

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Тульский государственный университет»**

Кафедра "Санитарно-технических систем "

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ
по дисциплине

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Направление подготовки: 270800 - СТРОИТЕЛЬСТВО

Профиль подготовки: Теплогазоснабжение и вентиляция

Квалификация (степень) выпускника: бакалавр

Форма обучения: очная, заочная, заочная сокращенная

Тула-2011

СОДЕРЖАНИЕ

1 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ...	3
2. НАПРАВЛЕНИЯ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА В ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ, ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ, СХЕМЫ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ	18
3. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛА, КОГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ.....	41
4. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК	54
5. ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ	87
6. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ЗДАНИЯ. ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ.....	109
7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС ПРЕДПРИЯТИЯ	144

1 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ

1.1 эффективные объемно-планировочные решения, практические данные по резервам энергосбережения за счет коэффициента компактности здания

Направления энергосбережения:

уменьшение теплопотерь через ограждающие конструкции,
использование низкопотенциальных вторичных энергоресурсов
исключение нецелесообразных режимов работы систем отопления

Структура теплопотерь в современном здании складывается из потерь тепла через стены и перекрытия (по данным разных источников - от 20 до 40%), окна (около 20%), в сумме они составляют теплопотери через ограждения $Q_{огр,}$ и потерь за счет выноса тепла в процессе естественной и искусственной вентиляции Q_v (от 40 до 60%).

В соответствии с уравнением теплопередачи тепловой поток через ограждения равен

$$Q_{огр} = \kappa F_{огр} \Delta t = F_{огр} (t_v - t_n) / R_{огр}, \quad (1)$$

где κ – коэффициент теплопередачи, $R_{огр}$ – термическое сопротивление ограждений, $F_{огр}$ – площадь ограждений, Δt – температурный напор, t_v, t_n – температуры внутреннего и наружного воздуха.

Из этого выражения ясны возможные пути уменьшения теплопотерь, они заключаются в уменьшении каждого из сомножителей, а именно:

- в уменьшении площади ограждений $F_{огр}$
- в уменьшении κ (увеличении термического сопротивления ограждений $R_{огр}$),
- в уменьшении температурного напора Δt

1. Уменьшение поверхности ограждений может достигаться рациональной формой здания, рациональной с точки зрения минимально возможной наружной поверхности здания при заданном его объеме. Количественно такую характеристику можно оценить коэффициентом компактности

$$K_k = F/V, 1/m, \quad (2)$$

где F, V – наружная поверхность и объем.

Как известно, предельной величиной K_k обладает шар, из прямоугольных фигур, что более приемлемо для зданий, приближается к такой характеристике куб, т. е. здание с одинаковой шириной, длиной и высотой. Так, при одинаковой поверхности шара и куба соотношение коэффициентов компактности

$$K_{kшар}/K_{kкуб} = 0,72$$

Пропорциональное увеличение размеров здания способствует уменьшению коэффициента компактности, так, при увеличении объема здания от 1 тыс. m^3 до 100 тыс. m^3 коэффициент компактности

уменьшается с 0, 5 до 0,1.

По данным проектов, с увеличением строительного объема зданий от 10 до 40 тыс.м³ средняя величина удельного теплопотребления снижается с 481 до 430 кДж/(м²ГСОП), т.е. примерно на 10%.

Если рассматривать отдельно влияние этажности здания, то при увеличении этажности с 2 этажей до 4 удельное потребление тепла снижается с 513 кДж/(м²ГСОП) до 407 кДж/(м²ГСОП) т.е. на 21%. Эти данные убедительно подтверждают, что целесообразно подобранные при проектировании архитектурно- планировочные параметры здания позволяют в процессе эксплуатации существенно уменьшить затраты на отопление.

Необходимо отметить также, что удельное теплопотребление уменьшается примерно на 10% на каждый этаж при увеличении этажей с 2 до 5, в то время как по действующим нормативам эти здания объединены в одну группу с одинаковой нормой теплопотребления.

