

ВВЕДЕНИЕ

Данное пособие не претендует на охват всех аспектов, связанных с централизованными и автономными источниками теплоснабжения. Авторы ставили целью ответить на наибольшее число вопросов, возникающих у проектировщиков и инженеров при применении высокоскоростной (гидронной) теплообменной техники в области отопления и ГВС.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ АВТОНОМНЫХ И ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ СИСТЕМ

К началу 50-х годов прошлого века в Советском Союзе была создана система теплоснабжения, характеризующаяся высокой степенью централизации. Для своего времени это была достаточно передовая система. В настоящее время многие страны Европы, такие, как Дания, также идут по пути централизации выработки тепловой энергии. Этот путь, с учётом современных достижений в применяемых материалах, технологиях и средствах автоматизации, имеет свои преимущества. Около 80% тепловой энергии в России сегодня производится за счет централизованных источников. И с этим нельзя не считаться. Развитая сеть централизованного теплоснабжения, а также теплопроводов предъявляют определённые требования к выбору источника тепла. Преимуществами централизованных источников называют: меньшие затраты на выработку единицы энергии при её массовом производстве; более высокие экологические параметры при её выработке, хотя, при нынешней ситуации в состоянии централизованной системы теплоснабжения в России (в отличие от стран западной Европы), эти положения являются весьма спорными (см. ниже).

Централизованная система, при всех её преимуществах и недостатках, требует значительных затрат на эксплуатационные расходы и модернизацию, связанную с уменьшением теплопотерь. Кроме того, централизованная система требует значительных затрат на регулирование теплоснабжения для конечных потребителей. Именно системы централизованного теплоснабжения, ориентированные на ресурсо- и энергосбережение, оснащённые высокой степенью автоматизации и регулирования на всех ступенях, вплоть до поквартирного, применяются сегодня в ряде стран западной и центральной Европы.

В том виде, в котором централизованная система создавалась в нашей стране, она была не регулируемой изначально (по температурным параметрам) для конечного потребителя. Эта тенденция имеет место и сегодня.

Следует учитывать, что за последние десятилетия, в эксплуатацию централизованных сетей, а также в их модернизацию, не вкладывалось, да и не вкладывается сейчас достаточных средств. Следствием этого является на сегодняшний день почти 80% износ сетей, нарушение их теплоизоляции, другие негативные факторы, и, как результат, весьма значительные потери производимого тепла (до 30-50% - в зависимости от региона). Так, в соответствии с данными по Саратовской области, наиболее характерными потерями в тепловых сетях являются:

- 1) потери через некачественную изоляцию теплопроводов, из-за чего у конечных потребителей от ТЭЦ-2 и ТЭЦ-5 температура теплоносителя на 8-10°C ниже прямой сетевой воды с ТЭЦ;
- 2) утечки через дренажи в системах потребителей и несанкционированный открытый водоразбор. Так, только по г. Саратову безвозвратно теряется по этим причинам около 1500 т/ч воды ($T_{ср}=45^{\circ}\text{C}$) или примерно 70 Гкал/ч;
- 3) утечки из-за неплотности арматуры и теплопроводов;
- 4) затопление теплопроводов в каналах водопроводными и грунтовыми водами.

Эти данные взяты из Областной программы по энергосбережению Саратовской области. В программе намечены меры по исправлению ситуации: перекладка физически изношенных участков теплосети, восстановление теплоизоляции теплопроводов, ремонт и замена дефектной арматуры и компенсаторов тепловых сетей, осушка камер и каналов теплосети, внедрение группового регулирования отпуска тепла, диагностика состояния металла и тепловой изоляции теплопроводов – т.е. это те самые режимные мероприятия, применяемые при нормальной эксплуатации сетей, на которые из года в год в стране не хватает средств.

Дефицит централизованных средств на содержание тепловых сетей, как правило, перекладывается на плечи конечного потребителя, что, в свою очередь, приводит к росту тарифов, а конечный потребитель тепловой энергии, исходя из реальных общих доходов населения России, в состоянии оплачивать сегодня не более 50% существующих тарифов на коммунальные услуги.

Наряду с групповым регулированием отпуска тепла (отражённым выше, в мероприятиях по Саратовской области), необходимо также предусматривать регулирование тепловых параметров по каждому потребителю в отдельности – т.е. контроль теплового режима конкретного здания, а также поквартирное регулирование теплопотребления.

*При проектировании энергоэффективных систем отопления, согласно требованиям общероссийских и региональных норм, следует предусматривать комплексное автоматическое регулирование параметров и адекватную этим задачам конструкцию систем отопления. Комплексное автоматическое регулирование включает в себя несколько базовых принципов. Один из них – индивидуальное автоматическое регулирование на каждом отопительном приборе термостатом, обеспечивающем поддержание заданной жильцом температуры помещения. Другой важный принцип энергосбережения – применение устройств автоматического регулирования параметров теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха, параметров теплоносителя в тепловой сети и изменяющихся в процессе работы теплогидравлических характеристик системы отопления. Такими устройствами являются **индивидуальные тепловые пункты (ИТП)**, используемые при непосредственном подключении здания к тепловой сети, или их разновидность – **автоматизированные узлы управления (АУУ)**, применяемые при подключении здания к ЦТП.*

*ИТП – часть тепловых сетей, входящая в зону ответственности теплоснабжающих организаций и принимаемая ими на баланс. ИТП освоены производством, в т.ч. компанией **СпецМонтаж** и применяются при проектировании и строительстве. АУУ – составная часть системы отопления, входящая в зону ответственности владельца здания и не подлежащая приёму на баланс теплоснабжающей организацией.*

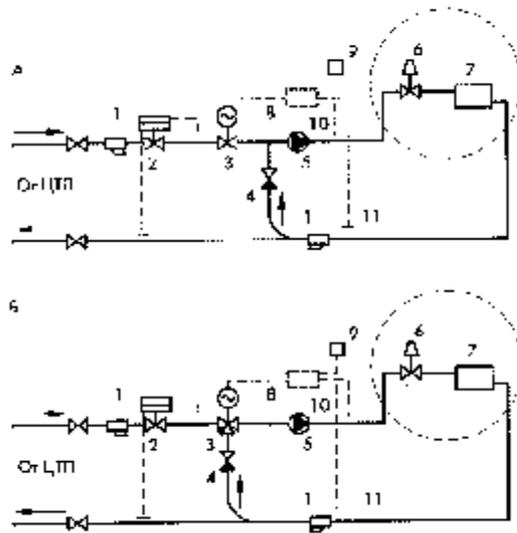


Рис.1 Схема централизованного теплоснабжения здания с автоматизированным узлом управления

- А - при присоединении систем отопления к сетям с перегретой водой 120-70°С или 150-70°С;
- Б - то же, к сетям с расчётной температурой теплоносителя, равной температуре воды в системе отопления;
- 1 - фильтры;
- 2 - регулятор перепада давления;
- 3 - регулятор расхода;
- 4 - обратный клапан;
- 5 - насос;
- 6 - термостат;
- 7 - отопительный прибор;
- 8 - электронный погодный регулятор (контроллер)
- 9-11- датчики температуры наружного воздуха, подающей воды и обратной воды соответственно

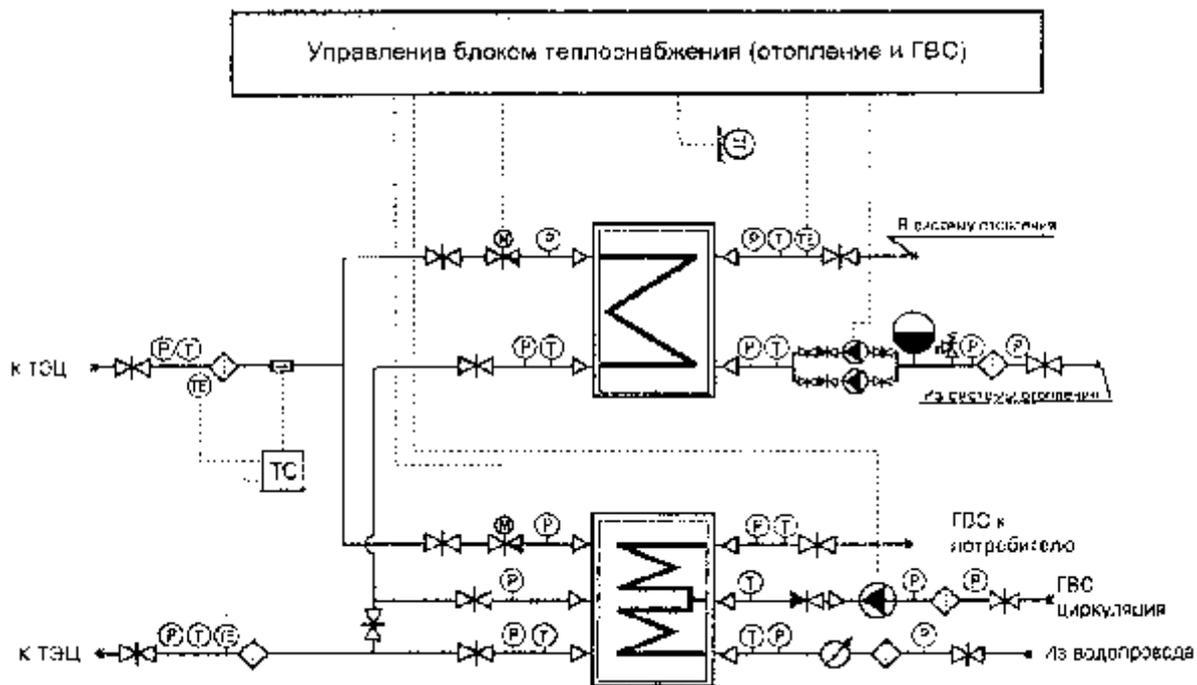


Рис.2 Схема централизованного теплоснабжения здания через индивидуальный тепловой пункт (ИТП). При этом ЦТП, в отличие от системы АУУ, не требуется.

Сравнение двух систем центрального отопления.

Сравним систему с ИТП и систему АУУ.

Система с ИТП (см Рис.2) определяется следующими качествами:

- не требуется устройство ЦТП;
- легче осуществлять ремонт трасс, котлов и других компонентов системы;
- отопительная система здания замкнутая, вода тепловой сети не циркулирует по её трубопроводам. В отопительной системе здания находится предварительно обработанная вода, что исключает коррозию и уменьшение сечений труб системы вследствие образования накипи. В случае аварии в теплосети, отсутствуют проблемы удаления воздуха.
- в отопительной системе здания вода циркулирует с помощью насоса отопительной системы, который обеспечивает необходимое давление и поток, а в случае аварии исключает замораживание системы.
- габариты теплоузла значительно меньше, чем в системе с открытым присоединением.
- уменьшаются потери тепла в обратных трубопроводах вследствие снижения температуры обратной воды.
- постоянная циркуляция воды обеспечивает возможность быстрого потребления горячей воды.
- исключается насыщение теплоносителя кислородом в закрытой системе дома, тем самым уменьшается коррозия труб.
- приборы автоматики работают эффективнее, что связано с большей чувствительностью теплообменников.
- ввиду того, что вода не циркулирует в трубопроводе здания, котельные реагируют гораздо быстрее на внешнюю температуру, разница давлений в теплосетях увеличивается – это возможность более широкого потребления тепла.
- давление в отопительной системе здания не более 6 бар, что позволяет использовать более дешёвые и малого диаметра трубы, фитинги, радиаторы и т.п.

Система открытого подсоединения (Рис.1) характеризуется следующими качествами:

- стоимость тепловых узлов меньше, но требуется ЦТП на группу зданий.
- вода из тепловой сети непосредственно поступает в систему отопления здания.
- давление в сети влияет на давление в системе, что требует выбора неэффективных нагревательных приборов
- процесс температурного регулирования имеет значительную инерцию.

Блочный индивидуальный тепловой пункт (ИТП), для обеспечения отопления и ГВС, выпускаемый ООО «СпецМонтаж», г. Санкт-Петербург, рассчитанный на тепловые нагрузки от 50 кВт до 4 МВт, максимальную температуру воды первичного контура 150°С и рабочее давление до 1,6 Мпа, состоит из двух модулей – отопления и горячего водоснабжения (Рис.2). Модуль горячего водоснабжения может быть одноступенчатым или двухступенчатым, в зависимости от подключения к тепловым сетям.

Теплоноситель через фильтр и счётчик подаётся к пластинчатому теплообменнику отопления и ГВС. Теплоноситель после теплообменника отопления направляется в первую ступень теплообменника ГВС, откуда, вместе с теплоносителем из второй ступени, возвращается в тепловую сеть. Регулирующий клапан отопления поддерживает заданную температуру в системе отопления в зависимости от температуры наружного воздуха. Регулирующий клапан поддерживает заданную температуру горячей воды на постоянном уровне.

Блочные ИТП позволяют экономить тепловую энергию, осуществлять её учёт (при необходимости), значительно снижают площади для монтажа и сроки монтажных работ.

В цитируемой выше Областной программе по энергосбережению Саратовской области, одним из основных направлений совершенствования систем теплоснабжения является **использование децентрализованных теплогенераторов малой и средней мощности**.

В последнее время неблагоприятная экономическая ситуация предъявляет жесткие требования к экономии энергетических ресурсов.

Увеличение стоимости энергоносителей становится серьезным тормозом при реализации различных хозяйственных планов.

Сегодня как никогда остро стоит вопрос эффективного использования тепла и электроэнергии. Один из путей решения этой проблемы - это **создание децентрализованных систем тепло и энергоснабжения**.

В этой области разработан и применяется достаточно широкий перечень современного надежного оборудования, с высокой степенью автоматизации и экологическими параметрами, позволяющими обеспечить защиту окружающей среды от вредного влияния на здоровье людей.

В практике проектирования и строительства приобретают распространение варианты крышных и блочно-модульных котельных с использованием оборудования, не требующих присутствия постоянного обслуживающего персонала.

Известно, что для ввода в действие 10 тыс.кв.м. жилой площади, необходимо иметь резерв тепловой мощности около 0.8 Гкал, что связано с большими капитальными и эксплуатационными затратами. А строительство крупных энергетических объектов при массовом строительстве, помимо крупных единовременных капитальных вложений, порождает еще серьезные экологические проблемы, которые, как правило, при данной ситуации не удается решить.

Расчеты показывают, что массовое внедрение **автономных газовых котельных (АГК)** снижает себестоимость отпускаемой тепловой энергии на 40% с одновременным снижением капитальных затрат на строительство до 50%.

При эксплуатации АГК себестоимость отпускаемой тепловой энергии составляет 70 - 80 **тыс.руб/Гкал**, тогда как отпускная цена тепловой энергии в Москве для различных потребителей с учетом НДС составляет 130 - 150 тыс.руб/Гкал. (в неденоминированных рублях [на момент их исчисления]).

Срок окупаемости АГК составляет 2-3 года.

В настоящее время накоплен научно-технический потенциал, позволяющий в сжатые сроки реализовать идею полностью автоматизированного источника тепла и энергоснабжения без постоянного присутствия обслуживающего персонала на основе применения отечественного и импортного оборудования.

Создание автономных газовых котельных в полной мере укладывается в рамки проводимой в России жилищно-коммунальной реформы.

Само собой разумеется, что, учитывая высокую степень централизации теплоснабжения в нашей стране, нельзя ориентироваться только на автономные источники. Следует разумно сочетать как централизованные, так и децентрализованные источники. Основным критерием выбора в условиях рыночной экономики является экономическая целесообразность использования того или иного варианта. В связи с этим, по нашему убеждению, проект любого типового здания, или здания, выполненного по индивидуальному проекту, должен иметь вариант как централизованного, так и децентрализованного теплоснабжения с учётом особенностей подключения этих источников.

Ниже приводится пример технико-экономического обоснования выбора источника теплоснабжения для здания, построенного по индивидуальному проекту по заказу НПО «Тема» в г.Москве на базе серии 111-355/МО53 (все цены – неденоминированных рублях [на момент их исчисления]).

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ КРЫШНОЙ ГАЗОВОЙ КОТЕЛЬНОЙ НА БАЗЕ КОТЛОВ "TELEDYNE LAARS"

Объект: 17 —ти этажное 3 —секционное жилое здание в г.Москве (374 квартиры, общей площадью 27896 кв.м., общий строительный объём здания 126647 куб.м)

1. Капитальные вложения.

А. Первоначальным проектом предусматривалось применение централизованного теплоснабжения от близлежащей теплоцентрали.

При этом на обеспечение теплоснабжения здания в ТЗ, составленном НПО "ТЕМА", г.Москва, была заложена сумма в 7.800.000.000 **рублей**, предназначавшаяся для:

а) прокладки двух километров теплотрассы от ближайшей теплоцентрали к зданию;

б) осуществления ремонта теплогенератора снабжающей ТЭЦ.

Б. Капитальные затраты на строительство крышной котельной "под ключ", включая также стоимость прокладки газопровода к котельной и устройства ГРУ, составили 2.500.000.000 **рублей** согласно смете на строительство, составленной ЗАО "ТГВ-Комплекс", Москва.

При сравнении двух вариантов — капитальные затраты на теплоснабжение здания от крышной котельной на 68% ниже, чем от централизованного источника.

2. Эксплуатационные расходы.

А. Стоимость одной гигакалории тепловой энергии от централизованного источника (тариф по г.Москве) для указанного здания составляет 140.000 **рублей**.

Б. Согласно расчёту, произведённому институтом МосгазНИИпроект, стоимость одной гигакалории тепловой энергии локальной (крышной газовой) котельной составляет 65.000 **рублей**.

Экономия топлива осуществляется за счёт регулирования автоматикой котельной подачи тепловой энергии в здание, соответствующей теплопотерям здания в каждый отдельный период времени (т.е. регулированием температуры теплоносителя по заданному графику в зависимости от температуры наружного воздуха).

При сравнении двух вариантов — стоимость эксплуатационных расходов на теплоснабжение здания от крышной котельной на 54% ниже, чем от централизованного источника.

Другой пример: на Кутузовском проспекте в Москве возведено 33-этажное офисное здание «Башня-2000» – первое здание, входящее в комплекс «Москва-СИТИ». Для централизованного теплоснабжения этого здания пришлось бы реконструировать несколько километров теплосетей от ТЭЦ-12, расположенной на Бережковской набережной, с пересечением путей Киевской железной дороги, Киевского вокзала и Кутузовского проспекта. Был и второй вариант: осуществить переход дюкером под Москвой-рекой от ТЭЦ-2, расположенной рядом с Домом Правительства РФ, одновременно реконструируя станцию. Оба варианта, учитывая колоссальные затраты, требующиеся на их реализацию, ставили под вопрос саму возможность строительства комплекса «Москва-СИТИ». Поэтому было принято решение о возведении на крыше здания (на отметке 100 м) автономной газовой котельной мощностью 9,6 МВт. В качестве основного оборудования были выбраны гидронные котлы Mighty Therm HH5000 производства корпорации LAARS Heating Systems (США) (8 котлов единичной мощностью 1,2 МВт), которые обладают рядом существенных преимуществ перед другими, традиционными типами котлов, и о которых [преимуществах] будет рассказано ниже в отдельной главе.

АВТОНОМНЫЕ ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В настоящее время в качестве автономных источников используются не только традиционные **отдельно стоящие** котельные, которые сегодня сооружаются в вариантах **блочных** и **модульных**, но и **встроенные, пристроенные** к зданиям, **подвальные котельные**, запрещённые к устройству до недавнего времени Госгортехнадзором РФ, но широко применяемые в западной Европе, а также **крышные котельные**, наиболее часто используемые в условиях крупных городов США и Канады. Следует отметить, что проекты современных крышных котельных также осуществляются в блочных и модульных решениях.

Блочные и модульные варианты автономных котельных значительно сокращают сроки монтажа, т.к. они представляют собой сборки высокой заводской готовности, не требующие значительного времени для устройства и пуска котельной в работу.

Крышный вариант автономных источников теплоснабжения широко применяется в Северной Америке. В районах плотной городской застройки таких мегаполисов, как Чикаго, Детройт, Сиэтл (США), Торонто и Ванкувер (Канада), на долю крышных котельных приходится до 80% общего производства тепловой энергии. Североамериканский опыт строительства и эксплуатации таких котельных насчитывает уже много десятков лет. Преимуществами этих котельных, по сравнению с другими типами являются: отсутствие необходимости в отводе дорогостоящего земельного участка, как в случае с отдельностоящей котельной в центре мегаполиса (где земля стоит очень дорого); отсутствие необходимости в дымоотводящих трубах большой высоты; котельная группа находится в благоприятных гидравлических условиях (отсутствие статического давления столба воды на котлы и арматуру); идеальные естественные условия для подачи первичного и вторичного воздуха к котлам; отсутствие опасности в случаях аварийного поступления природного газа или дымовых газов в помещение котельной (постоянное проветривание); благоприятные условия для разведения дымовых газов котельной, расположенной на крыше высотного здания (экологический фактор);

В России крышные котельные получили распространение лишь в последние годы. В настоящее время в Москве и ряде других российских городов в течении ряда отопительных сезонов работают несколько десятков автономных котельных в крышном варианте, оборудованных котлами различных производителей. В России существует как положительный, так и отрицательный опыт применения различных котлов в крышных котельных. При этом выработан ряд критериев выбора основного оборудования для котельных в крышном варианте: низкие показатели по шуму и вибрации; ремонтпригодность и простота сервиса, минимальный вес, в т.ч. вес теплоносителя в котле; габаритные размеры. Этим условиям идеально удовлетворяют гидронные котлы Mighty Therm и RHEOS производства корпорации LAARS Heating systems (США), которые будут рассмотрены в следующем разделе.

Эти котлы предназначены для работы в полностью автоматизированном режиме и не требуют присутствия постоянного обслуживающего персонала. Так, работа котельных, расположенных в Москве по ул.Новослободская, д.2/1, проезду Нансена, владение 3, и ещё более 10 котельных, оборудованных котлами Mighty Therm контролируются в режиме реального времени, посредством модемной связи, компьютером, установленным в диспетчерском центре компании "ТГВ-Комплекс" на ул.Дубнинская, 79А. При этом осуществляется контроль тепловых параметров как отопления, так и ГВС зданий, а также осуществляется учёт потреблённого тепла.

