкал*.

Отнеся всю экономию топлива к выработке тепла, будем иметь:

$$\Delta Z_{тепл} = 3 \cdot 22 = 66 \text{ коп/Гкал}.$$

Сооружение небольших ТЭЦ на значительных расстояниях от городов может быть оправдано расположением водоемов и освобождением атмосферы городов от загрязнения.

Водопроводная теплофикация может сократить количество холодной воды до 40—50%.

Если дальний водопровод холодной воды должен иметь две нитки, то одна из них может быть заменена 200-градусным теплопроводом.

Такой же должна быть и вся водопроводная сеть городов. При дорогой водопроводной воде, например в городах Дальнего Севера, эти два водопровода целесооб-

разно объединять в единую общую систему горячего и холодного водоснабжения [Л. 19], соединяя теплопроводы «200 В» с водопроводами холодной воды через обратную трубу системы отопления. В этом случае потерь воды со сливом не получается. Охлажденная до любого предела вода после системы отопления поступает в водопровод холодной воды.

Определяя эффективность распределительных водопроводов «200 В» для Москвы, оцениваем стоимость прокладки тепловых сетей, рассчитанных на температуру 150° С при двухтрубной системе теплоснабжения от РК в 14 000 *руб·ч/Гкал*.

Переход на тепловые сети «200 В» позволяет сократить эти расходы на 60%, что дает $14\,000 \cdot 0{,}60 = 8\,400$ *руб·ч/Гкал*.

Столь существенное снижение стоимости тепловой сети заставляет считать переход на распределительные тепловые сети «200 В» актуальным мероприятием, при котором возможно получить снижение стоимости тепла у потребителя, даже большее, чем от его выработки на ТЭЦ с двухтрубной схемой теплоснабжения.

Б. Годовые убытки от прокладки обратных труб в тепловых сетях и экономические показатели ТЭЦ с однотрубными водопроводными тепловыми сетями

Годовые убытки от обратных труб в тепловых сетях ТЭЦ

$$P_{уб} = \frac{Z_{обр}}{mnZ_{тепл}} \cdot 100 + P_{экс} - (t_{сл} Z_{топл} + Z_{вод}) \frac{P_{сл}}{t_{сет} Z_{тепл}},$$

где $Z_{обр}$ — стоимость обратных труб на единицу тепловой нагрузки, *руб/Гкал/ч*;

m — число часов использования максимума отопительной нагрузки, *ч/год*;

n — срок окупаемости, лет;

$Z_{тепл}$ — стоимость тепла в тепловой сети, *руб/Гкал*;

$P_{экс}$ — расходы по эксплуатации обратных труб, %;

$t_{сет}$ — температура воды в тепловой сети, °С;

$t_{сл}$ — температура сливаемой воды, °С;

$Z_{топл}$ — плановая стоимость топлива, *руб/Гкал*;

$Z_{вод}$ — стоимость воды, *руб*/тыс. $м^3$;

$P_{сл}$ — слив воды, %.

Подставив $Z_{обр} = 1 \cdot 10^4$ *руб/Гкал/ч*; $m = 2\,500$ *ч/год*; $n = 8$; $Z_{топл} = 3$ *руб/Гкал*; $P_{экс} = 3\%$; $t_{сет} = 200°$ С; $t_{сл} = 40°$ С; $Z_{топл} = 1{,}4$ *руб/Гкал*; $Z_{вод} = 60$ *руб*/тыс. *м*^{3}; $P_{сл} = 20\%$, найдем:

$$P_{уб} = \frac{1 \cdot 10^4}{2\,500 \cdot 8 \cdot 3} \cdot 100 + 3 - (40 \cdot 1{,}4 + 60) \cdot \frac{20}{200 \cdot 3{,}0} =$$

$$= 17 + 3 - 4 = 16\%.$$

Ценность тепла в обратных трубах незначительна, что не оправдывает капиталовложений в эти трубы. К числу недостатков двухтрубной системы тепловых сетей следует отнести следующие:

а) От потребителя на ТЭЦ возвращается теплая вода, которую можно использовать на месте для горячего водоснабжения.

б) Значительно увеличиваются расход металла на трубы и капиталовложения в тепловые сети.