Для нескольких видов объемно- планировочных решений, приведенных на рис., коэффициенты компактности зданий составляют:

$$K_k = 2(1/b + 1/a + 1/h) \quad , \quad K_k = 2(1/3b + 1/a + 1/h), \quad K_k = 2(1/4b + 1/a + 1/h), \\ K_k = 2(1/a + 1/h)$$

Как видно из приведенных зависимостей, для зданий ограниченной этажности наиболее рациональной является форма с внутренним двором (4 вар.), обеспечивающая наименьшую величину K_k .

Очевидно, что уменьшение размеров зданий меньше 2,5-3 тыс. м³ существенно повышает теплопотери ограждающими конструкциями. Наоборот, достаточно большие объемы в какой-мере снижают влияние недостаточных термических сопротивлений ограждающих конструкций. То есть, чем меньше здание, тем большую роль играет термическое сопротивление ограждений.

При расчете отопительной нагрузки на здание по укрупненным показателям удобнее пользоваться одной конструктивной характеристикой здания, а именно объемом, а не суммарной величиной наружных поверхностей ограждений.

Если в уравнении (1) площадь $F_{огр}$ выразить с помощью уравнения (2), то получим

$$Q_{огр} = \kappa F_{огр} \Delta t = V_{огр} \cdot (t_в - t_н) \cdot K_k / R_{огр}. \quad (3)$$

Здесь величина

$$K_k / R_{огр} = q_v \text{ (Вт/м}^3\text{K)} \quad (4)$$

является удельной отопительной характеристикой здания.

В «Методических указаниях», которыми пользуются теплоснабжающие и теплопотребляющие организации, приведены величины q_v в зависимости от года постройки, объема здания и его назначения. Год постройки здания характеризует конструкцию ограждения

(термическое сопротивление), а объем отражает изменение коэффициента компактности здания.

Как видно из приведенного графика, удельные объемные теплотери q_v особенно резко возрастают от ухудшения (увеличения) коэффициента компактности при “плохом” качестве ограждений т.е. с низким термическим сопротивлением.

Удельное понижение q_v на единицу коэффициента компактности составит:

$$\begin{aligned} & \text{- при } R=0,5 \quad \text{м}^2\text{K/Bm} & \Delta q_v / \Delta K_k = (1-0,4)/(0,5-0,2) = 2 = 200\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{- при } R=1,0 \quad \text{м}^2\text{K/Bm} & \Delta q_v / \Delta K_k = (0,4-0,2)/(0,4-0,2) = 1 = 100\% \end{aligned}$$

наиболее рациональной является форма с внутренним двором (4 вар.), обеспечивающая наименьшую величину K_k .

Очевидно, что уменьшение размеров зданий меньше 2,5-3 тыс. м³ существенно повышает теплотери ограждающими конструкциями. Наоборот, достаточно большие объемы в какой-мере снижают влияние недостаточных термических сопротивлений ограждающих конструкций. То есть, чем меньше здание, тем большую роль играет термическое сопротивление ограждений.

При расчете отопительной нагрузки на здание по укрупненным показателям удобнее пользоваться одной конструктивной характеристикой здания, а именно объемом, а не суммарной величиной наружных поверхностей ограждений.

Если в уравнении (1) площадь $F_{огр}$ выразить с помощью уравнения (2), то получим

$$Q_{огр} = \kappa F_{огр} \Delta t = V_{огр} \cdot (t_в - t_н) \cdot K_k / R_{огр}. \quad (3)$$

Здесь величина

$$K_k / R_{огр} = q_v \text{ (Вт/м}^3\text{K)} \quad (4)$$

является удельной отопительной характеристикой здания.

В «Методических указаниях», которыми пользуются теплоснабжающие и теплопотребляющие организации, приведены величины q_v в зависимости от года постройки, объема здания и его назначения. Год постройки здания характеризует конструкцию ограждения

(термическое сопротивление), а объем отражает изменение коэффициента компактности здания.

Влияние формы здания на q_v показано на графике (см. рис.).

Проще говоря , выполняется практически понятное правило: чем хуже состояние теплозащитных свойств ограждений, тем резче снизятся затраты на отопление как от увеличения их термического сопротивления, так и от изменения коэффициента компактности.

Проще говоря , выполняется практически понятное правило: чем

хуже состояние теплозащитных свойств ограждений, тем резче снизятся затраты на отопление как от увеличения их термического сопротивления, так и от изменения коэффициента компактности.