Следует ещё раз подчеркнуть, что, учитывая исторически сложившуюся и весьма развитую централизованную систему теплоснабжения в Москве и других регионах России, автономные источники следует рассматривать как дополнение, а не как полную альтернативу централизованным источникам. Накопленный опыт показывает, что разумное и экономически целесообразное сочетание централизованного и автономного теплоснабжения в условиях России, является одним из ключевых направлений в области повышения эффективности использования тепловой энергии.

ОСНОВНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Существует множество гидравлических схем при применении различных автономных источников (котлов). Мы же в данном пособии рассмотрим только схемы, относящиеся к применению гидронных котлов в качестве тепловых источников. На рынке СНГ и стран Восточной Европы представительство корпорации "LAARS Heating Systems" успешно работает с 1993 года. За эти годы в России и странах СНГ было смонтировано около 2000 котельных установок различной мощности. При этом, в соответствии с рекомендациями "LAARS Heating Systems", были применены тепломеханические схемы, которые являются, практически, типовыми для использования данного вида котельного оборудования – гидронных котлов. Причём эти схемы являются типовыми для различных систем (отопление, ГВС, кондиционирование и т.п.). Российские проектировщики по достоинству оценили простоту проектирования и подбора оборудования для систем, включающих в себя гидронные котлы.

В качестве примера тепломеханической схемы в настоящем пособии приводится проект существующей крышной котельной, находящейся в г.Москве на крыше 4-этажного торгового комплекса, общей площадью 16000 кв.м, расположенного на ул.Новослободской 2/1, выполненный институтом МосгазНИИпроект.

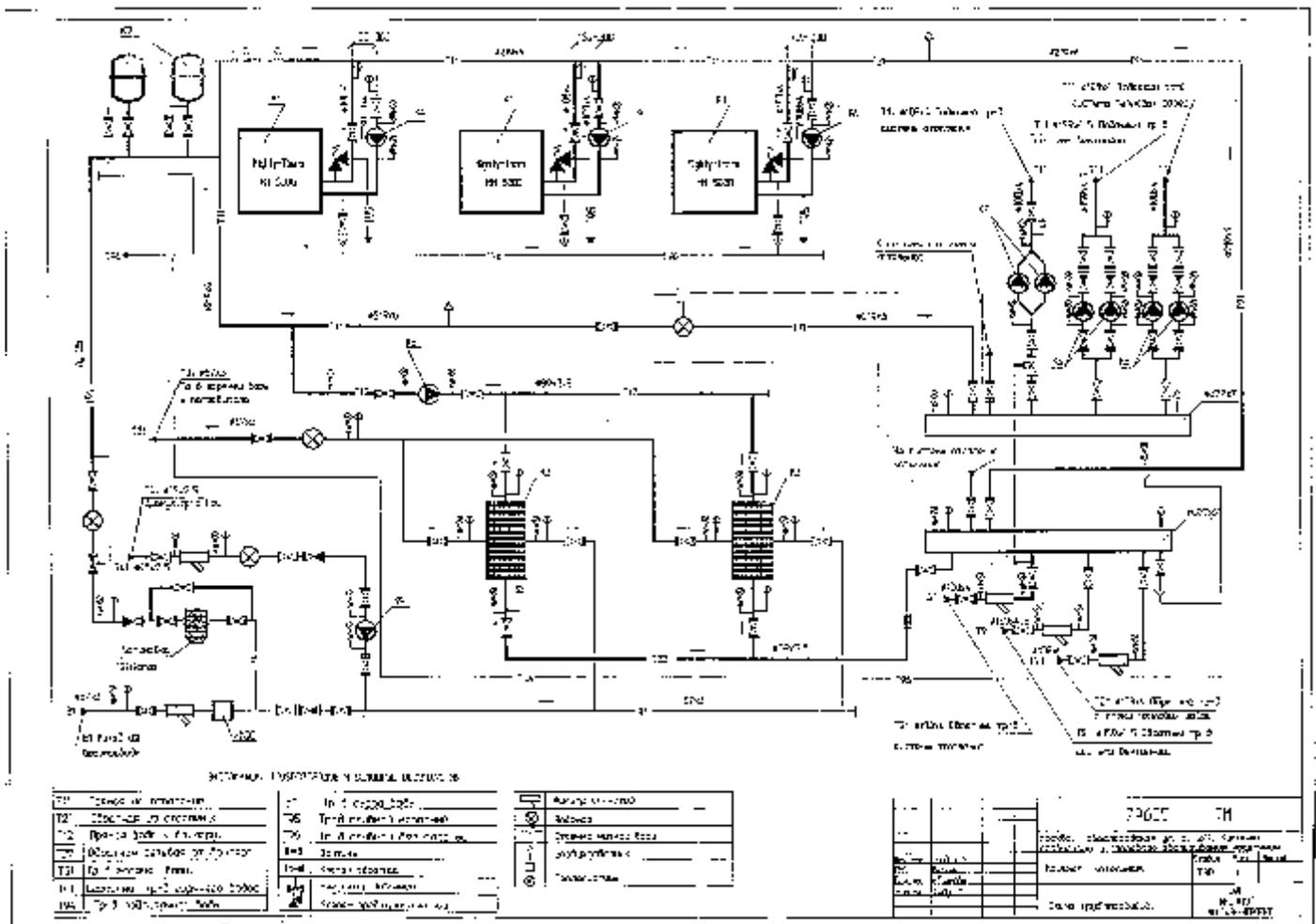


Рис.3. Тепломеханическая схема автономной газовой котельной

Принципы, лежащие в основе проектирования гидравлических и тепломеханических схем для гидронных котлов, подробно изложены в брошюре «Многокотловые системы с первичными-вторичными кольцами. Концепция корпорации LAARS Heating Systems».

ГИДРОННЫЕ КОТЛЫ. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В КОТЛЕ

В процессе передачи тепла от горячих газов топки к воде в теплообменнике котла имеют место два основных барьера. Это (а) плёнка газа на наружной стороне теплообменника, со стороны горячих газов, и (б) плёнка жидкости с внутренней его стороны, водяной части (см. Рис.4).

С внутренней стороны вода формирует застойную зону в виде жидкой плёнки, которая как бы прилипает к металлической поверхности и действует как теплоизолятор, значительно замедляя процесс передачи тепла от металла к воде. Если же воду заставить двигаться с большой скоростью по теплообменнику, то застойная зона будет «смыта» турбулентным потоком, при этом теплопередача увеличится многократно.

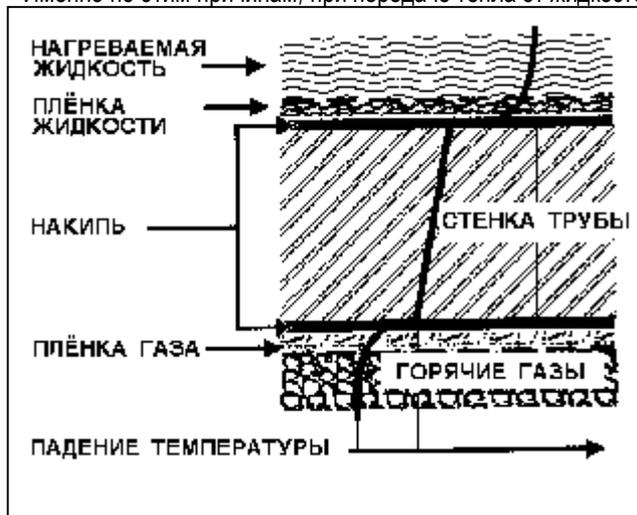
Темп передачи тепла в котлах LAARS, в которых используется **принудительная конвекция**, до 10 раз выше, чем в котлах со **свободной конвекцией** (котлы с чугунным секционным теплообменником, стальные котлы водотрубные, огнетрубные, и т.п.). Другими словами, в котлах LAARS теплосъём с квадратного метра поверхности теплообмена в 4 – 10 раз выше, чем с квадратного метра поверхности теплообменника котла, работающего в режиме **свободной конвекции**.

ПОЧЕМУ ТРУБЫ ОРЕБРЁННЫЕ

Аналогичные условия имеют место в теплообменнике и со стороны топки. Горячие газы, входящие в контакт с поверхностью теплообмена охлаждаются и создают плёнку, «прилипающую» к металлу. В этом случае, как и в случае с водой, застойная газовая зона действует как теплоизоляция и «блокирует» процесс теплообмена. Следующая проблема, возникающая со стороны горячих газов, состоит в малой теплоёмкости газов по сравнению с теплоёмкостью воды. **Другими словами, для нагрева на 5°C каждого куб.дм воды, находящегося в контакте с поверхностью теплообмена, требуется подвести 25 куб.дм горячих газов с температурой 1100°C.**

Более того, из-за своей низкой теплопроводности **газы отдают своё тепло гораздо медленнее, чем вода может абсорбировать его.**

Именно по этим причинам, при передаче тепла от жидкостей к газам и наоборот, всегда желательно иметь большую площадь



поверхности теплообмена со стороны газов, чем со стороны жидкости. Этот вывод дал толчок повсеместному применению оребренных поверхностей теплообмена на их «сухой» стороне: чугунные радиаторы уступили место ребристым; в холодильной технике и кондиционировании трубчатые змеевики были вытеснены ребристыми конвекторами.

Рис 4. Теплопередача от газа к жидкости.

Практически, в сфере отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и холодильной технике, единственным видом оборудования, в которых оребренные поверхности теплообмена НЕ ПРИМЕНЯЛИСЬ, были КОТЛЫ.

Почти все оребренные трубы состоят из двух частей: ребер и трубки, которые соединяются между собой либо с помощью пайки мягким или твердым припоем, либо

прессованием. При этом чрезвычайно критическим местом является непосредственное соединение ребер с трубками, т.к. всё тепло, снятое ребрами должно беспрепятственно проходить через эти соединения к стенкам трубы и от них – к воде.

Указанные выше методы соединений вполне применимы для общего применения в области теплообмена. Однако, паяные или прессованные соединения ребер неприемлемы для использования в топочных камерах котлов, где, вследствие высоких температур, теплопроводное соединение между ребром и трубой может быть разрушено.

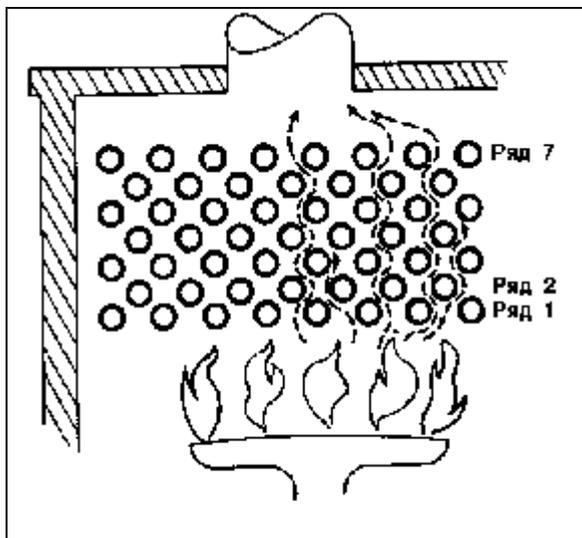
По этой причине применение в котлостроении материалов с увеличенной площадью поверхности теплообмена было невозможно вплоть до разработки технологии изготовления **медных труб с интегрированными ребрами**. Начало массового производства оребренных медных труб дало в руки разработчику котла LAARS идеальный теплообменный материал, применение которого, внесло много принципиальных усовершенствований в конструкцию котла:

- Оребренные трубы имеют почти идеальное соотношение площади поверхности теплообмена **со стороны горячих газов** к площади поверхности **со стороны воды** – 8:1.
- Оребренные трубы изготовлены из меди, **теплопроводность** которой в **8,5 раз выше**, чем у чугуна и стали.
- Медь обладает **высокой коррозионной стойкостью** по отношению как к воде, так и к продуктам сгорания.
- Применение медных оребренных труб дало возможность обеспечить в конструкции котла **всю площадь поверхности теплообмена, необходимую для эффективной работы котла**.
- При этом значительно **уменьшился водяной объем котла**.
- А **скорость воды** была доведена до **оптимального уровня**.
- Ещё одним важным моментом является то, что впервые стало возможным расположить поверхности теплообмена таким образом, что **каждый погонный метр трубы работает с максимальной эффективностью, абсорбируя абсолютно одинаковое количество тепла**.

В прошлом одним из серьезных ограничений в конструкции котлов являлся тот факт, что традиционные материалы (чугун, стальные трубы или неоребрённые медные трубы), размеры и размещение теплообменников в котлах делали невозможным расположить более чем незначительный процент поверхностей теплообмена **в непосредственном контакте** с пламенем горелки таким образом, чтобы поглотить энергию излучения массы пламени. Конструкторами котлов давно признано, что эффективно работают только те поверхности теплообмена, которые входят в прямой контакт с **неохлажденными продуктами сгорания**. Применение традиционных теплообменников делало невозможным разместить все их поверхности в таком эффективном положении.

Рассмотрим детально этот важный момент.

Возьмём для примера теплообменник котла современной конструкции со стальными горизонтальными водяными трубами (ГВТ) мощностью 240 кВт. На Рис.5 представлено расположение труб теплообменника и топки.



На уровне труб 1-го ряда температура дымовых газов составляет 1100°C. Трубы 1-го ряда находятся в непосредственном контакте с полной энергией излучения массы пламени. Трубы 7-го ряда окружены газами с температурой лишь 260°C, и, из-за того, что они «затенены» ниже расположенными рядами труб, данные трубы не подвергаются воздействию энергии излучения пламени. Полный математический анализ, при котором сравнивается количество тепла, поглощенного 1-ым рядом труб по сравнению с теплом, поглощенным 7-ым рядом, показывает, что **первый ряд абсорбирует в 10 раз больше тепла, чем седьмой ряд**.

Рис. 5. Теплообменник котла с ГВТ

Таким образом, верхние ряды труб используются настолько неэффективно, **что один первый ряд поглощает столько же тепла, сколько три верхних ряда вместе**.

Не проводя подобного анализа для котлов с чугунным секционным теплообменником (ЧСТ) и с теплообменником с горизонтальными огневыми трубами (ГОТ), а лишь при простом рассмотрении конструкций указанных котлов, представленных на Рис.6, становится ясно, что все их поверхности

теплообмена, кроме непосредственно контактирующих с пламенем топки, работают также неэффективно, как и верхние ряды теплообменника котла с горизонтальными водяными трубами.

В случае с чугунным секционным теплообменником, нижние части секций находятся в непосредственном контакте с пламенем и работают в тех же условиях, что и нижний ряд труб, описанный ранее. Верхние же части секций почти не получают энергии излучения пламени и омываются охлажденными дымовыми газами.

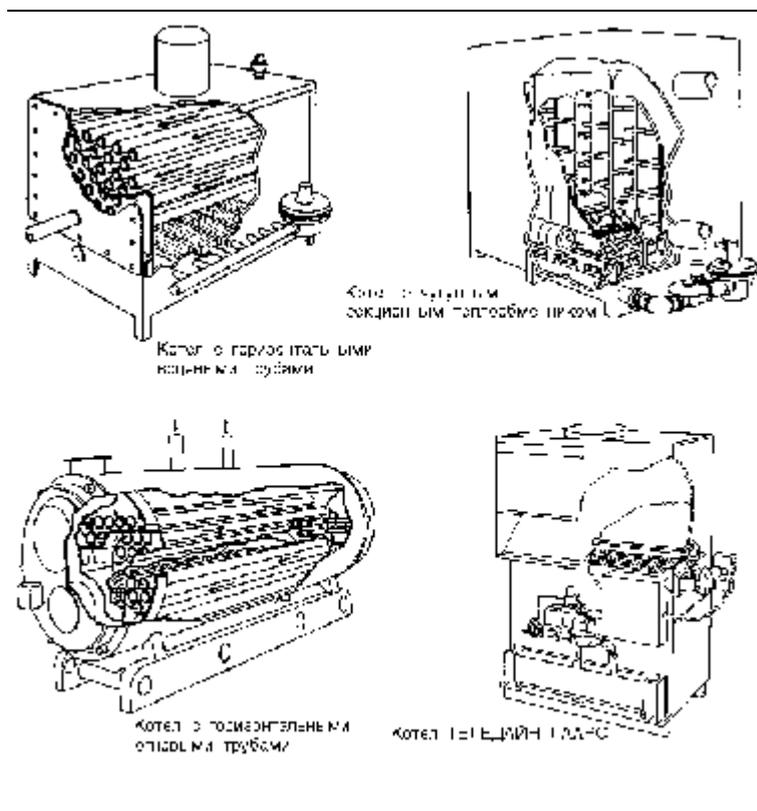


Рис. 6. Конструкции котлов.

В теплообменнике с горизонтальными огневыми трубами только горелочные трубы, т.е. те, в которых происходит процесс горения, получают энергию излучения массы пламени и преимущества контакта с наиболее горячими продуктами горения. Все последующие проходы дымовых газов «работают» точно так же, как верхние ряды теплообменника с горизонтальными водяными трубами.

Сравните сказанное выше с конструкцией теплообменника котла LAARS – см. Рис.6. Заметьте, что имеется только один ряд труб, при этом каждая труба подвергается одному и тому же количеству энергии излучения и каждая труба окружена дымовыми газами одной и той же температуры. Поэтому каждая труба работает в режиме максимальной эффективности.

ПРЕИМУЩЕСТВА КОТЛОВ LAARS

1. **Высокая скорость прохождения теплоносителя (2,1 м/сек.),** что делает возможным:
 - обеспечить вынос твердых частиц, содержащихся в теплоносителе за пределы котла (отсутствие механических отложений в теплообменнике);
 - свести к минимуму образование накипи и, как следствие, обеспечить практически постоянный КПД котла на протяжении длительного периода

эксплуатации.

- использовать котлы с теплоносителем, имеющим повышенную жесткость или мягкость, электропроводность, щелочность, высокое содержание кислорода;
 - свести к минимуму затраты на химводоподготовку.
2. **Применение меди,** имеющей гораздо более низкий, чем сталь и чугун электрический потенциал, в качестве материала теплообменника, делает его **весьма устойчивым к электролитической коррозии и действию конденсата дымовых газов.**
 3. **Высокая сервис- и ремонтпригодность,** являющиеся следствием удачной конструкции котла и теплообменника.
 4. **Теплообменник полностью противостоит тепловому удару.** Благодаря «плавающей» установке в каркасе котла, в теплообменнике исключены механические напряжения, вызванные сжатиями и растяжениями от неравномерного нагрева, приводящие к быстрому старению металла теплообменника, образованию трещин и разрывов и, как следствие, выходу из строя котла.
 5. **Теплообменник обладает весьма малой емкостью** (объем теплообменника котла производительностью 1,0 Гкал/час. - 37 литров), что практически исключает потери в горячем резерве.
 6. Малоемкостная конструкция теплообменника делает его **полностью взрывобезопасным.**
 7. **Применение двухконтурных систем отопления** исключает воздействие изменений гидравлических параметров на котловой контур. В отличие от традиционных котлов отсутствуют потери в результате тепловой инерции.
 8. **Низкие шумовые характеристики и отсутствие вибрации** при работе котла, вследствие применения горелок атмосферного типа, позволяет применять данное оборудование при любом проектном решении в **крышных котельных** и прочих автономных источниках.
 9. **Атмосферная горелка** обеспечивает устойчивую работу котла **при падении давления газа до 6-8 мбар.**
 10. **Малый вес и габариты** позволяют монтировать котлы на существующих перекрытиях и в подвалах при реконструкции котельных.

ПОДБОР КОТЛОВ

Подбор котлового оборудования по его теплопроизводительности осуществляется путём расчёта суммарной тепловой нагрузки системы, которая складывается из нагрузки на отопление и вентиляцию (определяется расчетом теплопотерь здания) и нагрузки на горячее водоснабжение (определяется расчетом водоразбора в системе ГВС).

При расчёте теплопотерь здания и подборе отопительных котлов необходимо базироваться на положениях теории тепло- и массообмена и теплопередачи, теории подобия, термодинамики воздуха, климатологии и других наук, которые лежат в основе современных методик расчёта, регламентируемых действующими СНиП II-3-79** «Строительная теплотехника», СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование», СНиП 2.01.01-82 «Строительная климатология и геофизика» и другими нормативными документами.

Для расчёта водопотребления на горячее водоснабжение во многих городах России используются действующие местные нормы водопотребления на ГВС, которые применяются также для расчётов с потребителями.

Ниже приводится методика расчёта тепловых нагрузок на системы отопления, вентиляции и ГВС по укрупнённым показателям.

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПОТРЕБНОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ОТОПЛЕНИЕ

При отоплении жилых и общественных зданий и сооружений тепло расходуется на возмещение теплопотерь через строительные ограждения, а также теплопотерь, вызываемых инфильтрацией наружного воздуха через неплотности в конструкциях и периодически открываемые двери.

Для оценки теплотехнических свойств зданий используется величина их удельной тепловой характеристики $q_{\text{ф}}$, ккал/(м³·°С), которая представляет собой поток теплоты, теряемой 1 м³ наружного объёма здания в единицу времени при разности температур внутреннего и наружного воздуха 1°С.

Фактическая удельная тепловая характеристика здания любого назначения, определяется по формуле Н.С.Ермолаева:

$$q_{\text{ф}} = \frac{\rho}{A} [k_{\text{ст}} + g_0 (K_{\text{ок}} - k_{\text{ст}})] + \frac{1}{H} (0,9 k_{\text{пот}} + 0,6 k_{\text{пол}}), \quad \text{где}$$

ρ	–	периметр здания, м;
A	–	площадь здания, м ² ;
g_0	–	коэффициент, учитывающий остекление (отношение площади остекления к площади ограждения);
$K_{\text{ок}}, k_{\text{ст}}, k_{\text{пот}}, k_{\text{пол}}$	–	соответственно коэффициенты теплопередачи окон, стен, потолков, полов, ккал/(м·ч·°С), принимаемые по данным теплотехнического расчёта;
H	–	высота здания, м.

При отсутствии теплотехнического расчёта, значения удельной тепловой характеристики здания принимаются по таблицам 1 и 2.