в) Снижаются темпы строительства тепловых сетей

г) Создаются благоприятные условия для наружной коррозии труб из-за низкой температуры в обратной магистрали.

д) Задерживается строительство мощных ТЭЦ.

е) Ухудшается гидравлический режим работы тепловых сетей.

ж) Удорожается отпускаемое тепло.

з) Уменьшается выработка электроэнергии на ТЭЦ.

и) Перекачка воды по обратным трубам требует дополнительных затрат электроэнергии.

к) Применение закрытых двухтрубных систем не стимулирует развития местных систем горячего водоснабжения.

В. Экономические показатели теплофикации и районных однотрубных водопроводных систем теплоснабжения на газовом топливе

Для котельной мощностью 150 *Гкал/ч* при 4 000 *ч* использования общей тепловой нагрузки имеем годовой отпуск тепла $150 \cdot 4\,000 = 0{,}6 \cdot 10^6$ *Гкал/год*.

Стоимость этого тепла при цене 3 *руб/Гкал* составит $3 \cdot 0{,}6 = 1{,}8$ млн. руб.

Экономия за счет контактной камеры получается $1{,}8 \cdot 0{,}25 = 0{,}45$ млн. руб.

Экономия за счет обратных труб при их цене 7 тыс. *руб/Гкал/ч* составит $150 \cdot 7\,000 = 1{,}05$ млн. руб.

Разницу в стоимостях котельных (двухтрубной ПТВ и новой с котлами ВКГ) оценивается по сметам в 0,25 млн. руб.

Стоимость потерь тепла со сливом воды в ночное время от котельной производительностью 150 *Гкал/ч* определяется из расчета $3 \cdot 40 \cdot \frac{150 \cdot 0{,}77 \cdot 2\,500}{200 - 40} \cdot 0{,}2 \cdot 10^{-6} = 0{,}043$ млн. руб., где 3 — стоимость тепла у потребителя, *руб/Гкал*; 40 — среднегодовая температура воды из систем отопления, °С; 0,77 — доля отопительной нагрузки, используемая 2 500 *ч/год*; 0,2 — доля слива воды.

Стоимость сливаемой воды от рассматриваемой котельной при цене воды 6 *коп/м*^{3} вычисляется так: $\frac{150 \cdot 0{,}77 \cdot 2\,500 \cdot 10^3}{200 - 40} \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}06 \cdot 10^{-6} = 0{,}022$ млн. руб.

Экономия от новой техники при сроке окупаемости капиталовложений 8 лет определяется данными $\frac{1{,}05 + 0{,}25}{8} + 0{,}45 - 0{,}043 - 0{,}022 = 0{,}547$ млн. руб/год.

Срок окупаемости всех затрат по котельной и водопроводной теплосети за счет внедрения новой техники находим равным $\frac{0{,}9 + 0{,}3}{0{,}547} = 2$ года, где 0,9 — стоимость теплосети без обратных труб, млн. руб.; 0,3 — стоимость котельной (150 млн. *Гкал/ч*), млн. руб.

Стоимость систем теплоснабжения от ТЭЦ и районных котельных с котлами ВТИ и новыми котлами представляется в следующем виде:

1) для ТЭЦ и двухтрубной тепловой сети—3,5 *руб/м*^{2} жилой площади;

2) для ТЭЦ и однотрубной тепловой сети—2,1 *руб/м*^{2} жилой площади;

3) для районной котельной с котлами ПТВ и двухтрубной тепловой сети—2,2 *руб/м*^{2};

4) для районной котельной с котлами ВКГ и однотрубной тепловой сети «200 В» — 0,9 *руб/м*^{2}.

Стоимость топлива при цене тепла 1,43 *руб/Гкал* составляет:

а) для КЭС с удельным расходом тепла 2 000 *ккал/квт·ч* $2000 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}43 \cdot 100 = 0{,}286$ *коп/квт·ч*;

б) для ТЭЦ с удельным расходом тепла 1 000 *ккал/квт·ч* $1000 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}43 \cdot 100 = 0{,}143$ *коп/квт·ч*.

Экономия от выработки на ТЭЦ, например, 540 *квт·ч/Гкал* получается $\frac{0{,}1 \cdot 4{,}3 \cdot 540}{100} = 0{,}77$ *руб/Гкал*.