1.2. Нормирование теплозащитных характеристик наружных ограждений здания,

Под нецелесообразными режимами понимаются режимы, в течение которых должна или может быть снижена температура воздуха в помещениях.

В квартирах жилых зданий такими периодами являются периоды отсутствия жителей в выходные дни, некоторое понижение температуры в ночное время и т. п..

В общественно- административных зданиях температура воздуха в помещениях может быть понижена до $+5^{\circ}\text{C}$ в нерабочее время и в выходные дни.

Приведем следующий пример получения значительной экономии энергоресурсов. Отопительный период в Москве составляет примерно 5000 часов. Для типового административного здания «рабочее время» в течение отопительного периода около 1500 ч. Остальное приходится на вечерние, ночные, субботние и воскресные дни.

На рис. 3 представлен расчетный график возможного регулирования изменения температуры и соответствующей тепловой нагрузки на отопление помещений в течение недели января типичного метеогода. Расчет выполнялся для следующих граничных условий: принималось, что температура в подвале и на чердаке равна 10°C в течение суток. В помещениях, где находятся люди, температура в рабочее время равняется 18°C , в нерабочее время уменьшается путем соответствующего регулирования нагрузки в системе отопления до 10°C . Перед началом рабочего дня осуществляется подъем температуры до 18°C .

На рис. 3 кривая 1 - изменение температуры воздуха в помещении в динамическом режиме отопления, кривая 2 - тепловые нагрузки здания в базовом режиме, 3 - в динамическом режиме отопления и температура наружного воздуха (кривая 4) для недели в январе типичного метеогода.

Интеграл от кривой 3, рассчитанный для отопительного сезона типичного метеогода (годовое теплопотребление), при проектном соотношении отопительной и вентиляционной нагрузок для данного здания составил 74% от базового. Тем самым реализуемый потенциал энергосбережения для данного здания при использовании «динамической системы отопления» составляет примерно 25%. Необходимо учитывать, что эти результаты получены в предположении, что тепловая нагрузка в «рабочие часы» соответствует нормативной. Так называемый «перетоп»,

который соответствует 10% превышению фактической тепловой нагрузки по отношению к нормативной, в данном случае во внимание не принимается. Система автоматического регулирования, позволяющая «расхолаживать» здание, обеспечит также соответствие фактической температурной нагрузки нормативной. В этом случае экономия будет на уровне 35%.

Несмотря на кажущуюся значительность приведенных цифр эффект от применения соответствующих средств автоматики на тепловых пунктах на практике оказывается еще более значительным.

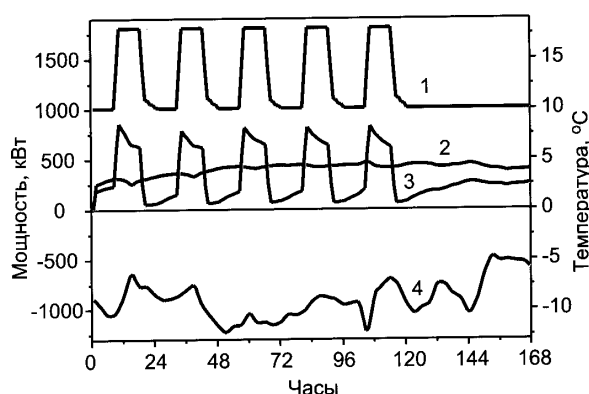


Рис. 3. График изменения температуры в помещении и тепловой нагрузки в течение недели января типичного метеогода (воздушное отопление).

Так называемый «перетоп» в начале и конце отопительного сезона является одним из следствий использования централизованной системы теплоснабжения. По существующим нормативам температура горячей воды на горячее водоснабжение в открытых системах не может быть меньше 65°C в течение всего отопительного сезона, и 50°C - в закрытых системах. (Заметим, что для обеспечения температуры горячей воды 50°C в закрытых системах температура греющего теплоносителя (сетевой воды) должна быть не менее 60°C .)

Вследствие этого в переходные периоды (весна – осень), когда по отопительному графику качественного регулирования требуется меньшая температура теплоносителя, в помещениях создается повышенная температура («перетоп») и соответственно перерасход теплоэнергии.