В основу указанных значений заложены современные требования к теплотехническим свойствам ограждающих и др. конструкций зданий, в связи с чем фактическая удельная тепловая характеристика здания $q_{\text{ф}}$ не должна отличаться от значения q_0 , приведённого в таблицах 1 и 2, более чем на 5÷10%. В случае большего превышения значения необходимо объяснить возможную причину и наметить меры повышения тепловой характеристики здания.

Максимальный часовой расход тепла на отопление в ккал/час. по укрупнённым показателям определяется по следующей формуле:

$$Q_0 = a \cdot q_0 \cdot V \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad \text{где}$$

a	–	коэффициент, учитывающий изменение удельной тепловой характеристики здания в зависимости от климатических условий (температуры наружного воздуха), принимается по Таблице 3.
q_0	–	удельная тепловая характеристика здания, ккал/(м ³ ·ч·°С)
V	–	наружный объём здания, м ³
$t_{\text{в}}$	–	расчётная температура в помещениях здания, °С
$t_{\text{н}}$	–	расчётная температура наружного воздуха °С

Удельные тепловые характеристики жилых и общественных зданий
с расчётной температурой помещения +18°C

Наружный строительный объём зданий, $V, \text{м}^3$	Удельная тепловая характеристика зданий, $q_0, \text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$	Наружный строительный объём зданий, $V, \text{м}^3$	Удельная тепловая характеристика зданий, $q_0, \text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$
100	0,92	4000	0,47
200	0,82	4500	0,46
300	0,78	5000	0,45
400	0,74	6000	0,43
500	0,71	7000	0,42
600	0,69	8000	0,41
700	0,68	9000	0,40
800	0,67	10000	0,39
900	0,66	11000	0,38
1000	0,65	12000	0,38
1100	0,62	13000	0,37
1200	0,60	14000	0,37
1300	0,59	15000	0,37
1400	0,58	20000	0,37
1500	0,57	25000	0,37
1700	0,55	30000	0,36
2000	0,53	35000	0,35
2500	0,52	40000	0,35
3000	0,50	45000	0,34
3500	0,48	50000	0,34

Таблица 2

Удельные тепловые характеристики (отопление и вентиляция) административных, лечебных и культурно-просветительных зданий и зданий детских учреждений

Наименование зданий	Объём здания $V, \text{тыс.м}^3$	Удельные тепловые характеристики, $\text{ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$	
		для отопления q_0	для вентиляции q_v
Административные здания, главные конторы	до 5	0,43	0,09
	до 10	0,38	0,08
	до 15	0,35	0,07
	более 15	0,32	0,06
Клубы	до 5	0,37	0,25
	до 10	0,33	0,23
	более 10	0,30	0,20
Кинотеатры	до 5	0,36	0,43
	до 10	0,32	0,39
	более 10	0,30	0,38
Театры	до 10	0,29	0,41
	до 15	0,27	0,40
	до 20	0,22	0,38
	до 30	0,20	0,36
	более 30	0,18	0,34
Универмаги	до 5	0,38	-
	до 10	0,33	0,08
	более 10	0,31	0,07
Детские ясли и сады	до 5	0,38	0,11
	более 5	0,34	0,10
Школы и высшие учебные заведения	до 5	0,39	0,09
	до 10	0,35	0,08
	более 10	0,33	0,07
Больницы	до 5	0,40	0,29
	до 10	0,36	0,28
	до 15	0,32	0,26
	более 15	0,30	0,25

Таблица 2 (продолжение)

Бани	до 5	0,28	1,00
	до 10	0,25	0,95
	более 10	0,23	0,90
Прачечные	до 5	0,38	0,80
	до 10	0,33	0,78
	более 10	0,31	0,75
Предприятия общественного питания, столовые, фабрики-кухни	до 5	0,35	0,70
	до 10	0,33	0,65
	более 10	0,30	0,60
Лаборатории	до 5	0,38	1,00
	до 10	0,35	0,95
	более 10	0,33	0,90
Гаражи	до 2	0,70	-
	до 3	0,60	-
	до 5	0,55	0,70
	более 5	0,50	0,65
<p>Примечание: Удельные тепловые характеристики соответствуют климатическим зонам с расчётной температурой наружного воздуха, равной -30°C. При иной расчётной температуре наружного воздуха к указанным значениям следует применять коэффициент <i>a</i> по Таблице 3.</p>			

Таблица 3

Значения коэффициента *a* при расчётных температурах наружного воздуха

Расчётная температура наружного воздуха, $t_n, ^\circ\text{C}$	<i>a</i>	Расчётная температура наружного воздуха, $t_n, ^\circ\text{C}$	<i>a</i>
0	2,05	- 30	1,00
- 5	1,67	- 35	0,95
- 10	1,45	- 40	0,90
- 15	1,29	- 45	0,85
- 20	1,17	- 50	0,82
- 25	1,08	- 55	0,80

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПОТРЕБНОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ВЕНТИЛЯЦИЮ

При вентиляции жилых и общественных зданий и сооружений тепло расходуется на создание и поддержание установленных санитарными и технологическими нормами оптимальных метеорологических условий и чистоты воздуха в помещениях.

Максимальный часовой расход тепла на вентиляцию в ккал/час. по укрупнённым показателям определяется по следующей формуле:

$$Q_v = q_v \cdot V \cdot (t_v - t_n), \text{ где}$$

q_v – удельная вентиляционная тепловая характеристика здания, ккал/(м³·ч·°C);
принимается по Таблице 2.

V – наружный объём здания, м³

t_v – расчётная температура в помещениях здания, °C

t_n – расчётная температура наружного воздуха °C

Расчётные температуры наружного воздуха для отопления и вентиляции принимаются по климатологическим данным для соответствующего населённого пункта по СНиП 2.01.01-82 «Строительная климатология и геофизика» или СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование», (Приложение 8: для расчёта отопления принимается величина температуры холодного периода года - параметр Б, для расчёта вентиляции – величина температуры холодного периода – параметр А).

Расчётная температура воздуха в жилых и общественных зданиях принимается, как правило, равной 18°C (СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование», СНиП 2.08.01-89 «Жилые здания», СНиП 2.08.02-89 «Общественные здания и сооружения»).

Для других зданий – в соответствии с действующими строительными нормами и правилами на различные типы зданий и сооружений.

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПОТРЕБНОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Максимальный часовой расход тепла на горячее водоснабжения вычисляется по следующей формуле:

$$Q_{г.в.} = \frac{P \cdot g_{ср} \cdot \rho_{в} \cdot (t_{г} - t_{х.з.}) \cdot \beta}{1000 \cdot T}, \text{ где}$$

- П** – расчётное число потребителей горячей воды;
g_{ср} – средняя норма расхода горячей воды, л/сут, за период со средней суточной температурой наружного воздуха, равной или меньшей 8°C;
ρ_в – плотность воды, кг/м³, по Таблице 4;
t_г – средняя температура горячей воды в водоразборных стояках, °C (для жилых домов принимается равной 55°C);
t_{х.з.} – температура холодной воды в водопроводе в зимний период, при отсутствии данных принимается равной 5°C;
β – коэффициент, учитывающий отношение максимальной нагрузки горячего водоснабжения к её среднему значению, принимается равным 2,0 – 2,4;
T – период потребления горячей воды, ч., для жилых и административно-общественных зданий принимается равным 24 ч., для промышленных зданий и коммунальных предприятий – по числу часов работы в сутки.

Таблица 4

Плотность воды при температурах от 40°C до 100°C

Температура, °C	Плотность, ρ _в кг/м ³	Температура, °C	Плотность, ρ _в кг/м ³
40	992,24	75	974,84
45	990,25	80	972,45
50	988,07	85	968,65
55	985,73	90	968,34
60	983,75	95	961,92
65	981,13	100	958,38
70	977,81		

Из-за отсутствия подробных данных о суточном водопотреблении (при конкретных условиях эксплуатации), часто используют суточные расходы из СНиП 2.04.01-85* «Внутренний водопровод и канализация зданий», приложение 3. В указанной формуле следует использовать эти данные при отсутствии местных норм потребления ГВС.

Следует учитывать, что в указанном СНиП регламентируются не «нормы» (в смысле необходимого количества воды на все нужды), а расчётные расходы, позволяющие запроектировать систему горячего водоснабжения.

В Таблице 5 приведены нормы расходов [2] по многолетним фактическим замерам в г.Москве. Нормы расхода горячей воды в средние сутки определены при конкретных условиях эксплуатации; они не соответствуют суточным нормам горячей воды из СНиП

Нормы СНиП приведены для средних по стране условий водопользования (этажность – 9 этажей, среднее давление – 0,45 МПа, средняя заселённость жилых зданий – 4 чел./квартиру) и включают потери воды (25%).

Таблица 5

Нормы расхода воды потребителями для г.Москвы

Потребители	Измеритель	Норма расхода горячей воды в средние сутки при t _г =55°C и H _{эф} =10 м g _{ср} д, л/(сут · чел.)
Жилые дома квартирного типа с центральным горячим водоснабжением:		
оборудованные умывальниками, мойками и душами	1 житель	67,87
с сидячими ваннами, оборудованными душами	1 житель	71,87
с ванными длиной от 1500 до 1700 мм, оборудованными душами	1 житель	83,84
при высоте зданий более 12 этажей и повышенных требованиях к их благоустройству	1 житель	91,83
Общежития		
с общими душевыми	1 житель	39,93
с душами при всех жилых комнатах	1 житель	47,91
с общими кухнями и блоками душевых на этажах при жи-		

лых комнатах в каждой секции здания	1 житель	63,88
-------------------------------------	----------	-------

Пример: Подобрать котельное оборудование для отопления жилого дома с наружным объёмом 19 тыс. м³, расположенного в г.Москве. Средняя температура в помещениях +18°C.

По таблице 1 находим удельную тепловую характеристику здания объёмом до 20 тыс. м³: $q_0 = 0,36$.

По Приложению 8 СНиП 2.04.05-91*: расчётная температура наружного воздуха по параметрам Б для Москвы -26°C.

Вычисляем поправочный коэффициент: $a = 0,54 + 22 / 18 - (-26) = 1,04$

Таким образом, теплотери дома составят:

$$Q_{y.n} = 1,04 \cdot 0,36 \cdot 19.000 \cdot [18 - (-26)] = 312998,4 \text{ Вт} \approx 313 \text{ кВт}$$

Учитывая тот факт, что фактические удельные теплотери здания (см. выше) могут быть выше нормативных на 5÷10%, теплопроизводительность отопительного оборудования должна составлять: $313 + 7,5\% = 336 \text{ кВт}$

Широкий типоразмерный ряд котлов Mighty Therm модели НН LAARS позволяет выбрать максимально соответствующее расчётной тепловой нагрузке оборудование, чем достигается наиболее рациональный и экономичный режим потребления тепловой энергии. В таблице 6 представлены теплогидравлические характеристики всего ряда котлов. Исходя из принципа резервирования, делим полученную теплопроизводительность пополам, получаем 168 кВт; по таблице 6 находим типоразмер котла, ближайший к данному значению: нам требуется 2 котла НН0715 производительностью 170 кВт каждый. Эта же таблица позволяет подобрать котловой насос к котлу для рабочего перепада температуры воды через котёл (рекомендуемый перепад $\Delta t = 14^\circ\text{C}$). Указанный перепад определяется условиями скоростного режима котла.

Подбор котловых насосов по скорости. Гидронные котлы требуют определенной скорости потока воды через теплообменник (в среднем 2,1 м/сек). Это достигается путем подбора котлового насоса по параметрам котла (расход воды через теплообменник и гидравлическое сопротивление котла), которые приведены в паспорте к каждому котлу и в таблице 6.

Строгое соблюдение скоростного режима котла определяется:

во-первых, малоемкостной конструкцией теплообменника, при которой важно обеспечить требуемый темп отбора тепла от котла в систему;

во-вторых, необходимостью обеспечения эффекта «самоочистения» труб теплообменника, т.е. предотвращения процесса образования накипи и механических отложений на внутренних поверхностях теплообмена.

Более подробно о принципах подбора насосов – см. в соответствующем разделе настоящего пособия.

Таблица 6

Таблица расходов и потерь напора в котлах LAARS модели НН

Типоразмер котла LAARS Модели НН	Теплопроизводительность котла, кВт	Повышение температуры воды при однократном проходе через котёл							
		$\Delta t = 11^\circ\text{C}$		$\Delta t = 14^\circ\text{C}$		$\Delta t = 17^\circ\text{C}$		$\Delta t = 19^\circ\text{C}$	
		Расход м ³ /час	Напор, м	Расход м ³ /час	Напор, м	Расход м ³ /час	Напор, м	Расход м ³ /час	Напор, м
0175	42	3,2	0,2	2,5	0,2	2,2	0,2	1,8	0,1
0250	60	4,7	0,6	3,6	0,4	2,9	0,2	2,5	0,2
0325	77	5,8	1,0	4,7	0,6	4,0	0,4	3,2	0,3
0400	95	7,2	1,6	5,8	1,0	4,7	0,7	4,0	0,5
0500	119	8,6	0,4	7,2	0,3	5,8	0,3	5,0	0,2
0600	143	10,8	0,5	8,3	0,4	7,2	0,4	6,1	0,2
0715	170	12,6	0,8	10,1	0,6	8,3	0,5	7,2	0,3
0850	202	15,1	1,0	11,9	0,8	10,1	0,6	8,6	0,4
1010	240	18,0	1,4	14,4	1,0	11,9	0,8	10,1	0,6
1200	285	21,2	2,0	16,9	1,5	14,0	1,1	11,9	0,8
1430	339	25,6	2,7	20,2	2,0	16,9	1,5	14,4	1,1
1670	396	-	-	23,2	2,7	19,3	2,0	16,6	1,4
1825	433	-	-	25,9	3,1	21,6	2,4	18,4	1,7
2000	480	37,2	3,2	29,8	2,3	24,8	1,5	21,3	0,9
2450	589	45,6	5,0	36,6	3,1	30,4	2,4	26,1	1,7
3050	733	56,8	7,1	45,4	5,0	37,9	3,8	32,5	2,6
3500	841	64,5	9,2	52,2	6,6	42,9	5,1	37,2	3,2
4050	973	75,4	13,1	60,4	9,1	50,4	7,3	43,2	4,9
4500	1081	83,8	16,6	67,0	10,1	55,9	7,6	47,9	6,1
5000	1201	93,1	20,6	74,5	12,8	62,0	9,9	53,1	6,9

К вопросу о КПД котлов и КПД системы в целом (опыт США)

Российские нормативные документы, определяющие технические требования к котлам, (ГОСТ 20219-74, ГОСТ 11032-80, ГОСТ 10617-83) предписывают определять тепловую нагрузку газовых котлов по формуле:

$$N = V Q_n, \text{ ккал/ч (Вт)},$$

где V - часовой расход газа, куб.м/час,

Q_n - низшая теплота сгорания газа, приведенная к нормальным условиям, ккал/куб.м

В отличие от Российских, стандартами США на газовые котлы, при расчете нагрузки, применяется высшая теплота сгорания (Q_v), которая в 1,11 раза превышает Q_n для природного газа и на 6% - для легкого жидкого топлива.

В результате величина тепловой нагрузки, рассчитанная по высшей теплоте сгорания природного газа, на 11% больше, чем принятая по Российским нормам.

(Как известно, высшая и низшая теплота отличаются на величину скрытой теплоты парообразования, т.е. на количество теплоты, выделяющейся при полной конденсации водяных паров, образующихся при горении газа).

Так как величина КПД является функцией тепловой нагрузки (и, соответственно, теплоты сгорания газа), то величины КПД, рассчитанные в соответствии со стандартом США на 11% ниже, чем рассчитанные по Российским стандартам.

Например, для котла NH5000, по расчету, принятому в США, номинальная нагрузка по высшей теплоте составляет 1465 кВт, а полезная мощность котла - 1201 кВт, при этом величина КПД составит:

$$\frac{1201}{1465} = 0,82$$

При пересчете на низшую теплоту (по требованиям Российских норм), величина номинальной нагрузки на горелки котла уменьшится на 11% и составит:

$$1465 \times 0,89 = 1303 \text{ (кВт)},$$

таким образом КПД, приведенное к Российским стандартам :

$$\frac{1201}{1303} = 0,92$$

Следует отметить, что величина КПД, рассчитанная по высшей теплоте для любых котлов никогда не бывает более 100%, в то время как КПД котлов конденсационного типа, рассчитанный по низшей теплоте (применяющейся в России, странах СНГ и многих странах Европы), превышает 100%.

В США КПД котла не придает столь решающего значения, какое оно имеет в России и странах СНГ. Это связано с тем, что величина КПД является характеристикой котла только в режиме непрерывной работы (при номинальной производительности), а такой режим является чисто теоретическим.

В реальности тепловая нагрузка системы представляет собой величину переменную. Наименее эффективный режим работы котла (вне зависимости от теоретической величины его КПД) имеет место в переходные периоды отопительного сезона.

В 1978 году Министерство энергетики США ввело в действие стандарт для оценки сезонного энергопотребления отопительных устройств. Установленный этим стандартом показатель AFUE (Annual Fuel Utilization Efficiency - годовая эффективность использования топлива) в настоящее время широко применяется в США для оценки работы системы в целом.

Величина AFUE выражается, как и КПД в процентах, но, в отличие от КПД,

она учитывает влияние многочисленных переходных периодов на протяжении всего отопительного сезона (т.е. всех периодов времени, когда котел работает в режиме ненормальной нагрузки).

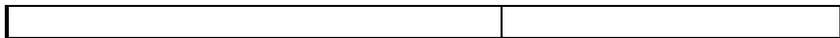
Таким образом показатель AFUE используется для оценки реальных стоимостных затрат отопительного сезона.

Для этого Министерство энергетики США предлагает следующую формулу:

Примерное сезонное потребление топлива = $\frac{\text{Суммарные теплопотери здания за сезон}}{\text{Показатель AFUE (десятичный)}}$

Пример 1. Снижение сезонной эффективности работы системы по мере того, как номинальная производительность котла увеличивается по отношению к расчетной тепловой нагрузке системы (По замерам на здании в г.Сиракузы, штат Нью-Йорк):

Соотношение: Производительность котла Расчетная тепловая нагрузка системы	Сезонная эффективность работы системы
1,0	68%
1,5	58%
2,0	50%
2,5	45%
3,0	39%



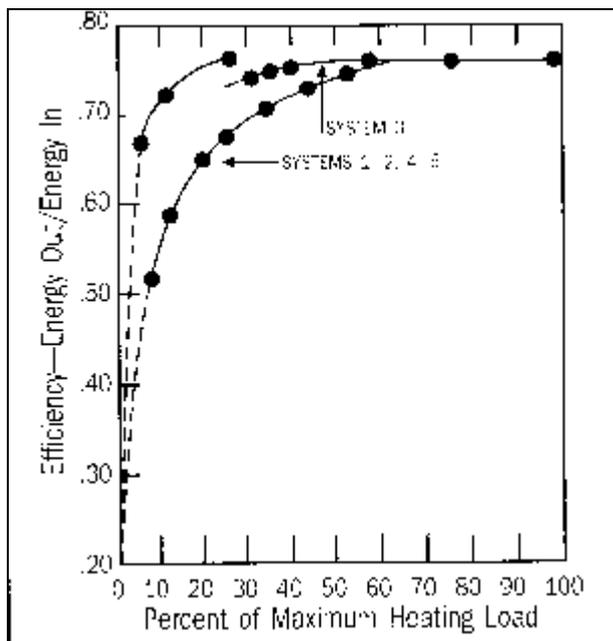
Пример 2. Суммарные теплопотери здания в течение всего отопительного сезона равны 60 млн.БТЕ. Здание оборудовано газовым котлом, имеющим показатель AFUE равным 82%. Расчитать энергопотребление здания в течение отопительного сезона (E).

$$E = \frac{60}{0,82} = 73,2 \text{ млн.БТЕ}$$

Важно отметить, что реальная сезонная эффективность работы котла в исключительной мере зависит от системы, в которой сам котел является лишь элементом, а также от того, насколько котельное оборудование соответствует тепловой нагрузке здания (преимущественно в переходные периоды отопительного сезона).

Концепция многокотловой двухконтурной системы, предложенная корпорацией **Лаарс** является реальным инструментом повышения показателя AFUE системы отопления в целом.

Национальное Бюро по Стандартам США произвело независимое исследование эффективности концепции **Лаарс** по сравнению с традиционными котловыми системами. Результат исследования выражен следующим графиком:



Где: **кривая 3** характеризует работу многокотловой двухконтурной системы (в соответствии с концепцией **Лаарс**)
кривые 1,2,4,5 - характеристики традиционно применяемых котловых схем.

Кривая 3 показывает наивысшее значение общей эффективности системы в переходные периоды отопительного сезона (т.е. когда тепловая нагрузка составляет от 5% до 65% номинальной производительности котельной установки).

УСТАНОВКА ГИДРОННЫХ КОТЛОВ В ПОМЕЩЕНИИ.

Определения:

Для котлов "LAARS Heating Systems" существуют 3 основных типа установки в помещении:

1. «КОМНАТА» – помещение, ширина которого на 915 мм больше ширины котла, а перед передней частью котла имеется пространство не менее 460 мм.
2. «АЛЬКОВ» – помещение, ширина которого менее чем на 915 мм превосходит ширину котла, а перед передней частью котла имеется пространство не менее 460 мм.
3. «ЧУЛАН» – любое помещение, в котором перед передней частью котла имеется пространство менее 460 мм.

РАЗРЫВЫ.

Разрывы существуют для следующих целей:

1. **Безопасности:** Минимальные разрывы сертифицируются Американской Газовой Ассоциацией для того, чтобы обеспечить на окружающих сгораемых конструкциях помещения безопасную температуру – максимально: не более чем на 50°C выше температуры окружающего воздуха.
2. **Обеспечения работы котла:** Для нормальной работы котлу требуется адекватная циркуляция воздуха, даже если окружающие конструкции – несгораемые. Примечание: Величины разрывов могут быть уменьшены, если помещение, где установлены котлы достаточно большое относительно физического объема котла, а конструкции помещения – несгораемые. Определение «большого» помещения – см. ниже.