Экономия в котельной за счет повышения к. п. д. при работе ее с контактными камерами $1{,}43 \cdot 0{,}25 = 0{,}36$ *руб/Гкал*.

Эффективность ТЭЦ получается равной $0{,}77 - 0{,}36 = 0{,}41$ *руб/Гкал*.

Срок окупаемости ТЭЦ при 4 000 *ч* годового использования максимума ее нагрузки по варианту с двухтрубными сетями $\frac{3{,}5 - 0{,}9}{120 \cdot 4\,000 \cdot 0{,}41 \cdot 10^{-6}} = 13$ лет, где 120 — часовое потребление тепла на 1 $м^2$ жилой площади, *ккал*.

То же для ТЭЦ с сетями „200 В" $\frac{2{,}1 - 0{,}9}{120 \cdot 4\,000 \cdot 0{,}77 \cdot 10^{-6}} = 3$ года.

Из сказанного выше следует, что сооружение ТЭЦ и районных котельных с двухтрубными тепловыми сетями нецелесообразно. Водопроводные системы теплоснабжения с районными котельными, оборудованными водотрубными контактными котлами, кроме выигрыша в к. п. д., дают возможность удешевить всю систему теплоснабжения в целом почти в 2,5 раза.

Г. Мощные ТЭЦ с двухтрубными и однотрубными водопроводными тепловыми сетями

Объективные данные теплофикации от ТЭЦ мощностью 300 *Мвт* с однотрубной тепловой сетью «150 В» и «200 В» определяются в следующем виде:

Максимальная температура воды в тепловой сети, °С	150	150	150	200	200	200
Регулирование на ТЭЦ	кач	кач	кол	кач	кач	кол
Стоимость топлива:						
а) *руб/т* усл. топлива	10	3,5	10	10	3,5	10
б) *руб/Гкал*	1,4	0,5	1,4	1,4	0,5	1,4
Удорожание тепла за счет тепловой сети по двухтрубному варианту 150° С для ТЭЦ мощностью 300 *Мвт*, *коп/Гкал*	50	50	50	60	60	60

Стоимость водопроводной воды и ее канализации, *коп/м³*	6	6	6	6	6	6
Количество воды при средней за отопительный сезон температуре наружного воздуха, *м³/Гкал*	22	22	9,1	14,2	14,2	6,2
Количество воды на горячее водоснабжение, *м³/Гкал*	10	10	10	10	10	10
Стоимость воды, необходимой для целей отопления, *коп/Гкал*	6,6	6,6	5,5	4,2	4,2	3,7
Температура воды в обратных трубах при средней температуре наружного воздуха, °С	40	40	40	40	40	40
Удорожание тепла у потребителя при полном сливе из системы отопления, *коп/Гкал*	127	88	105	82	57	72
Допустимый слив воды, %	40	57	58	73	105	84
Вероятный слив воды, %	60	60	30	40	20	15
Удешевление тепла у потребителя за счет обратных труб при вероятном сливе воды, *коп/Гкал*	—10	—2	24	27	48	48
Выработка электроэнергии с учетом слива воды, *квт·ч/Гкал*	700	700	560	570	570	520
Стоимость экономии топлива, *коп/Гкал*	100	95	78	80	28	73
Общая экономия при однотрубной тепловой сети, *коп/Гкал*	90	32	102	107	76	121
Экономия от выработки 540 *квт·ч/Гкал* на ТЭЦ при двухтрубной тепловой сети 150° С, *коп/Гкал*	77	27	77	77	27	77
Снижение стоимости тепла при однотрубной водопроводной тепловой сети против варианта двухтрубной сети 150° С, *коп/Гкал*	13	15	25	30	49	44
Экономия от замены воды из водопровода водой, взятой из Москвы-реки, *коп/Гкал*	30	30	30	30	30	30
Общая экономия, *коп/Гкал*	43	45	55	60	79	74
Сокращение капиталовложений в металлоконструкции и трубы тепловой сети, %	50	50	50	60	60	60
Экономия капиталовложений на ТЭЦ мощностью 300 *Мвт*, млн. руб.	12	12	14,4	14,4	14,4	14,4
Экономия в стоимости горячей воды и отопления от ТЭЦ 300 *Мвт* за 8 лет, млн. руб.	32	34	38	43	52	50

Примечание. Здесь рассматриваются два варианта ТЭЦ 300 *Мвт* с расчетной температурой воды в водопроводной тепловой сети 150 и 200° С. Сравнение проведено с общепринятым вариантом двухтрубной тепловой сети при максимальной температуре воды в ней 150° С.