Температура наружного воздуха, при которой начинается перетоп, определяется конкретным температурным графиком отпуска тепла. Результаты выполненных расчетов для г.Тулы :

График регулирования	$t_{нт}, ^{\circ}\text{C}$	$t_{нсп}$	$n_n, ч$	$t_{вф}, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{ф}/Q_p$
130-70 $^{\circ}\text{C}$	+3,0	+5,5	912	19,6	1,13
120-70 $^{\circ}\text{C}$	+2,1	5	1077	20,2	1,17
110-70 $^{\circ}\text{C}$	0	4	1460	20,9	1,21
95- 70 $^{\circ}\text{C}$	-4	2	2270	21,5	1,22

Здесь: $t_{нп}, ^\circ\text{C}$, $t_{нсп}$, $t_{вф}, ^\circ\text{C}$ – температура наружного воздуха в начале перетопа, средняя температура наружного воздуха за период перетопа, фактическая температура воздуха в помещениях жилых домов, n , ч- продолжительность перетопа, ч.

Таким образом, при всех температурах наружного воздуха выше, $t_{нп}$ $^\circ\text{C}$, количество тепла, поступающего от централизованной системы теплоснабжения, выше нормативного. В принципе, существует два пути решения этой проблемы: пересмотр существующих норм на температуру в системе горячего водоснабжения, либо использование на тепловых пунктах автоматики, позволяющей за счет изменения количества подмешиваемой к прямой воде обратной воды соблюдать требуемый температурный режим в отапливаемых зданиях.

В настоящее время в Тулатеплосети в закрытых системах теплоснабжения нагрев воды на нужды горячего водоснабжения осуществляется в теплообменниках в центральных тепловых пунктах (ЦТП). Температура нагретой воды составляет 60°C с тем, чтобы была обеспечена температура у водоразборных приборов на уровне $55-50^\circ\text{C}$.

Тем самым минимально допустимая температура греющего теплоносителя т.е. воды в подающей магистрали у ЦТП должна быть 70°C , на узлах вводов в жилые дома перед элеваторным смешением примерно 68°C .

При расчетном температурном графике $130-70^\circ\text{C}$ при подаче такой воды после элеваторного смешения обеспечивается температура воды 54°C , что соответствует температуре наружного воздуха 0°C . Вода с такой температурой подается в системы отопления и при дальнейшем повышении температуры наружного воздуха до $+8^\circ\text{C}$ (окончание отопительного периода), вызывая «перетоп» помещений.

В соответствии с климатологическими данными для г. Тулы продолжительность периода стояния температуры от 0°C до $+8^\circ\text{C}$ составляет 1460 ч. (Е.Я. Соколов «Теплофикация и тепловые сети», М.1982).

Средняя температура наружного воздуха в этот период составляет соответственно $+4^\circ\text{C}$, а средняя температура воздуха в помещениях может быть определена из известного уравнения качественного регулирования тепловой нагрузки:

$$\tau_l = t_g + \Delta t Q^{0,8} + (\delta\tau - 0,5\theta)Q, \quad (1)$$

где τ_1 - температура сетевой воды в подающей магистрали («прямой»), t_6 - температура воздуха в помещении, $\Delta t = (95-70)/2-18=64,5^\circ\text{C}$ - расчетная разность средней температуры воды в отопительном приборе и воздуха в помещении, Q - относительная отопительная нагрузка, $\delta\tau$ - расчетное остывание сетевой воды в абонентской системе, $\Theta = 95-70$ расчетное остывание воды в отопительных радиаторах.

Как известно, относительная отопительная нагрузка может быть выражена отношением температур

$$Q = (t_6 - t_n) / (t_6 - t_n^l), \quad (2)$$

Где t_n , t_n^l - текущая температура наружного воздуха, и расчетная температура наружного воздуха для системы отопления (наиболее холодной пятидневки).

Расчетное остывание сетевой воды $\delta\tau$ зависит от принятого температурного режима работы системы теплоснабжения. Наиболее распространенными являются режимы $130-70^\circ\text{C}$, $120-70^\circ\text{C}$, $110-70^\circ\text{C}$, $95-70^\circ\text{C}$, что соответствует величинам $\delta\tau=60;50;40;25^\circ\text{C}$.