3. **Доступа к котлу для обслуживания:** Нормы требуют наличие соответствующего пространства перед котлом для его обслуживания и осмотра. Если размеры помещения котельной позволяют, котлы должны устанавливаться с расстояниями для обслуживания большими, чем минимальные.

Требования к установочным разрывам указаны на шильдике котла. «*Большое*» помещение – объём которого в 16 раз больше, чем физический объём котла.

Рекомендуемое минимальное расстояние от:	Типоразмеры 0125-0400	Типоразмеры 0500-1825	Типоразмеры 2000-5000
	(мм)	(мм)	(мм)
Верха котла	940	760	610
Сбоку, со стороны водяных патрубков	457*	457*	610*
Сбоку, с противоположной стороны	152	152	610
Передней панели	914*	914*	1220*
Задней панели	150	205	610
Дымохода	150	152	152

*) Данные разрывы установлены из условий удобства обслуживания котла.

ВОЗДУХ ДЛЯ ГОРЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

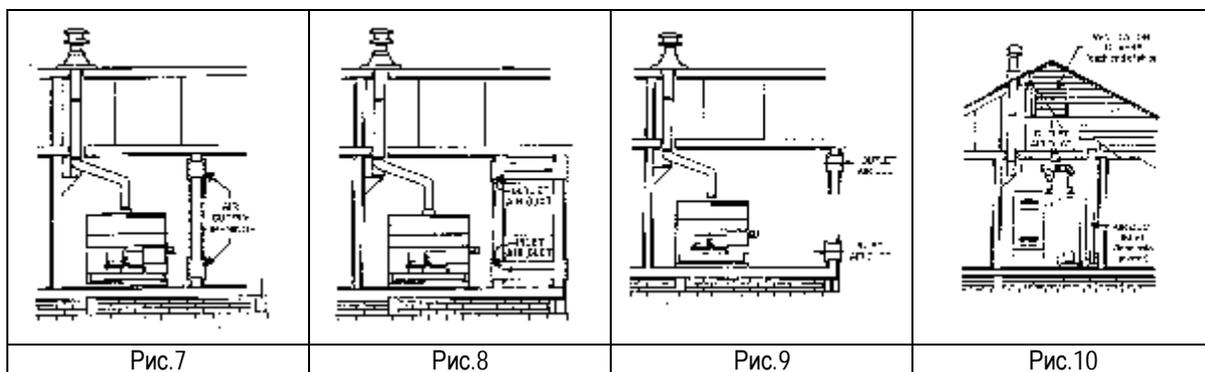
Воздух необходим для снабжения кислородом газозвоздушной смеси, требуемой при процессе горения.

Кроме того, подача воздуха необходима для:

1. Разбавления продуктов сгорания.
2. Вентиляции помещения котельной с целью предотвращения его перегрева.
3. Вентиляции для находящегося в помещении сервисного персонала.
4. Если установлены вентиляторы, компрессоры, централизованные пылесосы или подобное оборудование, потребляющее воздух из помещения, его объём должен быть компенсирован притоком воздуха извне помещения.

Воздух может подаваться к котлу одним из следующих способов:

1. **Воздух из внутреннего пространства здания.** Т.е. из смежных помещений, если: (а) общая площадь помещения установки котла и смежных помещений соответствует определению «нестеснённое» помещение; (б) их строительные структуры – не из лёгких конструкций; (в) их функциональное назначение – не спальня и не ванная комната.
2. **Воздух извне здания.** Непосредственный подвод воздуха извне через проёмы или воздухопроводы.
3. **Воздух из вентилируемых чердачных помещений.** Чердак должен быть хорошо вентилирован, и иметь окна (проёмы) для воздуха с двух сторон.
4. **Воздух из пазух здания, с последующим выходом на чердачные помещения.** Как пазухи здания, так и чердачные помещения должны быть хорошо вентилируемы.



Определение «нестеснённого помещения»: Помещение котельной считается «нестеснённым», если оно имеет 1 куб.м и более объёма на каждые 0,2 кВт тепловой нагрузки на горелки всех газовых приборов, установленных в помещении. Объёмы смежных помещений, кроме тех, в которых расположено оборудование, могут также быть приняты в расчёт при подсчёте общего объёма «нестеснённого помещения» при условии, что имеются достаточно большие проёмы между этими помещениями и котельной для притока воздуха.

Если весь воздух поступает извне здания, необходимо устроить два проёма (окна) в наружной стене (рис.9), либо подавать наружный воздух через воздухопроводы (см. Рис.8). Свободная площадь сечения (в свету) каждого воздухопровода должна приниматься

из расчёта 0,0011 м² на 1 кВт нагрузки на горелки всех газовых приборов, установленных в помещении котельной. При этом входное отверстие одного воздуховода должно располагаться на расстоянии 300 мм от потолка, а второго - в 300 мм от пола.

Если в помещении котельной имеется наружная стена и монтаж воздуховода не требуется, следует устроить два проёма (окна) со свободной площадью сечения 0,00055 м² на 1 кВт нагрузки на горелки всех газовых приборов, установленных в помещении котельной. При этом один проём должен располагаться на расстоянии 300 мм от потолка, а второй - в 300 мм от пола.

В случае, когда весь воздух подаётся из чердачного помещения здания, необходимо удостовериться, что это помещение хорошо вентилируется и имеет вентиляционные окна (проёмы) с обоих концов. Один проём должен быть в потолке между помещением котельной и чердаком. Воздух должен подводиться из чердачного помещения через проём, расположенный на расстоянии 300 мм от пола. Как проём в потолке, так и проём, подающий воздух, должны иметь площадь в свету 0,00055 м² на 1 кВт нагрузки на горелки всех газовых приборов, установленных в помещении котельной. (См. Рис. 10).

При использовании пазух здания (рис. 7) для подачи воздуха и чердачных помещений для его выброса, как чердак, так и пазухи для подачи воздуха, должны быть хорошо вентилируемы.

Один проём должен быть в потолке между помещением котельной и чердаком, а второй – в области пола между котельной и пазухами здания. Оба проёма должны иметь площадь в свету 0,00055 м² на 1 кВт нагрузки на горелки всех газовых приборов, установленных в помещении котельной.

Указанные проёмы должны быть оборудованы жалюзи, сетками или решётками. Ячейка сетки, решётки, жалюзи не должна быть меньше 6,5 мм, а её площадь в свету – не менее 75%. Фирмы-изготовители сеток, решёток и жалюзи обычно указывают площадь в свету для своих изделий. Если же она не указана, для расчёта принимается, что площадь в свету составляет 50% общей площади сетки, решётки или жалюзи.

Необходимо регулярно проверять состояние дымоходов в целях нормальной работы газового оборудования. Это особенно важно для установок, воздух для работы которых полностью подаётся из внутреннего пространства здания.

ДЫМООТВЕДЕНИЕ

Правильный расчёт и устройство системы дымоотведения котла является весьма важным для нормальной и безаварийной его работы.

При замене старого котла на новый не следует предполагать, что существующая система дымоудаления будет хорошо работать с новым котлом. В этом случае следует также произвести расчёт для проверки соответствия дымохода котлу. При этом может понадобиться замена существующего дымохода.

Принятая в США классификация газовых котлов по условиям дымоудаления подразумевает 4 категории установок:

Категория I. Котёл, работающий при **не положительном** давлении в дымоходе, с температурой уходящих дымовых газов **не менее** чем на 78°C выше температуры точки росы, причём температура дымовых газов должна быть измерена согласно требованиям соответствующего стандарта.

Категория II. Котёл, работающий при **не положительном** давлении в дымоходе, с температурой уходящих дымовых газов **менее** чем на 78°C выше температуры точки росы, причём температура дымовых газов должна быть измерена на входе в дымоход.

Категория III. Котёл, работающий при **положительном** давлении в дымоходе, с температурой уходящих дымовых газов **не менее** чем на 78°C выше температуры точки росы, причём температура дымовых газов должна быть измерена на входе в дымоход.

Категория IV. Котёл, работающий при **положительном** давлении в дымоходе, с температурой уходящих дымовых газов **менее** чем на 78°C выше температуры точки росы, причём температура дымовых газов должна быть измерена на входе в дымоход.

Котлы марки Mighty Therm производства корпорации LAARS относятся к первой категории.

Точка росы продуктов сгорания природного газа находится в пределах от 43°C до 65°C в зависимости от коэффициента избытка воздуха и влажности наружного воздуха. В системе дымоудаления котлов, относящихся к Категории I, температура дымовых газов должна быть не менее чем на 78°C выше температуры точки росы продуктов сгорания. Это значит, что минимальная температура в дымоходе должна быть выше 143°C для обеспечения нормальной работы котла. Если система дымоудаления рассчитана и установлена правильно, это условие будет соблюдено.

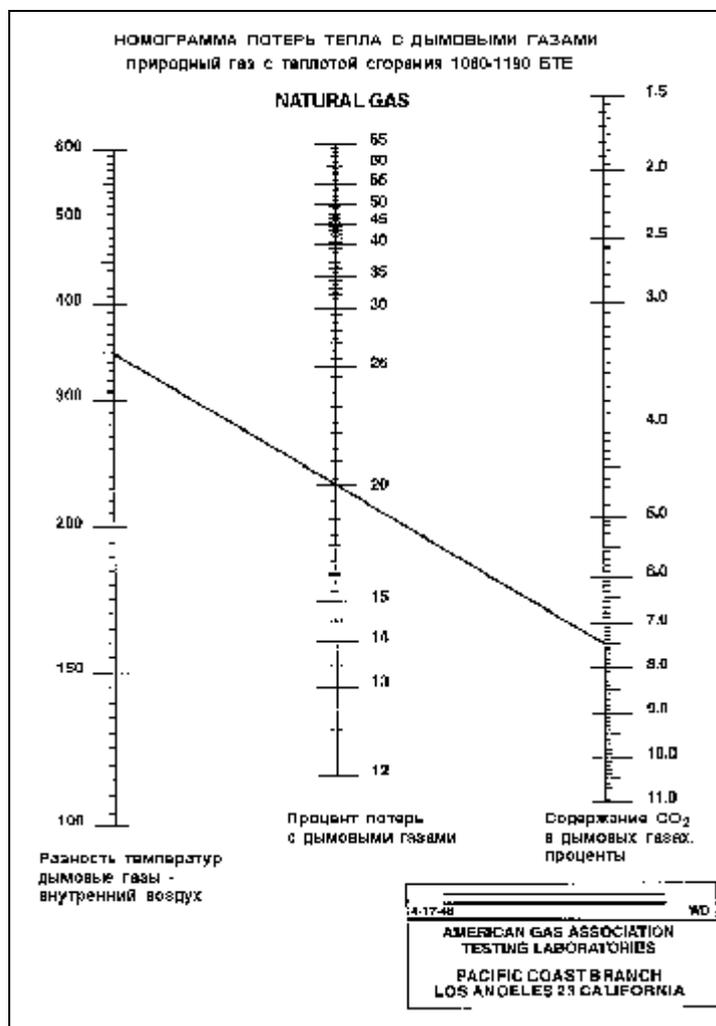


Рис.11

Из номограммы (Рис.11) видно, что если котёл работает в нормальном режиме, т.е. при содержании CO₂ в дымовых газах в пределах 7%-9%, а реальная эффективность сгорания топлива – 80%, температура дымовых газов будет в диапазоне от 350°F до 410°F (177°C÷210°C) выше температуры наружного воздуха. Если значительная часть неизолированного дымохода непосредственно соприкасается с наружным холодным воздухом; диаметр дымохода слишком велик; воздух для разбавления продуктов сгорания холодный – температура дымовых газов может опуститься ниже 143°C. При этом в верхней части дымохода – в дымовой трубе – будет образовываться конденсат. Если же дымовые газы будут слишком переохлаждены, естественная тяга дымовой трубы значительно снизится или прекратится вообще. Из-за отсутствия тяги к камере сгорания котла будет подводиться недостаточный объём воздуха для горения, а продукты сгорания будут поступать через тягопрерыватель котла в помещение котельной и распространяться по всему зданию. Это, в свою очередь вызовет значительные отложения сажи на теплообменнике, выбросы пламени из топки котла и перегрев блока горелок. Если не принять мер к исправлению ситуации, возникнут проблемы с пилотной и основными горелками (могут сгореть), перегрев приборов контроля и управления, электрических проводов, также возможен выброс в помещения окиси углерода.

Система дымоудаления служит двум основным целям:

1. Удаление из котла продуктов сгорания в атмосферу.
2. Подвод воздуха в камеру сгорания для обеспечения.

В Американском национальный Газовом Кодексе различаются следующие типы дымоходов (включая дымовые трубы):

Тип В – дымоход для дымоотведения от сертифицированных котлов, имеющих тягопрерыватели и относительно низкой температурой отходящих газов.

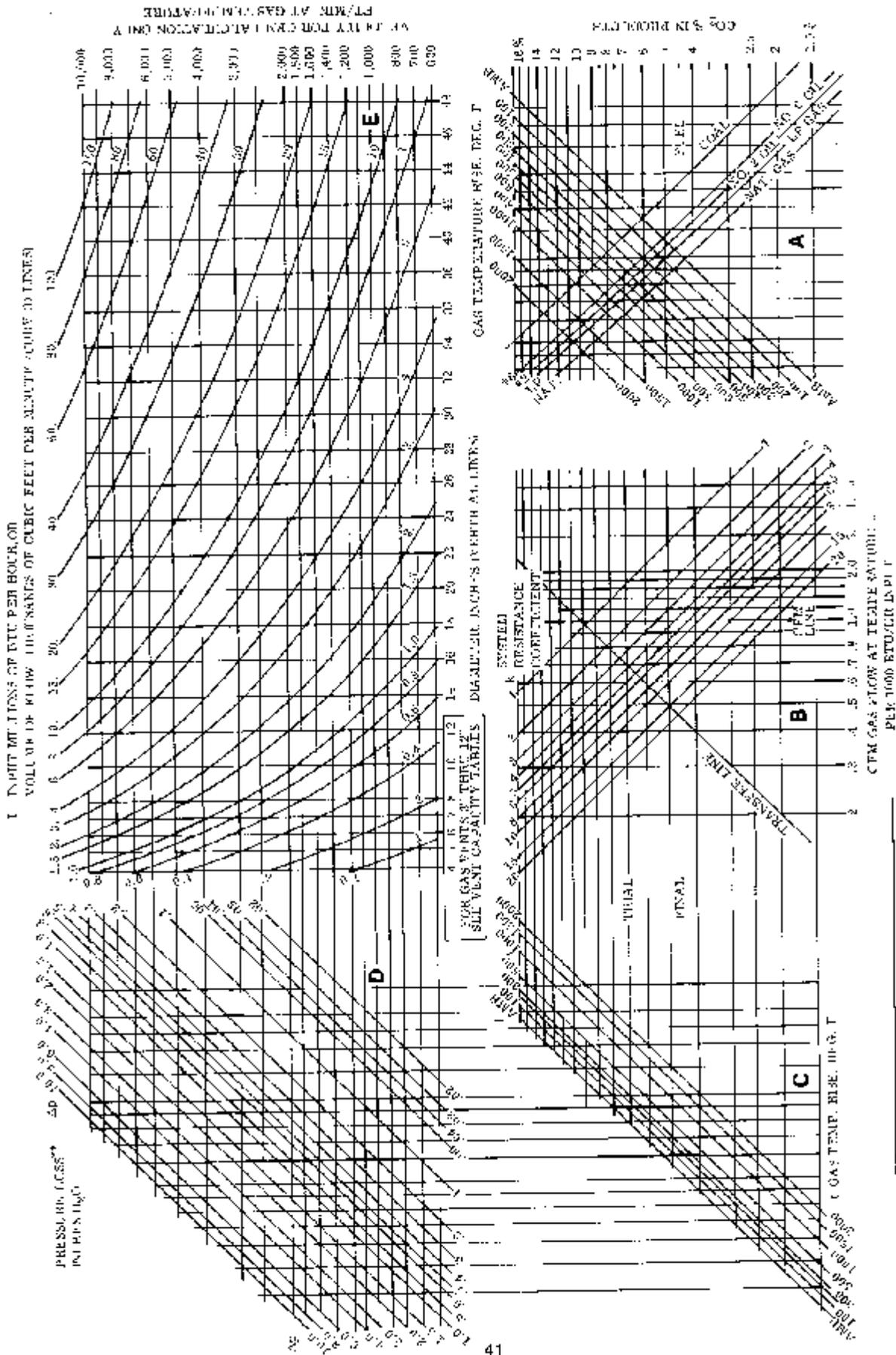
Тип В-W – дымоход для дымоотведения от сертифицированных настенных котлов (водонагревателей).

Тип L – дымоход для котлов, работающих на высокотемпературных видах топлива (дрова, уголь).

Дымоходы типа В – с двойной стенкой, подобные производимым Metalbestos или Amerivent. Тип В-W – овального или прямоугольного сечения, с двойной стенкой, применяются только для настенных котлов. Тип L может применяться вместо дымоходов типа В, так как рассчитаны на высокие температуры дымовых газов.

Одностенные дымоходы не сертифицированы Газовым кодексом, поэтому их применение недопустимо за пределами помещения котельной. Нормы некоторых штатов США запрещают применение одностенных дымоходов даже в пределах помещения котельной. Это обусловлено тем, что потери тепла дымовыми газами через одностенный дымоход велики и существует возможность того, что газы могут охладиться до температуры конденсации или блокировки тяги в дымоходе.

Кирпичные дымовые трубы не должны применяться для дымоотведения от газовых котлов без предварительного нанесения на их внутреннюю поверхность соответствующего покрытия. Кирпичные трубы вызывают конденсацию дымовых газов, в результате чего образуется кислота, разъедающая кладку.



EXAMPLE

Рис 12. Номограммы для расчета систем дымоудаления

МЕТОДЫ РАСЧЁТА СИСТЕМ ДЫМОУДАЛЕНИЯ

Для расчёта систем дымоудаления любой сложности применяются номограммы, см. Рис.11. Эти номограммы выполнены на основе принципов расчёта, разработанных ASHRAE (Американское Общество инженеров по отоплению, кондиционированию воздуха и холодильному делу).

1. Основная формула расчёта дымового тракта

$$I = 4,13 \cdot 10^5 \frac{(di)^2 \cdot \Delta p_B}{M \cdot k T_m \rho} \dot{v}^{0,5}, \text{ где}$$

I – суммарная нагрузка на горелки, БТЕ/час, (ккал/час $\times 0,252$);

di – внутренний диаметр дымохода, дюйм (мм :25,4)

M – масса дымовых газов, фунт на 1000 БТЕ нагрузки

Δp – расчётное падение давления (тяга) в дымовой трубе, дюйм вод.ст.

B – барометрическое давление, дюйм ртутн.ст.

k – коэффициент аэродинамического сопротивления системы.

T_m – средняя температура дымовых газов, град. Ранкин (град. Фаренгейта + 460).

Данное уравнение предназначено для расчёта дымовых труб и коллекторов диаметром от 10 дюймов и выше. В уравнении не учтены потери тепла от охлаждения газов. Теоретические исследования показали, что при диаметрах более 18" потери тепла практически не влияют на величины пропускной способности и диаметров труб. В диапазоне диаметров от 12" до 18" потери от охлаждения газов не играют большой роли. Для подбора труб диаметров 12" и меньше, рекомендуется пользоваться таблицами.

Общие исходные данные, принятые для расчёта дымовых труб

Вид топлива	Перепад температуры системы °F/°C	Содержание CO ₂ , %	Содержание O ₂ , %	Избыток воздуха, %	Масса дымовых газов, фунт/1000 БТЕ кг/кВт
Природный газ	350/194	8,5	5,98	30,04	1,001/1,550
Пропан	455/253	10,0	5,72	33,90	0,992/1,536
Диз.топливо	400/222	12,5	3,72	20,50	0,916/1,419
Уголь, дрова	500/278	15,0	4,10	23,77	1,006/1,558

В качестве примера рассчитаем систему дымоудаления со следующими параметрами:

Высота трубы – 100' (30,5 м), диаметром 24" (610 мм), длина горизонтального участка – 50' (15,3 м). Фитинги: колено 90° ($k=0,30$); тройник 90° ($k=1,25$) и дефлектор трубы ($k=0,50$). Система работает с перепадом температуры 350°F (194°C) – выше температуры окружающего воздуха, и содержанием CO₂ в дымовых газах – 8,5%.

Сопротивление труб газохода дымовым газам по всей длине $L=150'$ (45,8 м) при линейном коэффициенте сопротивления 0,3:

$$k = 0,3 (L/di) = 0,3 (150/24) = 1,875$$

Общее сопротивление дымового тракта:

Колено	0,30
Тройник	1,25
Дефлектор	0,50
Трубы	<u>1,875</u>

$$k = 3,925$$

Теперь, что является весьма важным, необходимо рассчитать требуемую тягу Δp , пользуясь приведёнными ниже уравнениями и таблицей теоретических значений самотяги трубы (Dt).

Уравнения для определения Δp

Давление на выходе из котла	D_a – располагаемое давление	Уравнение для расчёта Δp
1). Отрицательное: требуется тяга, равная D_a	Вычесть D_a из D_t	$\Delta p = D_t - D_a$
2). Нейтральное или нулевое – котёл с тягопрерывателем или котёл I категории с принудительной тягой	D_a равно нулю	$\Delta p = D_t$
3). Положительное давление, развиваемое принудительной тягой, равной D_a	Сложить D_a и D_t	$\Delta p = D_t + D_a$
4). Любое из приведённых выше, в системе с устройством для повышения тяги, развивающее давление D_b	Прибавить D_b соответственно уравнениям:	

4.1). Отрицательное + устройство повышения тяги: $\Delta p = D_t - D_a + D_b$

4.2). Нейтральное + устройство повышения тяги: $\Delta p = D_t + D_b$

4.3). Положительное + устройство повышения тяги: $\Delta p = D_t + D_a + D_b$

Примечание: Все значения D и Δp – в дюймах вод.ст. статического давления.

Приведённые уравнения для Δp применяются также и в номограммах расчёта дымовых труб. Для нейтральной тяги (т.е. для нулевого значения давления на выходе из котла), потери давления в дымовом тракте будут равны теоретической тяге, которая соответствует Δp равной 0,55 дюйма вод.ст. на каждые 100 футов высоты трубы (т.е. 4,58 мм на каждые 10 м высоты). При этом расчётная температура наружного воздуха принята 60°F (15,6°C).