Стоимость твердого топлива определялась для его цены 10 *руб/т* усл. топлива, то же для газа — 3,5 *руб/т* усл. топлива. Удорожание тепла за счет стоимости тепловой сети по двухтрубному варианту определялось из расчета $\frac{10\,000}{1 \cdot 2\,500 \cdot 8} = 0{,}5$ *руб/Гкал*, где 10 000—стоимость обратных труб тепловых сетей на 1 *Гкал/ч* для ТЭЦ 300 *Мвт*; 2 500 — часовой коэффициент использования максимума отопительной нагрузки; 8 — установленный ГНТК срок окупаемости, лет.

При максимальной температуре воды 200° С происходит удешевление тепловой сети за счет сокращения диаметров труб до 0,6 *руб/Гкал*. Стоимость водопроводной воды со сливом ее в канализацию по данным счетов на воду в жилых домах Москвы была принята 6 *коп/м*³.

Количество воды при средней за отопительный сезон температуре наружного воздуха определялось из расчета:

1) По варианту 150° С:

а) при количественном регулировании $\frac{1\,000}{150-40}=$ $=91$ *м*³*/Гкал*;

б) при качественном регулировании

$$\frac{1\,000}{95-40}=22 \text{ м}^3/\text{Гкал}.$$

2) По варианту 200° С:

а) при количественном регулировании $\frac{1\,000}{200-40}=$ $=6{,}2$ *м*³*/Гкал*;

б) при качественном регулировании

$$\frac{100}{110-40}=14{,}2 \text{ т/Гкал}.$$

Количество воды на горячее водоснабжение 120 *л/чел-сутки*, отнесенное к суточной потребности в тепле на отопление для средней отопительной нагрузки 500 *ккал/чел-ч*, $\frac{120}{500\cdot 24}=10$ *м*³*/Гкал*.

Температура воды в обратных трубах при средней зимней температуре наружного воздуха принята по всем вариантам 40° С, что соответствует работе отопительных систем, а не отдельных радиаторов.

Удорожание тепла у потребителя при полном сливе воды из системы отопления в канализацию слагается из топливной составляющей воды и ее цены 6 *коп/м*³.

Допустимый слив воды получается как отношение удорожания тепла за счет тепловой сети по двухтрубному варианту 150° С к удорожанию тепла при полном сливе воды.

Вероятный слив воды оценивался по графикам горячего водоснабжения.

Удешевление тепла у потребителя при сливе воды вычислялось в результате вычитания из удорожания тепла за счет тепловой сети по двухтрубному варианту стоимости вероятного слива.

Выработка электроэнергии для ТЭЦ высокого давления с параметрами 300 *ата*, 550° С подсчитывается по формуле

$$Э = \alpha (1\,060 - 4t_{ср})\ квт \cdot ч/Гкал,$$

где α — коэффициент, определяемый как отношение выработки тепла в ступенях отбора ко всему теплу, отпускаемому ТЭЦ за год;

$t_{ср}$ — средняя температура нагреваемой воды, °С.

По этой формуле нагревание воды в тепловых сетях «200 В» обеспечивает бóльшую выработку электроэнергии, чем ее нагрев в двухтрубных тепловых сетях с 60 до 150° С.

Известные ТЭЦ с двухтрубными тепловыми сетями имеют выработку электрической энергии на тепловом режиме на 40—70% меньшую, чем дает приведенная формула.

Экономия на топливе равна выработке электроэнергии, умноженной на стоимость перерасхода тепла при некомбинированном производстве в 1 000 *ккал/квт · ч*.

Общая экономия складывается из удешевления тепла при вероятном сливе и стоимости экономии топлива на выработке электроэнергии.

Выработка энергии по варианту двухтрубной тепловой сети относится к средней температуре регенеративного подогрева 90° С.