В переходные периоды работы системы отопления (весна-осень) при централизованном горячем водоснабжении температура сетевой воды τ_1 не может быть ниже 60°C - для открытых систем эта температура является нормативной, для закрытых систем горячего водоснабжения допустима температура 50°C , однако с учетом возможного остывания воды у конечных потребителей, или для обеспечения нагрева воды в индивидуальных тепловых пунктах до 50°C эта температура греющего теплоносителя 60°C является приемлемой.

По графику регулирования отопительной нагрузки, однако, температура сетевой воды должна быть ниже 60°C при положительных температурах наружного воздуха или близких к 0°C . Поскольку в отечественных абонентских системах отопления местное регулирование отсутствует, подача теплоносителя с температурой 60°C при положительных температурах наружного воздуха будет вызывать «перетоп», сопровождающийся повышением температуры воздуха в помещениях выше нормативной и, соответственно, перерасход тепловой энергии.

Оценка величины перерасхода теплоэнергии и ее стоимости позволяет сделать вывод об экономической целесообразности этого направления энергосбережения. На примере режима теплоснабжения $130-70^\circ\text{C}$ приведем методику определения величины этого перерасхода.

По уравнению (1) определяется температура наружного воздуха, с которой

начинается перетоп:

$$60 = 18 + 64,5((18 - t_n)/(18 - 27))^{0,8} + (60 - 0,5 \cdot 25) (18 - t_n)/(18 - 27)$$

Решение уравнения относительно искомой температуры наружного воздуха дает величину $t_n = 3,2^\circ\text{C}$.

2. По климатологическим данным определяется продолжительность периода перетопа $\tau_{пер}$, т.е. продолжительность периода, в течение которого температура наружного воздуха t_n находится в пределах от $3,2^\circ\text{C}$ до 8°C (окончание отопительного периода).

Для г. Тулы эта продолжительность составляет $\tau_{пер} = 912$ ч.

3. Определяется средняя температура наружного воздуха за этот период:

$$t_{нсп} = (3,2 + 8)/2 = 5,6^\circ\text{C}$$

4. Находится температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях решением уравнения (1) относительно температуры t_e :

$$60 = t_e + 64,5((t_e - 5,6)/(18 - 27))^{0,8} + (60 - 0,5 \cdot 25) (t_e - 5,6)/(18 - 27)$$

Решение уравнения относительно искомой температуры внутреннего воздуха t_e дает величину $t_e = 19,6^\circ\text{C}$.

5. Определяется расчетный расход тепла на отопление, обеспечивающий расчетную температуру воздуха в помещении в этот период:

$$A_p = Q(t_e - t_n)/(t_e - t_n^l) \tau_{пер} = Q \cdot 912(19,6 - 5,6)/(18 - 27) = 253Q$$

6. Фактический расход тепла, вызывающий перегрев воздуха в отапливаемых помещениях, составит:

$$A_{\phi} = Q(t_e - t_n)/(t_e - t_n^l) \tau_{пер} = Q \cdot 912(19,6 - 5,6)/(18 - 27) = 286Q$$

7. Относительный перерасход тепла за рассматриваемый переходный период отопительного сезона

$$A_p/A_{\phi} = 253Q/286Q = 1,13$$

перерасход тепловой энергии, т.е. превышение фактического расхода тепла над расчетной величиной составляет 13%.

Параметры, характеризующие периоды перетопов при различных графиках регулирования температуры сетевой воды, приведены в таблице.

Результаты расчета перерасходов тепла, связанных с горячим водоснабжением при $t_{cl}=60^0C$

График регулирования, 0C	$t_{np}, ^0C$	$t_{ncp}, ^0C$	$t_{вср}, ^0C$	$n_n, ч$	Q_p	Q_ϕ	Q_ϕ/Q_p
130-70	3	5,5	19,6	912	Q253	Q286	1,13
120-70	2,1	5	20,2	1077	Q311	Q364	1,17
110-70	0	4	20,9	1460	Q454	Q548	1,21
95-70	-4	2	21,5	2270	Q807	Q984	1,22

1.3 Расчетное определение экономически целесообразного уровня теплоизоляции стен

Структура теплопотерь в современном здании складывается (в основном) из потерь тепла через стены и перекрытия (по данным разных источников - от 20 до 40%), окна¹ (около 20%) и потерь за счет выноса тепла в процессе вентиляции (от 40 до 60%).