Температура дымовых газов работающей системы является суммой перепада температуры в системе и температуры окружающего воздуха, т.е. 350+60=410°F (210°C). В уравнении применяется абсолютная температура: $T_m=410°F+460°F$.

Рассмотрим все исходные значения:

$$\begin{aligned}
 k &= 3,925 \\
 d_i &= 24'' \\
 M &= 1,001 \text{ при } 8,5\% \text{ CO}_2 \\
 \Delta p &= 0,55'' \text{ вод.ст.} \\
 V &= 29,92'' \text{ рт.ст. (на уровне моря)} \\
 T_m &= 410°F+460°F=870°
 \end{aligned}$$

Точное цифровое значение решённого уравнения составляет 16.497.614, или округлённо 16,5 млн. БТЕ в час (т.е. 4830 кВт или 4,1 Гкал/час).

2. Номограмма расчёта дымовых труб

Многосекционная каскадная номограмма содержит необходимые данные для графического решения задачи по определению пропускной способности систем дымоудаления и подбору диаметров труб. При работе с номограммой, как будет показано ниже, потребуются лишь минимум математики для определения сопротивления и потерь давления. После небольшой практики, путём нанесения нескольких линий на копию приведенной номограммы, можно быстро определить размеры дымоходов и дымовых труб.

3. Рекомендуемые значения исходных данных для номограммы

Данные в нижеприведённых таблицах применяются для расчётов по номограмме или для решения уравнения.

Расчётные условия работы дымохода

Топливо	Соединение	CO ₂ %	ΔT °F / °C
Природный газ	Котёл соединён с трубой напрямую	8,5	430 / 239
Природный газ	Котёл с тягопрерывателем	5,3	300 / 167

Переводные коэффициенты

Британские тепловые единицы в час, нагрузки на горелки:

$$\begin{aligned}
 1 \text{ БТЕ/час} &= \text{куб.фут/час природного газа} \times 1000 \\
 &= \text{куб.м/час природного газа} \times 28 \\
 &= \text{кВт} \times 3,413 \\
 &= \text{ккал/час} \times 3,97
 \end{aligned}$$

Коэффициенты местных сопротивлений

Колено (отвод) 90°	0,30
Колено (отвод) 45°	0,15
Колено (отвод) 30°	0,12
Тройник 90°	1,25
Тройник 45°	0,40
Дефлектор	0,50
Трубы дымохода (фунт длины / дюйм диаметра)	0,3(L/di)

Общие факторы

Тягопрерыватель	1,5
Регулятор тяги	0,5
Соединение напрямую	0,0

Начальные посылки для номограммы

Непосредственное присоединение дымохода к трубе	k = 5,0
Объединённый дымоход	k = 7,5

Для объединённых дымоходов (при присоединении двух или более котлов), по получении первого результата приближения, умножьте значение k системы (местные сопротивления + потери давления в трубах) на 1,5 с тем, чтобы получить требуемый расчётный коэффициент аэродинамического сопротивления системы.

Величина k, используемая в расчёте по уравнению или по номограмме, равна сумме сопротивлений всех компонентов системы плюс фактор труб дымохода.

Теоретическая тяга (самотяга трубы) на уровне моря, Dt

(Для температуры наружного воздуха 60°F (16°C)).

Dt – тяга на каждые 100' (30 м) высоты, дюйм вод.ст./мм вод.ст.

Повышение температуры дымовых газов в трубе над температурой наружного воздуха,

°F / °C

°F / °C	Значение Dt (округлённое)
100/56	0,2/5,0
150/83	0,3/7,6
200/111	0,4/10,2
300/167	0,5/12,7
400/222	0,6/15,2
500/278	0,7/17,8
700/389	0,8/20,3
900/500	0,9/22,9

Перевод избытка воздуха (%) в CO₂(%)

Приведённые значения – для перевода процентного значения избыточного воздуха (XS) в процентное значение содержания CO₂ в дымовых газах (по сухому основанию).

ПРИРОДНЫЙ ГАЗ	CO ₂ =1072/(XS + 90,11)
ПРОПАН	CO ₂ =1261/(XS + 91,63)
ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО	CO ₂ =1444/(XS + 95,00)
УГОЛЬ/ДРОВА	CO ₂ =1822/(XS + 97,70)

Поправка на высоту над уровнем моря (только для номограммы)

Для того, чтобы получить расчётную нагрузку на дымовую трубу или дымоход, умножьте величину нагрузки на горелки на приведенный коэффициент, учитывающий высоту над уровнем моря.

<u>ВЫСОТА</u>	<u>КОЭФФИЦИЕНТ</u>	<u>В, барометрическое давление</u>
Ур. моря	1,00	29,2" / 760 мм Hg
2000' / 600 м	1,08	27,8" / 706
4000' / 1200 м	1,16	25,8" / 655
6000' / 1800 м	1,25	24,0" / 610
8000' / 2400 м	1,34	22,3" / 566
10000' / 3000 м	1,45	20,6" / 523

4. Последовательность шагов при расчёте по номограмме

А. Определите содержание CO₂ в дымовых газах (или объём избыточного воздуха). Если эти величины неизвестны, примените соответствующую величину из рекомендуемых значений исходных данных (см. Таблицу в Разделе 3).

Б. Исходя из требуемых значений температуры, высоты и тяги, найдите предварительное значение величины Dp, применив величину «теоретической тяги» и «уравнений для определения Dp» (см. Раздел 1). Для котлов «LAARS» Dp=Dt.

В. В части "А" номограммы введите значение CO₂ и проведите горизонтальную линию.

- Г. Из точки её пересечения с наклонной линией, соответствующей применяемому топливу (газ, дизтопливо и т.п.), проведите вертикальную линию до пересечения с наклонной линией ΔT в части "А" номограммы.
- Д. От полученной точки пересечения проведите горизонтальную линию влево до пересечения с линией переноса (transfer line) в части «В» номограммы.
- Е. Проведите вертикальную линию вверх или вниз от линии переноса до пересечения с первым принятым значением коэффициента сопротивления системы k : 5,0 или 7,5.
- Ж. Далее, от принятого значения k проведите горизонталь влево до точки пересечения с соответствующей наклонной линией ΔT в части "С" номограммы.
- З. От этой точки проведите вертикаль до наклонной линии в части "D" номограммы, соответствующей значению величины Δp , определённой ранее.
- И. От точки пересечения со значением Δp проведите горизонтальную линию влево, в часть «Е» номограммы до пересечения с кривой линией с соответствующим значением величины нагрузки на горелки (в миллионах БТЕ/час).
- К. От указанной точки проведите вертикаль вниз и прочитайте величину требуемого диаметра дымохода.
- Л. Пересчитайте сопротивление системы с учётом только что найденного диаметра при помощи уравнения $k=0,3L/di$ + сопротивление компонентов системы, как показано примером в Разделе 1.
- М. Повторите шаги с В до Л до получения того же самого диаметра по номограмме (это не займёт более трёх попыток).

5. Пример подбора диаметра дымохода по номограмме.

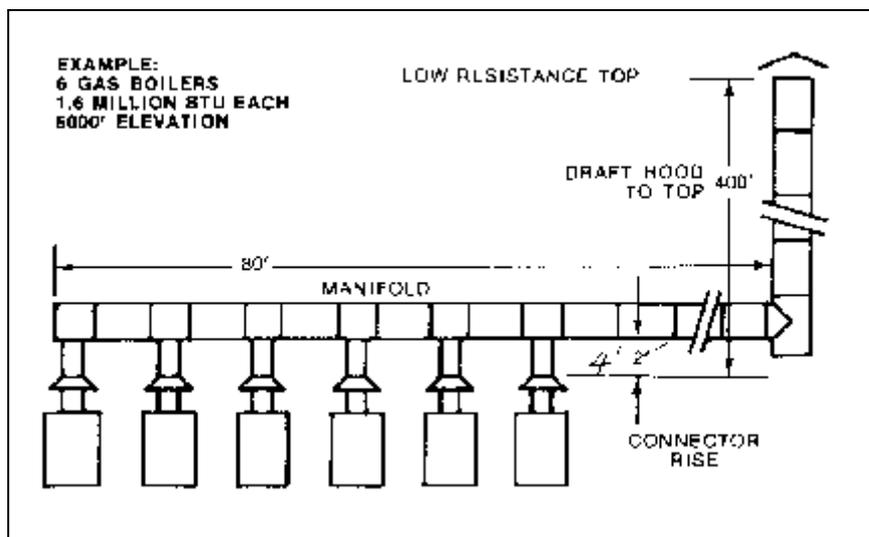


Рис.13

Дано: Шесть газовых котлов с тягопрерывателями (Рис. 13) присоединены к горизонтальному дымоходу постоянного диаметра. Нагрузка на горелки каждого котла 1.600.000 БТЕ/час. (470 кВт). Длина дымохода 80 футов (24 м). Общая высота трубы 400 футов (120 м). Высота местности 6000 футов над уровнем моря (см. поправку на высоту). Высота соединительного патрубка от тягопрерывателя до горизонтального дымохода 4 фута (1,2 м). Котлы управляются индивидуально. Дымовая система смонтирована из двухслойных труб с теплоизоляцией.

Определить: Диаметр горизонтального дымохода, дымовой трубы и присоединительных патрубков. См. Рис.15.

Решение: Проводим горизонтальные и вертикальные линии, как показано на номограмме. Одновременная работа котлов определяет диаметр дымохода и дымовой трубы. Поправка на высоту составляет 1,25, поэтому суммарная нагрузка на горелки составит:
 $6 \times 1.600.000 \times 1,25 = 12.000.000$ БТЕ/час. (3,53 МВт).

Рабочие условия для котлов на природном газе с тягопрерывателем определяются: $\Delta T = 300^\circ F$ ($167^\circ C$) при содержании CO_2 в дымовых газах 5,3% (см. табличное значение в Разделе 3).

- А. Проводим горизонталь от значения 5,3% до пересечения с линией «природный газ» (NAT.), затем вертикаль до пересечения с линией, соответствующей $300^\circ F$.
- Б. Ведём горизонталь к наклонной линии переноса (transfer line) в части «В» номограммы. Принимаем $k=7,5$. От этой точки следуем по непрерывной жирной линии для первого приближения. (Для последующих значений k любой дымовой тракт включает в себя тягопрерыватель, два тройника и зонт дымовой трубы).
- В. Проводим горизонталь до значения $300^\circ F$ в части "С" номограммы.
- Г. При $\Delta T = 300^\circ F$ $Dt = 0,5$ дюйма вод.ст. (12,7 мм вод.ст.) на каждые 100 футов высоты дымовой трубы – см. Раздел 3.
 Для значения высоты дымовой трубы 400 футов: $\Delta p = 0,5 \times 4 = 2,0$ дюйма вод.ст.
- Д. Проводим прямую из части «С» до пересечения с линией $\Delta p = 2,0$ в части «D».
- Е. Идём горизонтально в часть «Е» до кривой, соответствующей 12 миллионам БТЕ.
- Ж. Первое приближение значения диаметра получаем: 22 дюйма.
- З. Пересчитаем значение k следующим образом:

Тягопрерыватель	1,5
Два тройника	2,5
Зонт дымовой трубы	0,5
Всего фитинги	4,5
Трубы: 0,3(480/22)	6,5
ИТОГО: $k =$	11,0

- Умножаем значение k (11,0) на 1,5 (коэффициент для объединённых дымоходов – см. Раздел 3), получаем расчётное значение k : $11,0 \times 1,5 = 16,5$

- Повторяем шаги с А до Ж, применяя новый k=16,5 (непрерывная жирная линия на номограмме, ведущая к результату второго приближения диаметра, равному 28 дюймов).

- Пересчитаем значение коэффициента:

$$k = 0,3 (480/28) = 5,1$$

Фитинги:	4,5
ИТОГО: k =	9,6

Умножаем k (9,6) на 1,5 = 14,4 – новое расчётное значение

- Повторяем шаги с А до Ж, прерывистая жирная линия, применяя новый k=14,4.

- В результате получаем значение диаметра чуть меньше, чем 28 дюймов. Поэтому, для горизонтального дымохода и дымовой трубы принимаем диаметр 28 дюймов.

- Для соединительных патрубков нагрузка на горелки для каждого котла должна быть скорректирована по высоте над уровнем моря; применив коэффициент 1,25, получаем: $1.600.000 \times 1,25 = 2$ миллиона БТЕ/час. при высоте патрубка над тягопрерывателем котла 4 фута (1,2 м).

По таблицам диаметров соединительных патрубков при высоте 4 фута и диаметре 18 дюймов пропускная способность (максимальная нагрузка на горелки) составляет 2.200.000 БТЕ/час. Этот диаметр применяется при условии, если котёл по конструктивным требованиям не требует большего диаметра. В этом случае соединительный патрубок должен быть того же диаметра, что и тягопрерыватель котла.

Для соединительных патрубков существует следующее правило: при наличии выбора между двумя диаметрами (расчётным и конструктивным), применяйте больший диаметр (т.е. больше диаметра тягопрерывателя котла).

В целях предварительного (прикидочного) метода подбора диаметров дымоходов и дымовых труб, можно воспользоваться нижеприведённой расчётной номограммой.

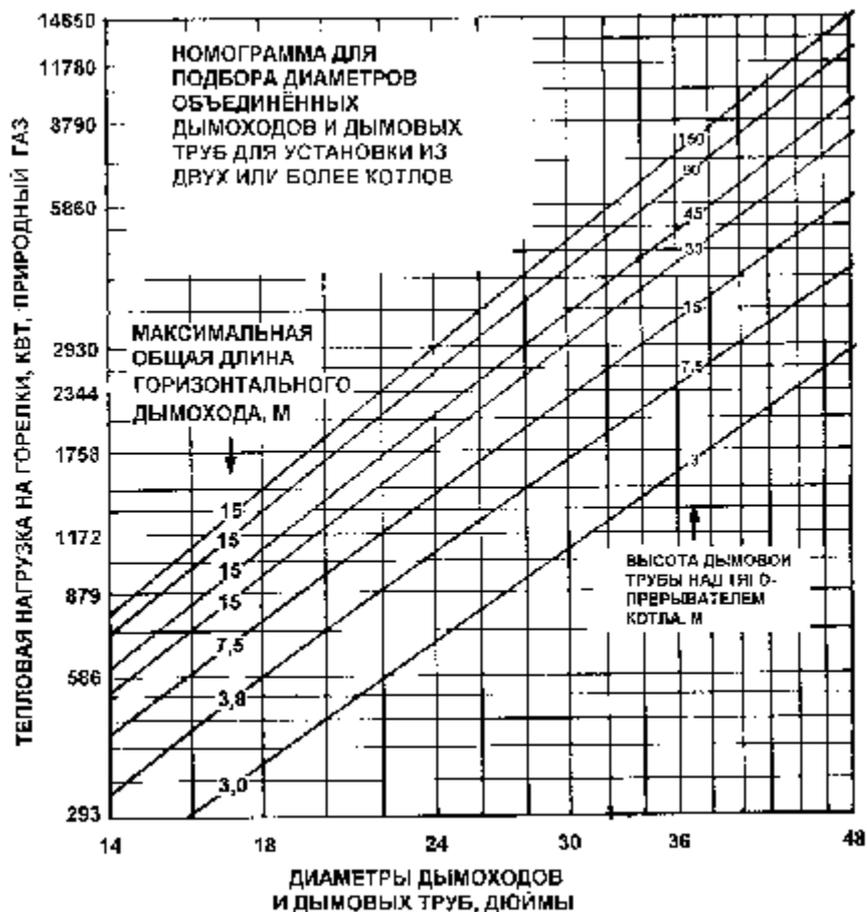


Рис. 14. Номограмма для оценочного расчёта объединённых дымоходов и дымовых труб для двух и более котлов

Весьма важной является инспекция смонтированного или существующего дымохода, чтобы убедиться, что к котлу и к системе дымоудаления подводится достаточный объем воздуха для их нормальной работы. После визуальной инспекции тягопрерывателя, соединительных элементов дымохода, сам дымоход, включая дымовую трубу, её зонт или дефлектор. Отремонтируйте их при обнаружении их дефектов. Далее проверьте работу котла и дымохода в такой последовательности:

1. Включите все приборы принудительной подачи воздуха и вытяжные вентиляторы, имеющиеся в здании.
2. Запустите в работу все газовые приборы, находящиеся в помещениях, непосредственно контактирующих с помещением котельной.
3. Закройте все наружные двери и окна.
4. Запустите в работу котёл и другие газовые приборы, находящиеся в помещении котельной.
5. Убедитесь, что дымоход котла развивает адекватную тягу, проверяя на уровне тягопрерывателя котла. Используйте при этом дым от сигареты, зажженные свечу или спичку. Если имеется обратная тяга (дымовые газы поступают из дымохода внутрь помещения), проверьте ещё раз всю систему дымоотведения и требуемый объем воздуха, подаваемого для процесса горения. Осуществите необходимые корректировки в системе дымоотведения.
6. Визуально проинспектируйте систему дымоотведения на предмет любого повреждения, неплотностей соединений, сквозных отверстий от коррозии (повреждения, вызванные действием конденсата). Замените любую повреждённую трубу дымохода.

7.

Некоторые признаки неправильной работы котла и дымохода:

1. **Жёлтое или нестабильное пламя.** Недостаток кислорода вследствие неадекватного объема воздуха, подаваемого для горения, либо вследствие блокирования дымохода.
2. **Обесцвечивание пламени в области смотровых отверстий котла.** Может быть индикатором «выброса пламени»: пламя «ищет» кислород.
3. **Запах дымовых газов.** Неполное сгорание и утечка дымовых газов из тягопрерывателя внутрь помещения.
4. **Отложение сажи на горелках, теплообменнике котла и на внутренних поверхностях дымохода.** Неполное сгорание газа и утечка дымовых газов из тягопрерывателя. Также требуется проверить оголовок дымовой трубы (зонт или дефлектор).

При экстремально неудовлетворительных условиях, возможно образование окиси углерода, как результат неправильной работы системы дымоудаления или неадекватной подачи воздуха для процесса горения.

Симптомы отравления окисью углерода:

1. **Головная боль**
2. **Сонливость**
3. **Звон в ушах**
4. **Усталость**
5. **Тошнота**
6. **Сердечная аритмия**

Если Вы ощущаете один из этих симптомов, немедленно **ВЫЙДИТЕ НА СВЕЖИЙ ВОЗДУХ**. Откройте окна, отключите все газовые приборы. После тщательного проветривания котельной, проверьте все вытяжное оборудование и приточные вентиляторы, проёмы для естественной подачи воздуха на их правильное функционирование. Проверьте решётки и жалюзи, установленные на этих проёмах и убедитесь, что они не заблокированы.

ПРИМЕЧАНИЕ: Необходимо руководствоваться требованиями местных строительных и санитарных норм и правил.

ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ОТОПЛЕНИЯ

Практически во всех странах в системах центрального отопления пришли к использованию воды в качестве теплоносителя. Также наиболее часто применяется т.н. независимая система теплоснабжения. Даже там, где ранее использовались зависимые системы теплоснабжения, как, например, в России, в настоящее время, в связи с программами реконструкции и перевооружения происходит переход к независимым системам.

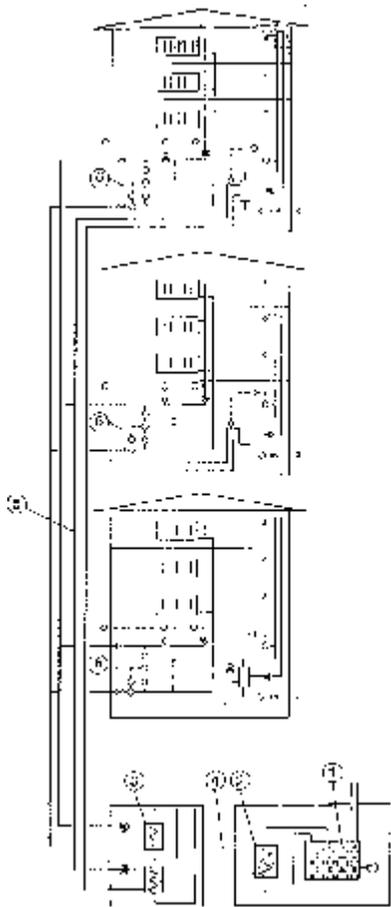


Рис 16. Независимая система

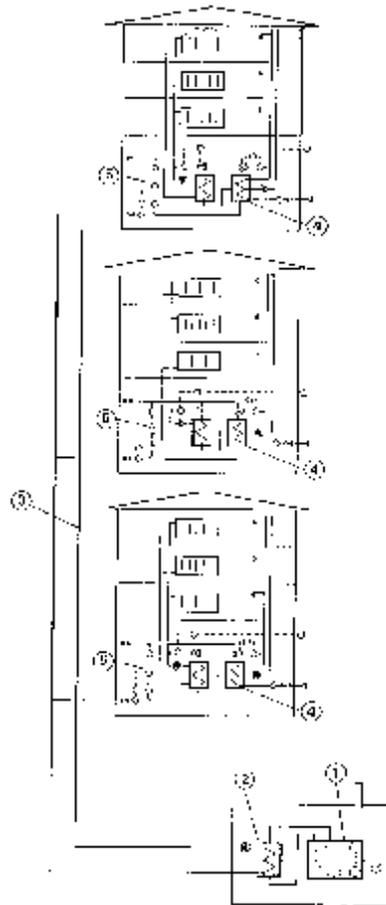


Рис 17. Система с прямым подсоединением

ЧТО ТАКОЕ НЕЗАВИСИМАЯ СИСТЕМА?

При независимой схеме подключения каждого дома потребитель тепла подсоединяется к тепловой сети посредством теплообменников. При этом вода тепловой сети не циркулирует в отопительных приборах потребителя. Тепловая сеть и контур потребителя отделены друг от друга, в них поддерживается разное давление. Тепловая энергия подаётся от воды тепловой сети воде контура потребителя исключительно через теплообменники.

ПОЧЕМУ НЕЗАВИСИМАЯ СИСТЕМА?