Снижение стоимости тепла при водопроводной тепловой сети получается с учетом экономии топлива от выработки 540 *квт · ч/Гкал* на ТЭЦ по двухтрубному варианту.

Сокращение капиталовложений, расхода металла и труб в тепловых сетях принято пропорциональным произведениям их длины на диаметр.

Экономия на себестоимости воды дана по р. Москве с учетом ее канализации 3 *коп/м*^{3}.

Экономия капиталовложений для ТЭЦ мощностью 300 *Мвт* относится к максимальной тепловой нагрузке

ТЭЦ 4 *Гкал/Мвт* и удельной стоимости обратных труб тепловой сети 10 тыс. *руб/Гкал/ч*.

Экономия в стоимости горячей воды и отопления от ТЭЦ мощностью 300 *Мвт* за 8 лет учитывает отчисления на капитал и соответствует числу часов использования максимальной тепловой нагрузки ТЭЦ 4 000 *ч/год*.

Цена топлива мало сказывается на общей экономии, которая получается от водопроводной тепловой сети при температуре воды в ней до 200° С порядка 50 млн. руб.

Рентабельность ТЭЦ при тепловых сетях «200 В» резко возрастает.

ЛИТЕРАТУРА

(к статье Л. К. Якимова)

1. Чеченьникий И. И., Рациональные методы централизованного теплоснабжения с автоматизацией теплового режима, «Городское хозяйство г. Москвы», 1957, № 7.

2. Соколов Е. Я., Совместная работа ТЭЦ и пиковых котельных, «Электрические станции», 1960, № 10.

3. Спышнов П. А., Развитие водоснабжения и канализации, «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 6.

4. Стырикович М. А. и Стасилявичус И. К., Применение на ТЭЦ специальных пиковых котлов большой мощности, «Теплоэнергетика», 1956, № 8.

5. Кривоногов В. И., Сравнительное исследование работы осветлителей со взвешенным фильтром различной конструкции, «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 10.

6. Лапотышкина Н. П. и Шапкин И. Ф., Экспериментальное апробирование прибора для магнитной обработки воды, «Энергетический бюллетень», 1959, № 10.

7. Хлыбов Б. М., Опыт работы воды тепловых сетей районных систем теплоснабжения, Сб. «Вопросы эксплуатации тепловых сетей» под общей ред. Е. Я. Соколова, Госэнергоиздат, 1954.

8. Якимов Л. К., Новые теплоизоляционные материалы для подземных теплопроводов, «Водоснабжение и санитарная техника», 1959, № 12.

9. Хлудов А. В., Горячее водоснабжение в доме у Красных ворот в Москве, «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 1.

10. Копьев С. Ф., Развитие теплоснабжения городов, «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 6.

11. Хлудов А. В., Горячее водоснабжение, Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре, 1944.

12. Ланин И. С., Мелентьев Л. А. и Чистович С. А., Новые схемы, режимы регулирования отпуска тепла и автоматизация в теплоснабжающих системах Ленинграда, «Энергетика», под ред. проф. Л. А. Мелентьева, Госэнергоиздат, 1957.

13. Чистович С. А., Гидравлический режим открытых тепловых сетей с переменным расходом воды, Изд. Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1955.

14. Магнитная обработка жидкости для предотвращения накипеобразования и коррозии,. «Энергетика за рубежом», БТИ ОРГРЭС, 1960.

15. Галенко П. и Битный М., Магнитная обработка воды, «Безопасность труда в промышленности», 1959, № 9.

16. Жирнов Н. И. и Кроль Л. Б., Применение пиковых котлов в теплофикационных системах, «Электрические станции», 1957, № 9.

17. Тычков И. Н., Газовые подогреватели воды с контактной камерой, Сб. «Новая техника в городском хозяйстве», Изд. Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1957.

18. Якимов Л. К., Предельный радиус действия теплофикации, «Тепло и сила», 1931, № 9.

19. Якимов Л. К., Проектирование отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха жилых и общественных зданий. Новые системы теплоснабжения городов, Научно-технический сборник строительной индустрии ГИЛСА и СМ, 1959.

20. Якимов Л. К., Водопроводная однотрубная система теплофикации, Сб. «Газоснабжение и теплоснабжение городов», Изд. АКХ, 1961.