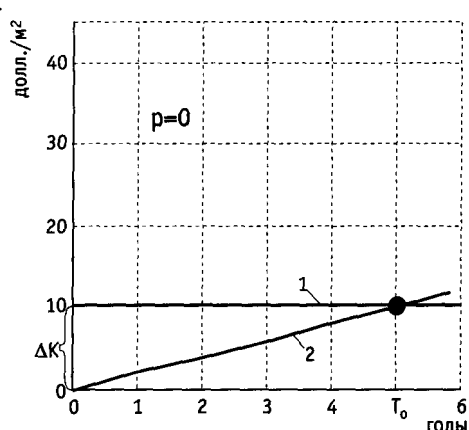


Рис.1. Единовременные затраты и прибыль от экономии энергии на отопление.

Госстроем РФ утверждено существенное повышение нормативных требований к показателям теплозащиты стен, перекрытий и окон, именуемых в официальных документах ограждающими конструкциями зданий. Новые нормы фактически запретили проектирование традиционных для России конструкций: однослойных стен из кирпича, керамзито-бетонных панелей и др. Между тем не было сделано полагающегося в таких случаях макроэкономического обоснования принимаемых мер.

Единовременное вложение средств в энергосбережение является такими же инвестициями, как вложения в любой другой вид деятельности. Ведь за

счет дополнительного утепления ограждающей конструкции снизятся теплопотери через нее и, следовательно, будет ежегодную экономию за счет снижения стоимости отопления.

Если не учитывать упущенную прибыль от инвестирования средств в другую сферу, что соответствует нулевой процентной ставке по кредиту банка, то они обязательно окупятся (рис.1).

Если же для утепления ограждающей конструкции был взят кредит в банке под годовой процент (p), то прибыль, образующаяся за счет экономии энергии на отопление, может никогда не сравняться с возросшим долгом (рис. 2), а может и сравняться (рис. 3) - в последнем случае

Удельный на 1 м^2 наружной поверхности ограждений расход тепла, затрачиваемый на отопление за отопительный период:

$$Q=0,024 k(t_{\text{в}}-t_{\text{н.ср.он}}) \cdot \tau, \text{ кВтч}/(\text{год} \cdot \text{м}^2), \quad (1)$$

Соответственно стоимость его составит:

$$Ц_Q=0,024 k(t_{\text{в}}-t_{\text{н.ср.он}})C_m \cdot \tau, \text{ руб}/(\text{год} \cdot \text{м}^2) \quad (2)$$

где k – коэффициент теплопередачи через наружные ограждения, $t_{\text{в}}$, $t_{\text{н.ср.он}}$ – расчетная температура внутреннего воздуха и средняя за отопительный период наружного воздуха, τ

- продолжительность отопительного периода в сутках, C_m – тариф на тепловую энергию, $\text{руб}/\text{кВтч}$.

При повышении теплозащитных свойств ограждений т.е. уменьшении коэффициента теплопередачи через них на величину Δk , экономия платы за тепло на каждую единицу уменьшения коэффициента теплопередачи k составит:

$$\Delta Ц_Q=0,024 \Delta k (t_{\text{в}}-t_{\text{н.ср.он}})C_m \cdot \tau=0,024 \Delta k ГСОП \cdot C_m, \text{ руб}/(\text{год} \cdot \text{м}^2) \quad (3)$$

Δk - разность коэффициентов теплопередачи рассматриваемого и базового (до утепления) вариантов ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

ГСОП - градусо-сутки отопительного периода, $(^\circ\text{C} \cdot \text{сутки})/\text{год}$; Градусо-сутки отопительного периода равны разности расчетной температуры внутреннего воздуха помещения и средней температуры наружного воздуха отопительного периода, умноженной на продолжительность отопительного периода - $^\circ\text{C} \cdot \text{сутки}/\text{год}$. Косвенно эта величина отражает суровость отопительного т.е. зимнего периода.