Потребителю независимая система даёт возможность применять рассчитанные на более низкое давление (2 – 6 бар) приборы, которые дешевле приборов, работающих под более высоким давлением (10 – 16 бар). Кроме того, для приборов, рассчитанных на работу под низким давлением, можно более свободно выбирать конструкцию и, тем самым, полнее учитывать требования к внешнему виду радиаторов и конвекторов.

В случае, если сеть потребителя отделена от тепловой сети, потребитель может осуществлять обслуживание и ремонт своих приборов и систем без необходимости вмешательства в работу источника тепла (котельной установки) и спуска воды из тепловой сети при авариях в сети потребителя.

Для источника тепловой энергии (котельной установки) экономическая выгода от использования независимой системы ещё больше. Улучшается режим работы тепловой сети, повышается эффективность работы систем автоматического регулирования, на источнике тепла имеется отличная возможность контроля за всей тепловой сетью и поддержания её в порядке. Возможные утечки в сети потребителя не приводят к расходу обработанной и обескислороженной, а потому дорогой, воды из котельной. При этом потери воды тепловой сети незначительны, снижается до минимума расход подпиточной воды, существенно уменьшается опасность коррозии тепловых сетей.

Когда коррозия трубопроводов незначительна, вода остаётся чистой, фильтры не забиваются, износ насосов небольшой, счётчики количества тепла работают надёжно.

ТЕПЛОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ В КАЖДОМ ДОМЕ.

При подключении потребителя к тепловой сети по независимой схеме ему требуется теплораспределительная подстанция – индивидуальный тепловой пункт, ИТП.

Оплата потреблённого каждым зданием тепла осуществляется согласно фактическому, измеренному расходу.

Ту же схему можно, конечно, применить и к группе зданий. В этом случае теплораспределительной подстанцией будет служить центральный тепловой пункт, ЦТП.

С точки зрения минимизации расхода энергии в сетях центрального отопления, регулирование расхода и учёт тепла целесообразно осуществлять в индивидуальных тепловых пунктах, по каждому потребителю отдельно. **Применение систем ИТП имеет целый ряд преимуществ по сравнению с ЦТП.** Применение ИТП позволяет учитывать индивидуальные особенности каждого потребителя, что приводит к снижению расхода тепловой энергии и созданию наиболее комфортных условий для потребителя.

ПРЕИМУЩЕСТВА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

1. Общая длина трубопроводов тепловой сети сокращается в два раза.
2. Капиталовложения в тепловые сети, а также расходы на строительные и теплоизоляционные материалы снижаются на 20 - 25 %.
3. Расход электроэнергии на перекачку теплоносителя снижается на 20 - 40%.
4. За счет автоматизации регулирования отпуска тепла конкретному абоненту (заданию) экономится до 15% тепла на отопление.
5. Потери тепла при транспорте горячей воды снижаются в два раза.
6. Значительно сокращается аварийность сетей, особенно за счет исключения из теплосети трубопроводов горячего водоснабжения.
7. Так как автоматизированные тепловые пункты работают «на замке», значительно сокращается потребность в квалифицированном персонале.
8. Автоматически поддерживаются комфортные условия проживания за счет контроля параметров теплоносителей: температуры и давления сетевой воды, воды системы отопления и водопроводной воды; температуры воздуха в отапливаемых помещениях (в контрольных точках) и наружного воздуха.
9. Обеспечивается значительное снижение расхода воды и тепла за счет использования приборов учета.
10. Появляется возможность существенно снизить затраты на внутридомовые системы отопления за счет перехода на трубы меньшего диаметра, применение неметаллических материалов, пофасадно разделенных систем.
11. В некоторых случаях исключается отвод земли под сооружение ЦТП.
12. Обеспечивается экономия тепла на 1 МВт установленной суммарной тепловой мощности до 650 - 750 ГДж/год, затраты на монтажные работы сокращаются на 10% за счет полного заводского исполнения. Срок окупаемости - менее двух лет. Экономия тепловой энергии составляет около 10%.

ИНДИВИДУАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ ПУНКТ

Тепловой пункт представляет собой блок теплораспределительного оборудования заводской готовности для подключения потребителя к тепловой сети. Главными компонентами теплового пункта являются теплообменники отопления, горячего водоснабжения (ГВС) и, при необходимости, вентиляции.

Поскольку тепловой пункт является готовым к подключению и эксплуатации блоком, в него входит, помимо теплообменников, следующее основное оснащение:

- автоматическая электронная система регулирования контуров отопления и ГВС;
- циркуляционные насосы контуров отопления и ГВС;
- термометры и манометры;
- запорные клапаны;
- блок учёта тепла;
- грязевые фильтры.



Рис. 18. Общий вид теплового пункта.

В схеме теплового пункта теплообменники отопления и ГВС подключаются в зависимости от соотношения нагрузок в соответствии с требованиями с требованиями российских норм. Этим достигается максимальное охлаждение теплоносителя (т.е. максимальный съём тепла), что, естественно, снижает необходимый расход воды на каждое здание.

В случае, если для подогрева горячей бытовой воды недостаточно тепла воды, прошедшей через контур отопления, система регулирования переключает теплообменники в режим параллельной работы, и тогда теплопроизводительность системы ГВС увеличивается. Кроме того, можно применять т.н. подключение по схеме заимствования, при которой при мгновенном росте расхода горячей бытовой воды контур отопления перекрывается частично или полностью.

Расчёт теплообменников производится всегда согласно **самым критическим условиям эксплуатации**. Так, теплообменник ГВС рассчитывается на основе летнего режима работы, поскольку летом температура воды тепловой сети находится на минимальном уровне. Расчёт же теплообменника отопления производится на основе зимнего режима работы, при максимальной температуре теплоносителя. Для России применяются следующие расчётные температуры: для теплообменников ГВС - $70^{\circ}\text{C}/42^{\circ}\text{C}$ для первичного контура (тепловая сеть) и $5^{\circ}\text{C}/95^{\circ}\text{C}$ для вторичного контура (система ГВС); для теплообменников отопления - $150^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ для первичного контура (тепловая сеть) и $70^{\circ}\text{C}/95^{\circ}\text{C}$ для вторичного контура (система отопления).

При расчёте теплообменников в целях учёта реальных условий расчётная температура первичного контура системы отопления обычно принимается $130^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$.



Рис.19. Общий вид пластинчатого теплообменника.

Основным компонентом теплового пункта являются теплообменники.

К использованию в тепловых пунктах пластинчатых теплообменников во всем мире пришли в результате сравнительного анализа различных типов теплообменников.

Среди теплообменников всех типов именно пластинчатые теплообменники обладают **самой высокой теплообменной способностью**. Они имеют также целый ряд других **существенных преимуществ** по сравнению с другими типами подобного оборудования:

- благодаря турбулентному потоку теплообмен происходит наиболее интенсивно (принудительная конвекция);
- турбулентный режим работы теплообменника сводит к минимуму загрязнение теплообменных поверхностей;
- пластинчатый теплообменник легко разбирается для обслуживания и ремонта – высокая ремонтопригодность;
- очистка пластинчатого теплообменника (если таковая требуется) требует во много раз меньше затрат труда, чем теплообменников других типов – высокая сервиспригодность;
- объём воды в теплообменнике небольшой, вследствие чего температурное регулирование осуществляется быстро;
- пластинчатые теплообменники могут быть очень гибко подобраны по мощности, а в последствии, при необходимости, их мощность может быть легко изменена;
- в качестве материала пластин может использоваться нержавеющая или кислотостойкая сталь (обычный материал – сталь AISI 304); отсутствует опасность коррозии благодаря возможности правильно подобрать материал пластин;
- конструкция пластинчатого теплообменника такова, что возможные утечки вследствие неправильной сборки легко обнаружить и устранить сразу же.
- вода тепловой сети не может смешиваться с водой сети потребителя.

Поскольку, как сказано выше, именно теплообменники играют наиболее существенную роль, при выборе теплового пункта необходимо в наибольшей степени принимать во внимание тип и характеристики теплообменников.

ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ И ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Как было отмечено выше, задачей теплового пункта является надёжный и эффективный теплообмен между водой тепловой сети и водой, циркулирующей в сети потребителя. Надёжность предполагает применение материала, препятствующего коррозии, и такой конструкции, которая облегчает обслуживание и, при необходимости, очистку.

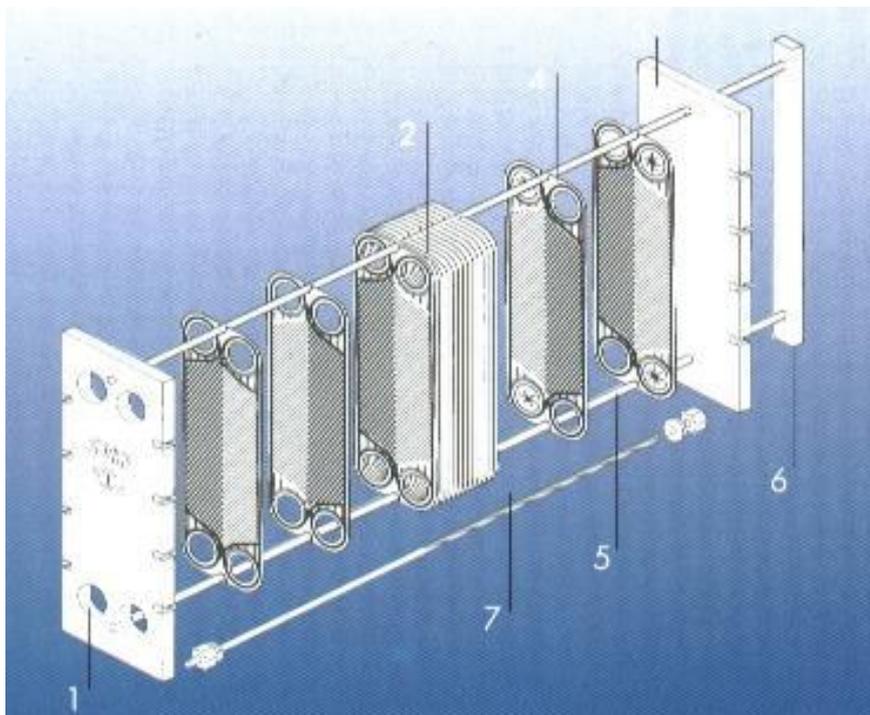


Рис.20. Разборная конструкция пластинчатого теплообменника.

Пластинчатый теплообменник Функе- Мануфактура является **разборным**, т.е. его легко разбирать для контроля, обслуживания и очистки, что чрезвычайно важно, учитывая качество воды на большей территории России.

Для теплообменников системы ГВС очень важно также при любых обстоятельствах полностью исключить возможность попадания воды тепловой сети, в которой могут находиться токсичные химикаты, в воду контура ГВС.

Конструкция теплообменников Функе- Мануфактура такова, что, в случае течи через уплотнение, протекшая вода из любой точки теплообменника, попадает только на его наружную поверхность, где утечка легко может быть замечена, и произведён ремонт. Утечка же непосредственно через пластины (из одного контура в другой) невозможна благодаря применению коррозионно-стойких материалов.

В целях выявления возможных дефектов в части материалов и изготовления, теплообменник подвергается на заводе гидравлическим испытаниям давлением, существенно превышающем рабочее давление.

Как уже отмечалось, с точки зрения потребителя чрезвычайно важно, чтобы теплообменник обладал высокой эффективностью. Пластинчатые теплообменники Функе- Мануфактура более эффективны, чем теплообменники практически всех других типов. Кроме того, пластины этих теплообменников спроектированы и изготовлены специально для использования в системах центрального отопления.

У потребителя через некоторое время после начала эксплуатации теплового пункта может возникнуть необходимость увеличить его мощность – например, при росте отапливаемых площадей. Это легко можно добиться при применении теплообменников Функе- Мануфактура, путём увеличения количества пластин. При этом необходимости осуществлять какие-либо другие монтажные работы не возникает.

С точки зрения источника тепла – котельной установки – важно, чтобы в системах потребителя происходили небольшие потери давления и максимальная утилизация тепла; тогда необходимое количество тепловой энергии может быть передано потребителю меньшим количеством воды, что позволяет добиться существенной экономии.

Конструкция теплового пункта имеет следующую отличительную особенность: вода тепловой сети проходит через несколько ступеней охлаждения, последняя из которых – это холодная вода, которая подогревается для приготовления горячей бытовой воды. Другими словами, **конструкция теплообменников Функе- Мануфактура и тепловых пунктов обеспечивают максимальную утилизацию тепла тепловой сети.**

КОНСТРУКЦИЯ РАЗБОРНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Пластинчатый теплообменник состоит из двух концевых пластин, между которыми десятью натяжными болтами закреплены промежуточные пластины из нержавеющей стали. С помощью регулирующих болтов пластинам обеспечивается правильное положение при сборке (см.рис.20)

При помощи специальных междупластинных уплотнителей поток жидкости распределяется по каналам в требуемом направлении.

Теплообменнику не требуется особого фундамента. Его можно устанавливать прямо на полу. Число пластин теплообменника точно определено для требуемой мощности. Теплообменники проектируются с учётом разницы температур и давлений поступающей с трассы воды.

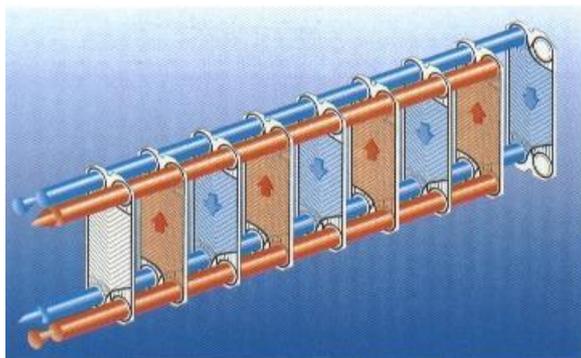


Рис.21. Одноступенчатый теплообменник

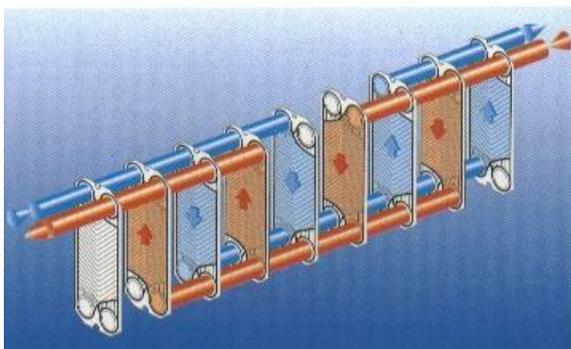


Рис.22. Двухступенчатый теплообменник

ПОДБОР ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Для расчёта теплообменника требуются следующие исходные данные:

- расчётная мощность;
- температуры (реальные) первичного контура (поступающей с трассы воды);
- желаемые (расчётные) температуры вторичного контура (системы потребителя);
- допустимое падение давления в теплообменнике.

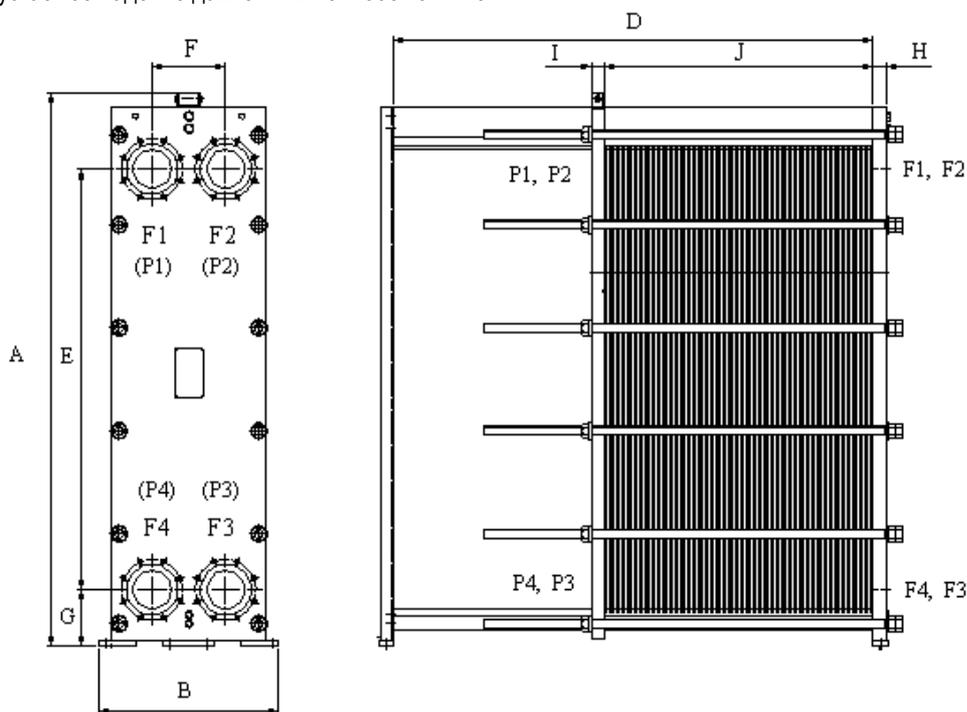


Рис 23. Пластинчатый теплообменник в сборе

Если заказчик не может назвать полных исходных данных, изготовители (проектировщики) могут посоветовать к применению некоторые наиболее распространённые и используемые варианты. Было бы неверно думать, что теплообменники одной мощности имеют отопительные поверхности одинаковых размеров, а соответственно и одинаковое число пластин. Для определения числа тепловых пластин в теплообменнике задаётся температура окружающей среды и допустимые потери давления в теплообменнике.

Далее сравним некоторые наиболее используемые и задаваемые в технических условиях температурные графики и увидим, что разница в числе пластин при одинаковых мощностях может быть очень значительной.

1) При одном и том же количестве пластин мощность тем больше, чем выше:

- температура воды в отопительной трассе (первичный контур);
- разница температур входящей и уходящей воды как первичного, так и вторичного контура (Δt_1 и Δt_2), что напрямую связано со средней разницей температур Δt_k , что, в свою очередь, определяет тепловую мощность:

$$Q = k \cdot \Delta t_k \cdot F(W);$$

$$\Delta t_n = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln (\Delta t_1 / \Delta t_2)} ;$$

Q – тепловая мощность (Вт);

k – коэффициент теплопроводности (Вт/м² ·°K);

F – отапливаемая площадь (м²);

Δt_n – средняя разность (логарифмическая) температур (°K);

t₁⁺ – температура прямого потока на трассе (°C);

t₁⁻ – температура обратного потока на трассе (°C);

t₂⁻ – температура обратного потока отопительной системы (°C);

t₂⁺ – температура прямого потока отопительной системы (°C);

Если $\Delta t_1 / \Delta t_2 \leq 1,8$, то среднюю разность температур можно рассчитывать и так:

$$\Delta t_n \approx \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2} ;$$

Здесь мы не приводим данный расчётный метод. Полностью метод расчёта пластинчатых теплообменников приводится в [12].

2). При одной и той же мощности количество пластин тем меньше, чем больше:

- разность температур в первичном контуре
- разность температур во вторичном контуре
- допустимые потери давления в первичном и вторичном контуре.

3). Нежелательно (см. пункт 1) задавать слишком маленькую разницу температур прямой и обратной воды в первичном и во вторичном контурах.

Пример: Температурный режим 130-75 / 70-95°C приводит к увеличению числа пластин на 40%, чтобы вода вторичного контура охлаждала обратную воду первичного контура с 80°C до 75°C.

Температурный режим 130-70 / 70-95°C, который часто задаётся в технических условиях, практически недостижим, т.к. вода отопительной системы не может охладить воду, поступающую обратно на трассу до собственной температуры. Вышеприведённый режим реален только, если система разомкнута.

Температурный режим 60-20 / 5-55°C, по сравнению с режимом 70-30 / 5-55°C, требует в 4 раза больше пластин, а, по сравнению с режимом 60-25 / 5-55°C, требует в 3 раза больше пластин.

4). Нежелательно (см. пункт 2) задавать слишком маленькие потери давления в теплообменнике. Чем меньше допустимые потери в теплообменнике, тем больше должна быть площадь поверхности теплообмена, а соответственно, растёт число пластин и цена теплообменника. Оптимальными потерями давления можно считать потери до 20 кПа.

Если же мы зададим слишком большие потери давления, это может привести к тому, что придётся устанавливать более мощный насос. В каждом конкретном случае следует находить оптимальное решение.

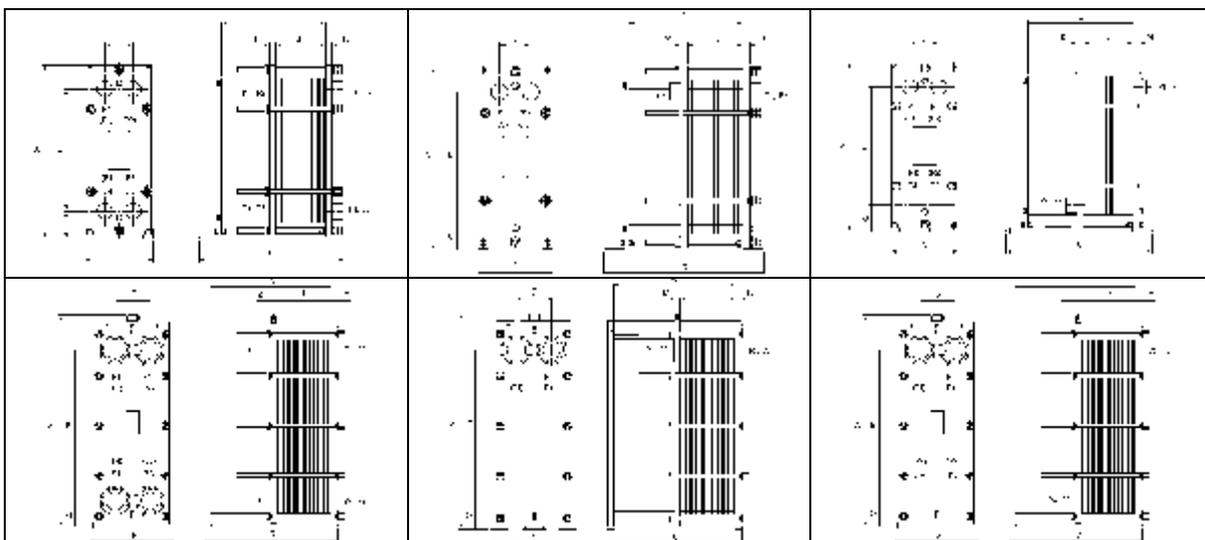


Рис.24. Конструктивные варианты исполнения теплообменников Функе- Мануфактура

КОНСТРУКЦИЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО ПУНКТА

Изготавливаемый на заводе тепловой узел (см. рис....) имеет небольшие размеры; комплектация его такова:

1. Теплообменник для отопления;
2. Теплообменник для горячего водоснабжения;
3. Приборы автоматического управления и контроля;
4. Циркуляционные насосы;
5. Центр управления насосами;
6. Вентили;
7. Термометры и манометры;
8. Электрические кабели теплоузла;
9. Фильтры*;
10. Расширительный бак;
11. Теплосчётчик**;
12. Вентили тепловой сети**.

*) Фильтры должны быть установлены как минимум в четырёх местах:

- на трубопроводе прямой воды теплотрассы (очистка каждые 2 месяца);
- на трубопроводе обратной воды теплотрассы (очистка один раз в месяц);
- на трубопроводе подачи холодной воды (очистка раз в месяц или чаще);
- на циркуляционной трубе ГВС (сначала очистка каждую неделю).

**) Комплекуются по желанию заказчика.

В качестве циркуляционных насосов используются в основном центробежные насосы типа IN-LINE, скорость вращения которых 1500 или 3000 об/мин.

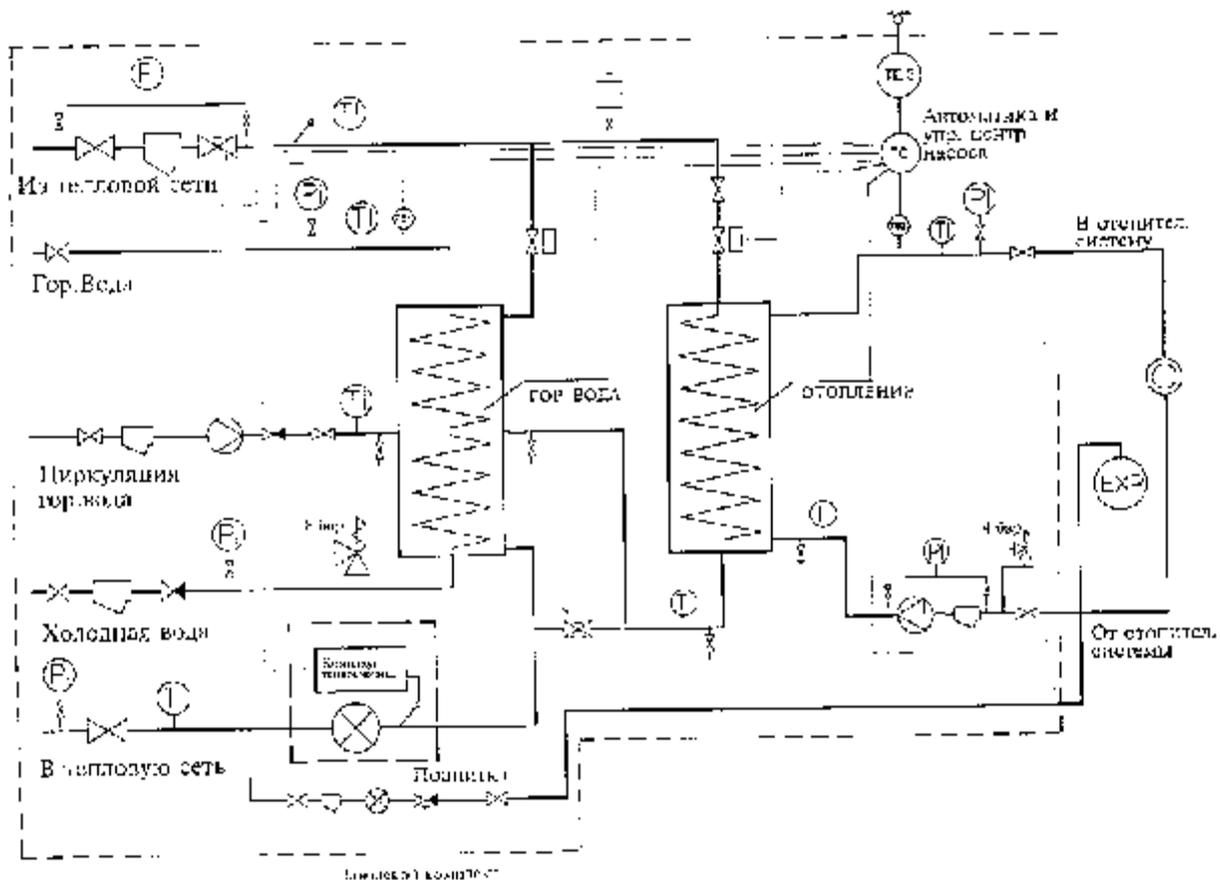


Рис. 25. Тепломеханическая схема индивидуального теплового узла.

АВТОМАТИКА ИТП

Минимальный (самый дешёвый) используемый в тепловых узлах комплект автоматики состоит из:

- центра (блока управления);
- регулирующего вентиля (для отопления и ГВС);
- приводного вентиля (для отопления и ГВС);
- датчика температуры наружного воздуха;
- датчика температуры воды (для отопления, ГВС).

Центр должен быть оборудован, по крайней мере, следующим:

- недельными часами, которые позволяют программировать семидневный период отопления на пониженной температуре;
- регулятором наклона графика отопления;
- регулятором «±» сдвига графика отопления;
- возможностью ручного управления;
- регулятором температуры ГВС;
- лампочками-индикаторами, показывающими открывание, закрывание и остановку вентиля;
- в случае насоса с мокрым ротором, должна быть возможность «тренировки» насоса в летний период.

Использование автоматики позволяет потребителю сберегать тепловую энергию следующим образом:

- отопление осуществляется с учётом индивидуальности здания;
- отопление осуществляется с учётом температуры наружного воздуха;
- отопление – в повременном режиме, т.е. понижение температуры в нерабочее время в рабочих помещениях и в рабочее время в бытовых помещениях.

Основным параметром регулирующего вентиля является квс-число или пропускная способность. В упрощенном виде его можно определить так:

$$\text{квс} = \frac{G}{\sqrt{\Delta p_{RV}}} \quad G = \frac{Q}{\Delta t \cdot 1,63}, \text{ где}$$

G – расход воды ($\text{м}^3/\text{час}$)

$\Delta p_{RV} = \Delta p \cdot (\Delta p_{SV} - \Delta p_{TOR})$

Δp_{RV} - допустимые потери давления для регулирующего вентиля;

Δp_{SV} - сопротивление первичной стороны теплообменника;

Δp_{TOR} - сопротивление арматуры трубопровода, которое состоит из сопротивления фильтра, вентиля, теплосчётчика и трубопровода.

Q - потребляемая мощность (кВт)

Δt – падение температуры воды на теплотрассе ($^{\circ}\text{C}$)

НАСОСЫ.

Элементы отопительной системы

На рис. 26 схематически представлены функциональные элементы отопительной системы. В данном случае речь идёт о циркуляционной системе в чистом виде. Ещё легче понять этот принцип, если представить себе, что вода в трубопроводе должна постоянно находиться в движении. Отопительную систему можно разделить на следующие составные части: элементы, производящие тепло, система переноса тепла и распределения тепла, потребители тепла и регулирующие элементы.

Под элементами, производящими тепло здесь следует понимать отопительные котлы, работающие на газу, на жидком или твёрдом топливе, а также циркуляционные водонагреватели. Здесь также необходимо назвать электрические теплонакопительные устройства с централизованным нагревом воды, теплопередающие станции и тепловые насосы.

Система переноса тепла и распределения тепла включает в себя все трубопроводы, распределительные и накопительные станции и, конечно же, циркуляционный насос.

При расчёте производительности насоса в отопительной установке следует учитывать только потери на трение в трубопроводе. Высота здания не имеет значения, так как вода, которая подаётся насосом в подающий трубопровод, толкает воду в обратном трубопроводе в направлении котла. Возможное остаточное давление на всасывающем патрубке насоса негативно сказывается на продолжительности эксплуатации насоса.

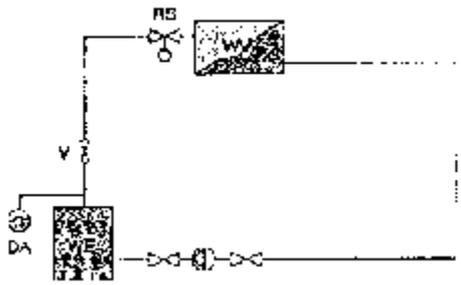


Рис.26: Пример циркуляционной системы (отопительная установка): P циркуляционный насос; V входящий трубопровод; R обратный трубопровод; WE элемент, производящий тепло; WV потребитель тепла; DA расширительный бак; RB регулирующий элемент.

Под потребителями тепла следует понимать отопительные поверхности в отапливаемых помещениях (радиаторы, конвекторы, пластинчатые отопительные элементы и т.п.). Как известно, тепловая энергия перетекает из точек с более высокой температурой в точки с более низкой температурой, и тем быстрее, чем больше разница температур. Эта передача осуществляется тремя различными физическими процессами, а именно:

- Теплопередачей;
- Конвекцией;
- Тепловым излучением.

Без достаточного регулирования сегодня невозможно решить ни одну техническую проблему. Таким образом, само собой разумеется, что в любой отопительной установке также имеются регулирующие системы. Проще всего назвать здесь термостатические вентили для поддержания постоянной температуры в помещении. Но также и в отопительных котлах, смесителях и, конечно же, в насосах имеются современные механические, электрические и электронные регулирующие устройства

ВОДА КАК СРЕДСТВО ДЛЯ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА

В современных системах отопления и горячего водоснабжения вода используется для транспортировки тепла от производителя тепла к потребителю тепла. Следует выделить следующие свойства воды как транспортного средства:

- теплоаккумулирующая способность;
- увеличение объема, как при нагревании, так и при охлаждении;
- связанное с этим уменьшение плотности;
- испаряемость под воздействием внешнего давления.

Мы полагаем, что следует описать данные свойства более подробно.

Удельная теплоёмкость

Важнейшим качеством любого теплоносителя является его теплоаккумулирующая способность. Если отнести теплоаккумулирующую способность к массе и разнице температур материала, то можно получить удельную теплоёмкость. Символ удельной теплоёмкости - c , единица измерения - кДж/(кг · К).

Таким образом, удельная теплоёмкость - это то количество тепла, которое необходимо затратить для увеличения температуры 1 кг материала на 1 К. И наоборот, при охлаждении материала он отдаёт такое же количество тепла.

Кубик воды (1000 см³) содержит при 4°C 1000г

Для воды при температуре от 0° до 100°C средняя удельная теплоёмкость имеет следующее значение:

$$c = 4,19 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)} \text{ или } c = 1,16 \text{ Вт} \cdot \text{ч / (кг} \cdot \text{К)}.$$

Количество тепла Q , подаваемого и отводимого, измеряется в Дж или кДж представляет собой произведение массы m , измеренной в кг, удельной теплоёмкости c и разницы температур Δv , измеренной в К. Это разница между температурой на входе в отопительную систему и на выходе.

$$1000 \text{ см}^3 \text{ воды (90°C)} = 965,3 \text{ г}$$

Объём теплового расширения

$$35,95 \text{ см}^3 \gg 34,7 \text{ г}$$

Формула для вычисления количества тепла имеет следующий вид:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta v$$

Масса m равна произведению объёма воды V , измеренному в м³, на плотность воды ρ , измеренную в кг/м³. В виде формулы это может быть представлено в следующем виде:

$$Q = V \cdot \rho \cdot c \cdot (v_W - v_R)$$

Плотность воды изменяется при изменении температуры воды. Для упрощения расчётов используется следующее значение плотности: $\rho = 1 \text{ кг/дм}^3$ при температуре от 4°C до 90°C. Физические понятия энергия, работа и количество тепла тождественны. Для пересчёта Джоулей в другие допущенные единицы измерения используется следующее соотношение:

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ Вт} \cdot \text{с} \text{ или}$$

$$1 \text{ МДж} = 0,278 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

Увеличение объёма

Все вещества на Земле расширяются при нагревании и уменьшаются при охлаждении. Единственное вещество, которое является исключением из этого правила, - вода.

При температуре +4°C плотность воды максимальная, и она равна:

$$1 \text{ дм}^3 = 1 \text{ л} = 1 \text{ кг}$$

Когда температура воды снижается ниже этого пункта или повышается выше него, то объём воды увеличивается, то есть плотность воды уменьшается; уменьшается и удельный вес воды. Данный процесс изображён на рис.27: резервуар с измеренным объёмом теплового расширения.

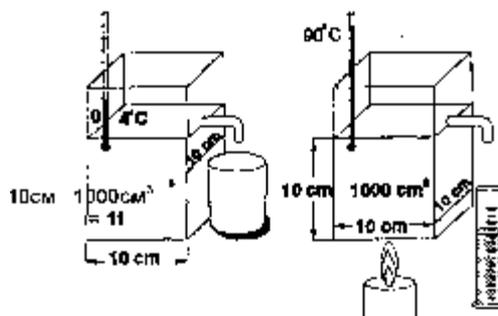


Рис.27

В резервуаре находится ровно

1000 см³ воды при температуре $t = 4^\circ\text{C}$.

Если вода нагревается, то её определённое количество выливается в измерительный стакан. Если температура воды поднимается до 90°C, то в измерительном стакане оказываются 35,95 см³, что соответствует 34,7 граммам.

Тепловое расширение воды

В системах отопления температура воды в подающем трубопроводе составляет до 90°C. При этом вода, которой заполняется трубопровод, имеет температуру, равную приблизительно 10°C. Следует исключить ситуацию с вытеканием воды, как это показано на рисунке 27. Когда в летний сезон отопление отключается, то вода снова приобретает прежний объём. Таким образом, необходимо предусмотреть установку достаточно большого приёмного резервуара для того объёма воды, который образуется при её тепловом расширении.

В старых отопительных установках устанавливались открытые расширительные баки. Такие баки устанавливались всегда в самой верхней точке отопительной системы. При повышении температуры, то есть при тепловом расширении воды, уровень воды в таком баке повышается. И, наоборот, при понижении температуры - он снижается

В современных отопительных установках используются мембранные расширительные баки (рисунок 28). При поставке бак заполнен азотом, который находится под давлением (давление на входе: от 0,5 до 1,5 бар). Вода, образующаяся при тепловом расширении, поступает в бак и надавливает на газовую подушку через мембрану. - Так как газы можно сжать, а жидкости -нет!



Рис. 28. Схема работы

мембранного расширительного бака

ПОДБОР МЕМБРАННОГО РАСШИРИТЕЛЬНОГО БАКА

При выборе расширительного бака необходимо учитывать его давление смещения, максимальное рабочее давление (при котором открывается защитный клапан) и ёмкость отопительной системы.

Одна из простейших формул:

$$V = \frac{e \cdot c}{1 - P_i / P_e}$$

e - коэффициент расширения воды (выбирается по таблице)

c - ёмкость отопительной системы, л

P_i - давление смещения расширительного бака, атм

P_e - давление открытия защитного клапана расширительного бака, т.е. максимальное рабочее давление, атм.

Зависимость коэффициента расширения ϵ от температуры

°C	ϵ	°C	ϵ
0	0,00013	65	0,198
10	0,00027	70	0,0227
20	0,00177	75	0,0258
30	0,00435	80	0,0290
40	0,00782	85	0,0324
50	0,0121	90	0,0359
55	0,0145	95	0,0396
60	0,0171	100	0,0434

Пример: Высота дома 15 м, ёмкость отопительной системы 500 литров. Максимальное давление расширительного бака 4 бар, средняя температура воды 90°C.

Объём расширительного бака:

$$V = \frac{0,035 \times 500}{1 - 2,5 / 5,0} = 35 \text{ л}$$

Для быстрого и удобного определения объёма расширителя и подбора его модели многие фирмы-изготовители разработали специальные номограммы.

Если расчёт ёмкости отопительной системы не произведён или его трудно вычислить, его можно определить путём умножения значения мощности отопительной системы в кВт на коэффициент W (л/кВт). Коэффициент W зависит от типа используемых в системе отопительных приборов:

конвекторы	$W = 5,2$
панельные радиаторы	$W = 8,3$
чугунные радиаторы	$W = 12 - 14$

Охлаждение воды

Также если температура воды опускается ниже 4°C, вода расширяется. Благодаря этой аномалии зимой мы можем наблюдать, как поверхность рек и озёр покрывается льдом. Именно поэтому льдины держатся на поверхности воды. И только благодаря этому весеннее солнце может растопить эти льдины. Солнце не смогло бы этого сделать, если бы лёд погружался бы на дно, то есть если бы увеличивался его удельный вес.

Но такое расширение воды таит в себе и определённые опасности. Так, например, моторы автомобилей и трубопроводы лопаются, если в них замерзает вода. Для того, чтобы избежать этого, в воду добавляется антифриз. В отопительных системах в качестве антифриза используется гликоль.

Испаряемость воды

Когда воду разогревают до температуры свыше 90°C, то при температуре в 100°C она превращается в пар. Если при испарении измерить температуру воды, то можно установить, что она держится на постоянном уровне в 100°C до тех пор, пока не испарится последняя капля. Таким образом, приток тепла полностью используется для испарения воды, то есть для изменения её агрегатного состояния. Эту энергию называют латентным (скрытым) теплом. Если затем продолжить нагрев, то происходит увеличение температуры пара. Эта зависимость показана на рисунке 29.

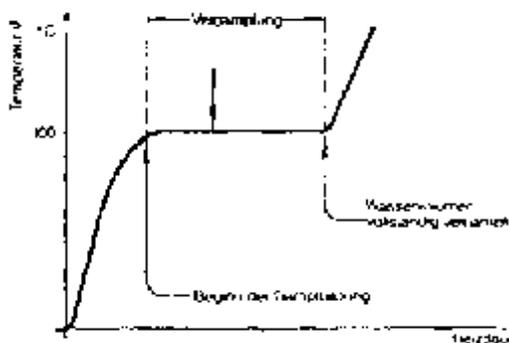


Рис.29

Основным условием, обеспечивающим протекание процесса в соответствии с графиком рисунка 29, является нормальное атмосферное давление в 1013 мбар. При любом другом атмосферном давлении температура кипения воды отличается от 100°C. При повторении описанного опыта, но уже на высоте 3000 м на вершине какой-либо горы, можно установить, что вода закипает уже при 90°C. Причиной этого является уменьшение атмосферного давления с увеличением высоты. Чем меньше атмосферное давление на поверхности воды, тем ниже температура кипения. И наоборот, повышения температуры кипения можно достичь увеличением давления. Данный принцип используется в специальной посуде для приготовления пищи.

Отопительные системы также осознанно эксплуатируют при избыточном давлении. Таким образом, предотвращается образование пузырьков пара даже при критическом режиме работы. Благодаря избыточному давлению исключается возможность проникновения воздуха снаружи в водную систему.

Температура кипения воды меняется в зависимости от давления. При давлении в 2 бара температура кипения воды составляет уже до 120°C.

Защита от избыточного давления

При повышенном давлении в установке следует принять меры, предотвращающие воздействие недопустимой сжимающей нагрузки на трубы и другие части установки. Поэтому отопительная установка должна быть оснащена предохранительным клапаном. Он должен открываться при избыточном давлении в 2,5 бара и выпускать воду, образующуюся при тепловом расширении, ту воду, которую не принял мембранный расширительный бак. - В тщательно спроектированной установке подобная ситуация не должна возникать никогда.

Прежде при расчётах вообще не учитывали того факта, что циркуляционные насосы ещё больше повышают давление в отопительной установке. Очень важно учитывать взаимодействие таких факторов, как максимальная температура воды, тип выбранного насоса, размер расширительного бака и момент срабатывания предохранительного клапана. Нельзя допускать случайного выбора частей установки, исходя только из закупочной цены.

Рабочее давление установки

В отопительном контуре следует принципиально различать 2 различных вида давления:

1. Статическое давление существует всегда

Статическое давление можно определить двумя способами. Во-первых, на основании уровня заполнения открытого расширительного бака над заданной расчётной точкой. Во-вторых, статическое давление зависит от давления на входе в мембранный расширительный бак. Поэтому было бы целесообразно установить в непосредственной близости от входа в расширительный бак манометр.

2. Производимый циркуляционным насосом перепад давления

Перепад давления служит для преодоления суммы всех потерь на трении в трубопроводе, то есть за счёт него вода поддерживается в постоянном движении. Перепад давления суммируется со статическим давлением.

Но из-за постоянного снижения давления насоса из-за потерь на трении в трубопроводе, арматуре, котле и у потребителей в каждой точке установки возникает своё рабочее давление.

В одной из следующих глав напор насоса будет рассматриваться в качестве перепада давления. И тогда статическое давление уже не будет рассматриваться столь подробно.

ФУНКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы по своей конструкции и способу преобразования энергии являются гидравлическими машинами, преобразующими механическую энергию в энергию потока. Несмотря на то, что имеется большое число различных конструкций, во всех центробежных насосах жидкость поступает аксиально в рабочее колесо.

Электродвигатель приводит в движение вал насоса, на котором находится рабочее колесо. Поступающая через всасывающий патрубок и в дальнейшем через горловину рабочего колеса в осевом направлении вода меняет своё направление движения в каналах рабочего колеса на радиальное. Воздействующие на каждую частицу жидкости центробежные силы вызывают повышение статического давления, а также и скорости при прохождении жидкости через каналы рабочего колеса. После рабочего колеса жидкость собирается в спиральном корпусе, при этом, благодаря специальной конструкции корпуса, скорость движения жидкости замедляется, благодаря этому превращению энергии происходит дальнейшее повышение статического давления.

Такое повышение давления в насосе называется напором. Полученное в насосе повышение давления и производительность зависят друг от друга. Эта зависимость показывает характеристику насоса.

ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСА

Характеристика циркуляционного насоса представлена на диаграмме (рис. 30): На вертикальной оси (ордината) обозначается напор H насоса в метрах (м). Возможна другая система координат. При этом используется следующий пересчет значений:

1 бар = 10 м или

1 бар = 100000 Па или

1 бар = 100 кПа.