На утепление расходуются средства, определяющиеся стоимостью теплоизоляционного материала и работы по устройству теплоизоляции. Если эти средства получены в виде кредита под определенный процент, то годовая выплата долга не должна превышать стоимости сэкономленной

теплоэнергии.

$$\Delta K \cdot p / 100 < 0,024 \Delta k \text{ ГСОП} \cdot C_m, \text{ руб./}(\text{год} \cdot \text{м}^2) \quad (4)$$

где p - фиксированная годовая процентная ставка по банковским кредитам, % в год; ΔK - единовременные затраты на дополнительное утепление конструкции, руб./м².

Это условие окупаемости целесообразно выразить в виде относительных затрат на единицу уменьшения коэффициента теплопередачи, тогда условием окупаемости инвестиций в повышение теплозащитных свойств конструкций является выполнение следующего неравенства:

$$\Delta K \cdot p / 100 \Delta k \leq 0,024 \text{ ГСОП} \cdot C_m, \text{ руб./}(\text{год} \cdot \text{м}^2) \quad (5)$$

Или, математически, в виде производной капитальных затрат K от коэффициента теплопередачи k :

$$dK / dk \leq 2,4 \text{ ГСОП} \cdot C_m / p = \omega, \text{ руб./}(\text{год} \cdot \text{м}^2) \quad (6)$$

$$dK / dk < \omega, \text{ руб./}(\text{год} \cdot \text{м}^2) \quad (7)$$

Левая часть этого неравенства представляет собой удельные единовременные затраты (руб./м²) на снижение коэффициента теплопередачи ограждающей конструкции на 1 Вт/(м² °С) и определяется свойствами конструкции: стоимостью ее изготовления, стоимостью материалов, начальным значением коэффициента теплопередачи и т.д.

Правая часть, напротив, никак не зависит от конструкции, а полностью определяется климатическими, географическими и экономическими характеристиками района строительства. И эта правая часть представляет собой предельное значение для удельных единовременных затрат, при которых они окупаются (см. рис.).

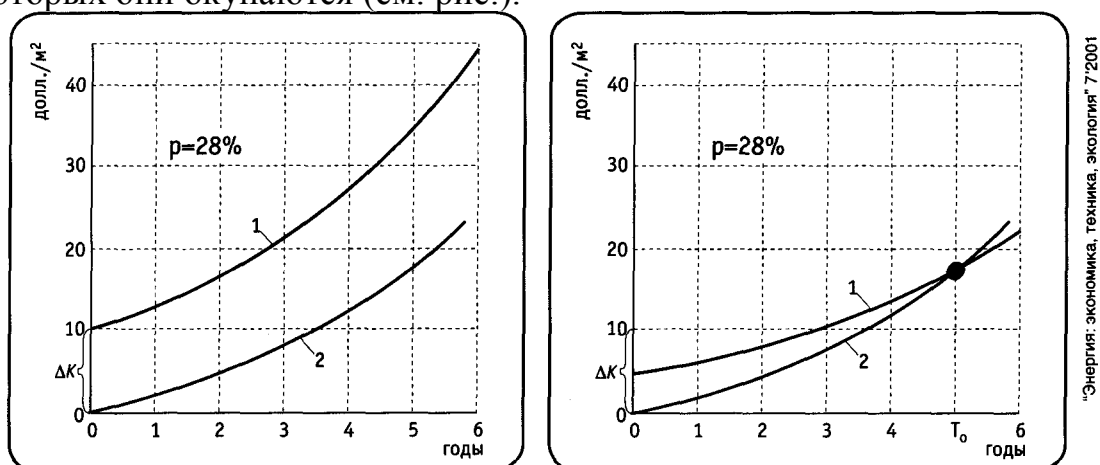


Рис.3. Окупаемость затрат за счет прибыли от экономии энергии на отопление. 1 - изменение долга за кредит банка на единовременные затраты; 2 - прибыль от экономии энергии на отопление

Если предположить, что утепление происходит только за счет увеличения толщины слоя теплоизоляции, без изменения конструкции ограждения, то капитальные затраты можно представить в виде:

$$K=K_0+C_{ym}x, \text{ руб./м}^2 \quad (8)$$

Где K_0 - единовременные затраты на конструкцию ограждения, в том числе на работу по устройству теплоизоляции, но без учета затрат на теплоизоляционный материал, C_{ym} - цена теплоизоляционного материала, руб/мЗ.