Рис.30

Характеристика насоса

На горизонтальной оси (абсцисса) наносится производительность V насоса в кубометрах в час ($\text{м}^3/\text{ч}$). Также возможна размерность в ($\text{л}/\text{с}$).

Характеристика потока указывает зависимость перехода электрической энергии привода (при учете суммарного коэффициента полезного действия) насоса в два, уже упомянутых, вида гидравлической энергии, в статическое давление (повышение давления) и динамический напор (транспортировка жидкости). Если насос работает на закрытую задвижку, то возникает только статическое давление. В этом случае говорят о нулевой производительности насоса. Если задвижку начать медленно открывать, то жидкость начинает устремляться в открывшееся отверстие. Вследствие этого часть электрической энергии переходит в энергию движения

жидкости. Первоначальное давление, в этом случае, больше не будет сохраняться. Поэтому, характеристика насоса имеет пологий вид с изменением напора и производительности. Теоретически, точка пересечения характеристики насоса с осью производительности достигается, если жидкость содержит энергию движения и отсутствует статическое давление. Так как система трубопроводов всегда имеет внутренние сопротивления, то реальная характеристика насоса кончается перед пересечением с осью производительности.

Характеристика сети

Это внутреннее сопротивление сети трубопроводов ведет к потере давления переданного жидкости по всей длине сети. Эта зависимость представлена в графике характеристики сети (рисунок 31). Для этого используют такую же диаграмму как для графика характеристики насоса.

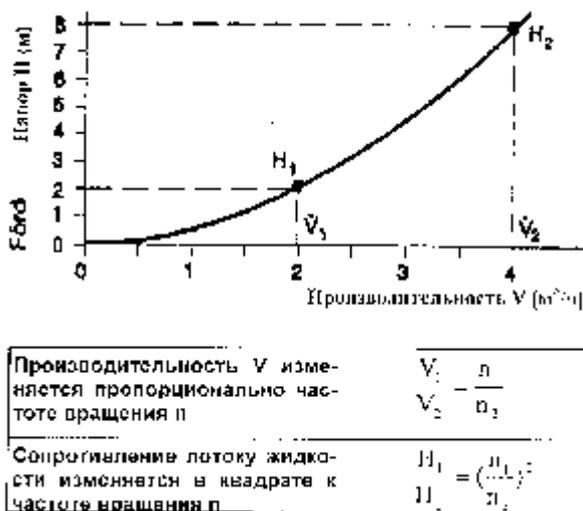


Рис 31. Характеристика сети

Характеристика протекания жидкости в системе показывает общие сопротивления потоку: причиной сопротивления сети трубопроводов являются трения воды по стенам трубы, трениями капель воды между собой и изменениям направления движения жидкости в арматуре. При изменении объема перекачиваемой жидкости, например, вследствие открытия или закрытия термостатических вентилей, изменяется также скорость воды и соответственно сопротивление сети трубопроводов. При рассмотрении неизменного поперечного сечения трубы, как прохождение жидкости через одинаковую площадь, наблюдается следующая квадратичная зависимость:

$$H_1 / H_2 = [V_1 / V_2]^2$$

где H_1 и H_2 в (м) сопротивления потоку жидкости при соответствующем объеме V_1 и V_2 в (м³/ч) различные объемы перекачиваемой жидкости. При построении графика зависимости возникает форма параболы.

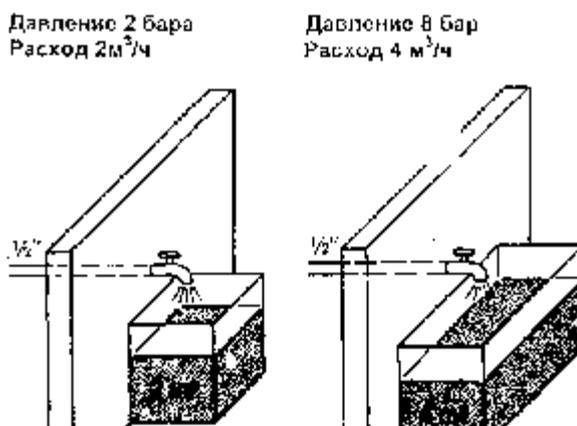


Рис.32

Влияние частоты вращения мотора

Если изменяют частоту вращения насоса при неизменных технических параметрах системы, то пропорционально изменяется производительность. Согласно предыдущим условиям, напор изменяется в квадрате к частоте вращения.

$$V_1 / V_2 = n_1 / n_2 ; H_1 / H_2 = [n_1 / n_2]^2$$

где, n_1 и n_2 в (об / мин) различные частоты вращения насоса. В связи с этой зависимостью можно включать насос либо на различной ступени частоты вращения, либо регулировать его бесступенчато. Зная это можно подобрать напор и производительность, оптимально приспособиваясь к потребностям системы.

Пример применения

Если уменьшить объемный поток в два раза при неизменной сети трубопроводов, то сопротивление потоку уменьшается в четыре раза. Если увеличить объемный поток в два раза, то сопротивление потоку увеличивается в четыре раза. В качестве примера может служить процесс вытекания воды из крана (Рис.32). При давлении величиной 2 бара, что соответствует напору насоса около 20 м, из водопроводного крана с условным проходом DN 1/2 " поступает вода объемом 2 м³/ч. Для увеличения объемного потока в два раза до 4 м³/ч необходимо увеличить давление или напор насоса в 4 раза, с 2 до 8 бар.



Рис.33

Рабочая точка насоса

Там, где характеристика насоса пересекается с характеристикой сети (Рис.33), называется актуальной рабочей точкой системы отопления или установки водоснабжения. Это говорит о том, что в этой точке господствует равновесие между мощностью напора насоса и мощностью сопротивления сети трубопровода. Напор насоса так же велик, как гидравлическое сопротивление установки. Из этого следует, что при изменении производительности, которую может обеспечивать насос, рабочая точка также изменяется. Проектировщик должен рассчитать рабочую точку установки при максимальной нагрузке. При выборе циркуляционного насоса для системы отопления критерием является нормы тепловой потребности здания, при выборе повысительного насоса критерием является максимальный расход при открытии всех точек водоразбора.

Все другие рабочие точки, которые в процессе эксплуатации отличаются от установленной, лежат на графике характеристик слева от этой рассчитанной рабочей точки.

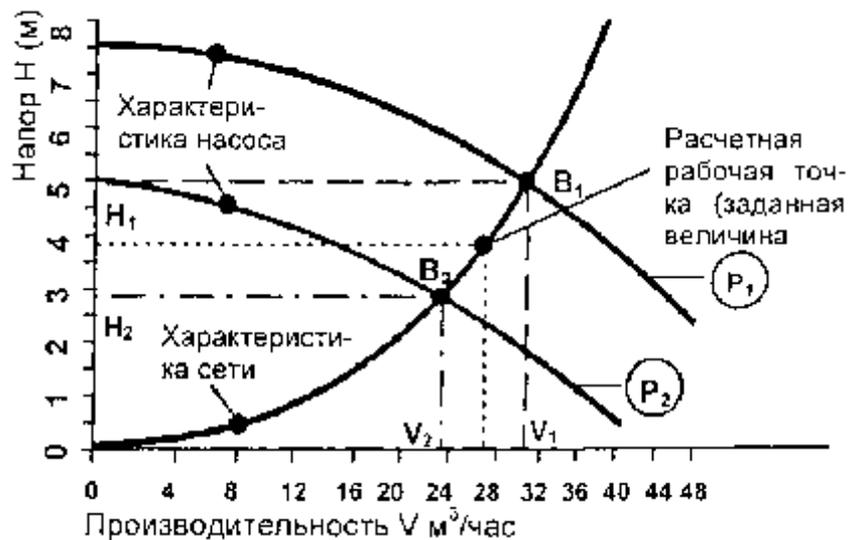


Рис.34

ВЫБОР НАСОСА (Рис.34)

Предположим что, расчет расхода тепла для отопительной установки жилого блока дал итоговую мощность системы $Q_N = 632$ кВт. При разнице температур между подающим и обратным трубопроводами величиной 20 К требуется производительность насоса $V = 27,2$ м³/ч. В качестве сопротивления потоку жидкости был определен напор величиной $H = 3,90$ м. Для этой рабочей точки нужно теперь выбрать подходящий насос. При этом нужно заметить, что это было бы чистой случайностью, если бы мы нашли в каталоге насос, идеально удовлетворяющий требованиям расчета.

На рисунке 34 получены две рабочие характеристики насоса, которые дают рабочие точки V_1 , и V_2 и расположены над и под вычисленной рабочей точкой. Точки пересечения кривой характеристики сети трубопроводов с обеими характеристиками насосов дают в итоге следующие рабочие точки:

Насос PU₁: $V_1 = 30,7$ м³/ч при $H_1 = 5,00$ м

Насос PU₂: $V_2 = 23,8$ м³/ч при $H_2 = 2,80$ м

Отклонения dV от желаемого объемного потока жидкости составляют, таким образом, для:

насоса PU₁: $dV_1 = + 3,5$ м³/ч, т.е. + 12,9%

насоса PU₂: $dV_2 = - 3,4$ м³/ч, т.е. -12,5%.

Рассчитанная рабочая точка, как описано выше, представляет собой состояние системы при максимальной нагрузке. Но такие условия случаются крайне редко. Наибольшую часть отопительного сезона необходима незначительная потребность в тепловой энергии.

Поэтому, если есть сомнения, то всегда выбирают меньший циркуляционный насос для системы отопления. И вследствие этого выбора достигаются нижеследующие преимущества:

меньший насос означает меньшую стоимость;

он будет потреблять меньшее количество электроэнергии;

более низкая скорость движения жидкости уменьшает шумы:

В насосе

В сети трубопровода

В термостатических вентилях.

Страх перед выбором насоса с нижними параметрами является необоснованным.

Потребляемая мощность циркуляционных насосов

Электродвигатель вырабатывает энергию, как описано выше, для вращения вала насоса, на котором установлено рабочее колесо. Произведенное в насосе повышение давления и подача объема жидкости являются результатом перехода электрической энергии в гидравлическую энергию.

Вырабатываемая мотором энергия является потребляемой мощностью насоса.

Характеристика потребляемой мощности насосов

Характеристика потребляемой мощности циркуляционных насосов также представляются на графике:

На вертикальной оси, ординате, находится потребляемая мощность P насоса в Ваттах (Вт). На горизонтальной оси, абсциссе, наносится, точно так же как на характеристике насоса, производительность V насоса в кубометрах в час (м³/ч). Шкала графика выбирается, при этом, в одинаковом масштабе. Оба этих графика часто представляются в каталогах вместе, чтобы была возможность (рисунок 26), наблюдать связь между параметрами насоса.

Зависимость между потребляемой мощностью и объемом перекачиваемой жидкости указывает на следующее отношение: При незначительном объемном потоке мотор потребляет минимальное количество электроэнергии. Потребляемая мощность растет с возрастанием перекачиваемого объема. При этом эта зависимость возрастания выполняется в определенном соотношении.

Влияние частоты вращения

Если изменяют частоту вращения вала насоса при неизменных технических условиях системы, то потребляемая мощность P изменяется в третьей степени к частоте вращения n .

$$P_1 / P_2 = (n_1 / n_2)^3$$

где n_1 и n_2 в (об/мин), соответственно, различная частоты вращения насоса и P_1 и P_2 в (Вт), соответственно, различные потребляемые мощности.

Зная это и описанную в прежней главе связь, можно рационально регулировать насос и оптимально приспосабливать его к потребностям системы в тепловой энергии.

Если удвоить частоту вращения, то производительность повышается в таком же соотношении. Сопротивления движению жидкости возрастет в четыре раза. Необходимое количество энергии возрастает, в этом случае, приблизительно в восемь раз (таблица 7).

Если уменьшают частоту вращения, то уменьшаются производительность, сопротивление протекания жидкости в сети трубопроводов и потребляемая мощность согласно условиям описанным выше.

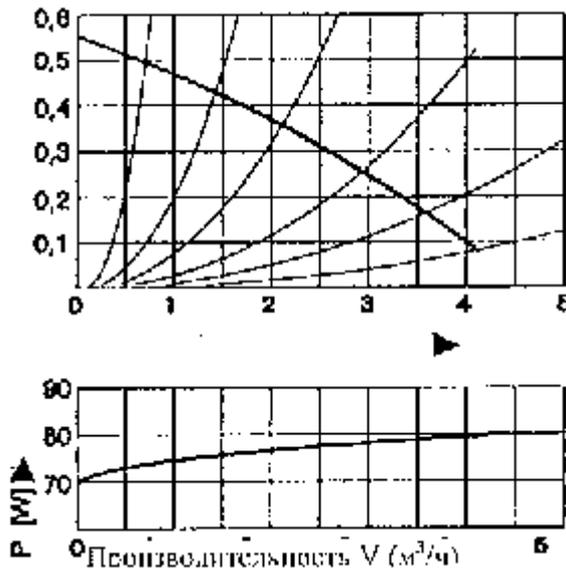


Рис.35

Сравнение частоты вращения

В таблице 7 находится, в первую очередь, сравнение между высокоскоростным насосом ($n < 2800$ об/мин), например, типа RS/TOP-S и низкоскоростной насос ($n < 1400$ об/мин), например, типа RP/P. Знания, полученные выше, являются результатом этого сравнения.

Разумеется, конструкция мотора низкоскоростного насоса несколько дороже и, соответственно, несколько выше цена этих насосов. Однако там, где по техническим требованиям к контуру отопления необходимо использовать низкоскоростной насос, управление высокоскоростным насосом, возможно, приведет к более высокому потреблению электроэнергии.

И наоборот, стоимость насоса со снижением частоты вращения более высокая, но это приводит к значительной экономии потребляемой электроэнергии. Дополнительные капитальные затраты будут быстро компенсированы.

Второе сравнение в таблице 7 рассматривает отрегулированное снижение частоты вращения согласно требованиям отопительной мощности. В этом случае постепенное переключение на пониженные обороты или бесступенчатое регулирование с помощью электроники насосов отчетливо показывает эффект экономии.

Таблица 7

			Отношение	Значение	Увеличение	Уменьшение
Число оборотов	n	(1/мин)	X	1	2	0,7
Подача	V	(м ³ /ч)	X	1	2	0,7
Напор	H	(т)	X ²	1	4	0,5
Потребляемая мощность	P	(Вт)	X ³	1	8	0,35

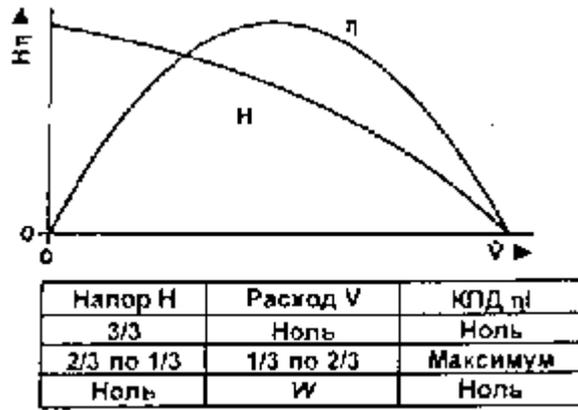
Коэффициент полезного действия насоса

Коэффициент полезного действия любой машины, или уже упомянутый коэффициент эффективности, является отношением полученной мощности к выданной мощности. Это отношение обозначается греческой буквой η (eta).

Адаптация насосов к системе трубопроводов

Известно, что производительность, которую должен обеспечивать циркуляционный насос системы отопления, зависит от необходимого количества тепла для отопления здания. Напор определяется существующим сопротивлением на трение в трубах. При установке новой системы отопления значения параметров легко рассчитываются по компьютерным программам, которые сегодня выпускаются высокого качества.

При реконструкции уже существующих отопительных установок этот расчет будет произвести уже сложнее. Отопительную нагрузку еще можно определить по различным приблизительным расчетом до некоторой степени точности; для расчета же потерь в системе трубопроводов нет подобного приближенного метода.



Производительность насосов

Рис.36

Если в отопительной системе установлен новый насос с мокрым ротором, то значение его производительности можно определить по следующей формуле:

$$V = 0,86 \cdot Q_N / \Delta v$$

где,

V - производительность насоса в рабочей точке в (м³/ч)

Q_N - тепловая потребность здания по DIN 4701 в (кВт)

Δv - разница температур между подающим и обратным трубопроводами в (K)

Умножающий коэффициент 0,86 для пересчета размерностей 860 ккал = 1 кВт.

В некоторых книгах по специальности отопление можно найти и обратную величину 1,163x10⁻³ кВт/ккал в качестве дробного коэффициента. Кроме того, умножающий коэффициент содержится в формуле для учета десятичной степени.

Расчетное значение или "Нормальные условия" берется к расчету для нормальной наружной температуры в месте обогрева здания или оценивается с приемлемым допуском.

Пример расчета

Тепловая потребность среднего дома для одной семьи старой постройки, согласно выполненному расчету, составляет 23,25 кВт. При разнице температур 20K (v_v = 90°C, v_R = 70°C) необходимая подача получается из:

$$V = 0,86 \cdot 23,25 / 20 = 1,0 \text{ м}^3/\text{час}$$

Если такое же здание отапливать с меньшей разницей температур, например 5 K с системой обогрева пола, то циркуляционный насос должен давать четырехкратную производительность, т.е. 4 м³/ч, чтобы подавать необходимое количество тепловой энергии от источника производства тепла к источнику потребления тепла.

Допустимое отклонение от расчетных параметров

Если тепловая потребность здания с неизвестной системой трубопроводов может определиться только с помощью приближенных вычислений, то возникает вопрос правильности расчетов после получения результата.

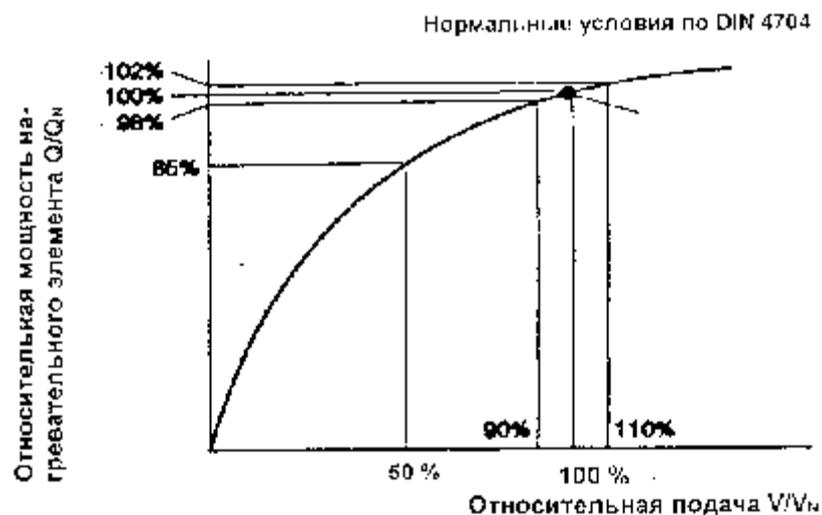


Рис.37

На этом рисунке показана следующая зависимость: если уменьшается производительность V примерно на 10 %, то нагревательный элемент получает тепловую энергию Q всего примерно на 2 % меньше. Если увеличить производительность V примерно на 10 %, то нагревательные элементы будут получать примерно на 2 % больше тепловой энергии.

Причина этого лежит в том, что скорость воды в нагревательном элементе находится в непосредственной зависимости от производительности. Более высокая скорость потока означает более короткое время взаимодействия жидкости в нагревательном элементе. При снижении скорости потока остается большее количество энергии переданной жидкостью и больше времени для передачи тепла в помещение.

Ошибочным является мнение, что необходимо выбирать насос, на основе так называемого «чувства страха», с большими параметрами.

Выбор насоса с нижними параметрами, при сравнении, имеет незначительную разницу, т.к. даже при производительности, равной 50% от максимальной, отопительный прибор будет отдавать в помещение около 85% тепловой энергии.

ЛИТЕРАТУРА:

1. John Siegenthaler, P.E. "Modern Hydronic Heating" Delmar Publishers, 1995
2. "New Vent Sizing Tables" American Gas Association, Catalog No.T20002
3. "National Fuel Gas Code" ANSI Z223.1 American Gas Association
4. "Chimneys, Fireplaces and Solid Fuel-Burning Appliances" NFPA211, National Fire Protection Association
5. "ASHRAE Handbook" Equipment Volume, Chapter on Chimneys, ASHRAE
6. R.L.Stone "A Practical General Chimney Design Method" ASHRAE Transactions 1971, Paper No.2175.
7. "An Interactive Personal Computer Program for Design and Analysis of Venting Systems for One or Two Gas Appliances" Users Manual for Vent II (Version 4.1) 1990, Gas Research Institute.
8. **Лобзин И.Р., Маевский М.А., Глодский Б.А. Проектные и инструктивные материалы института МосгазНИИпроект.**
9. Еремкин А.И., Королева Т.И. «Тепловой режим зданий» Издательство Ассоциации строительных вузов, М.2001.
10. Пухгал В.А. «Расчёт водопотребления на горячее водоснабжения для эксплуатируемого жилищного фонда» Журнал «Инженерные системы» № 2, 2002. С-Пб.
11. Апарцев М.М. «Наладка водяных систем централизованного теплоснабжения», Энергоатомиздат, М. 1983.
12. "Heat Exchanger Stations. Boiler Plants", Russian Edition, ТКН-ΛΑΜΠΟ ΟΥ, ΚΤΤ.
13. СП 41-101-95 "Проектирование тепловых пунктов" Госстрой России. Москва, 2001.
14. Журнал АВОК 5 2002 В.Л.Грановский, С.И..Прижижецкий Статья «Система отопления жилых зданий массового строительства и реконструкции с комплексным автоматизированием теплоснабжения».
15. Журнал АВОК 1 1998 А.В.Шляпин Статья «Автономные источники теплоснабжения»
16. «Азбука насосов» издание WILLO.

Россия, 191119, Санкт-Петербург, Лиговский пр. 120А, офис 5Н

Тел./факс (812) 380-79-49, 572-20-26

e-mail: mail@termot.com