При утеплении ограждающей конструкции ее сопротивление теплопередаче увеличивается от некоторой начальной величины R_0 до R_0^I . При этом коэффициент теплопередачи конструкции равен

$$k = \frac{1}{R_0 + \frac{x}{\lambda}} = \frac{1}{R_0^I}, \quad (9)$$

где x - толщина слоя теплоизоляции, м.

Единовременные затраты K являются функцией коэффициента теплопередачи, а в конечном счете -функцией параметра x .

Выразим в формуле (7) производную dK/dk в функции x , для чего из выражения (8) получим

$$dK/dx=C_{ym}, \quad (10)$$

а из выражения (9)

$$dk/dx=-1/\lambda(R_0^I)^2. \quad (11)$$

Поделив (10) на (11), получим

$$dK/dx=-C_{ym} \lambda(R_0^I)^2. \quad (12)$$

Знак - в последнем уравнении объясняется тем, что с ростом толщины теплоизоляции единовременные затраты растут, а коэффициент теплопередачи уменьшается. Параметр $C_{ym} \lambda$ является характеристикой материала, а параметр R_0^I – характеристикой конструкции ограждения.

Подстановка выражения (12) в неравенство (7) дает

$$C_{ym} \lambda(R_0^I)^2 < \omega \quad (13)$$

Это неравенство устанавливает связь трех характеристик: материала $C_{ym} \lambda$, конструкции R_0^I и региона строительства ω . Комплекс $C_{ym} \lambda$ учитывает,

кроме цены, теплозащитное свойство материала, поэтому он полнее отражает экономическую эффективность, чем одна цена. Чем ниже коэффициент теплопроводности λ , тем выше может быть цена теплоизоляционного материала при сохранении той же экономической эффективности для теплоизоляции здания.

Предельное значение для сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции, которое может быть достигнуто при использовании заданного теплоизоляционного материала при условии, что затраты на этот материал окупятся за счет экономии тепловой энергии на отопление определяются неравенством:

$$R_0^I \leq \sqrt{\frac{\omega}{C_{ym} \lambda}} \quad (14)$$

Выражение (13) позволяет также рассчитать максимально допустимую цену теплоизоляционного материала, при которой затраты на утепление ограждений до заранее заданного уровня теплозащиты могут окупиться за счет экономии энергии

$$C_{ym \cdot \max} = \omega / \lambda (R_0^I)^2. \quad (15)$$

Результаты расчетов по данной формуле приведены в таблице, которую можно использовать при выборе теплоизоляционного материала. Для расчетов было принято:

$$-p=20\%; C_m=0,60 \text{ руб./кВтч}=690 \text{ руб./Гкал}, ГСОП=4515 \text{ }^0\text{Ссут/год}$$

Из этой таблицы следует, что для обеспечения сопротивления теплопередаче ограждения $3.0 \text{ м}^2\text{ }^0\text{С/Вт}$ при теплопроводности утеплителя $0,04-0,05 \text{ Вт/м}^0\text{С}$ его цена не должна превышать $903-722 \text{ руб./м}^3$. При существующих ценах на минераловатные плиты, пригодные для утепления стен (1800 руб./м^3) экономически целесообразная величина сопротивления теплопередаче составит не более $1,5-2,0 \text{ м}^2\text{ }^0\text{С/Вт}$.

Из неравенства (13) можно вывести ограничение на отношение цены теплоизоляционного материала к цене тепловой энергии, которое является необходимым условием для окупаемости повышения теплозащиты ограждения до величины R_0^I :

$$C_{ym}/C_m = 2,4 ГСОП / p \lambda (R_0^I)^2.$$

Пользуясь этим выражением, можно анализировать влияние отдельных параметров на окупаемость мероприятий по утеплению зданий или

определять их предельные значения.

Рассчитаем, например, до какого значения сопротивления теплопередаче в настоящее время экономически приемлемо проводить утепление стены теплоизоляционным материалом стоимостью 3000 руб./м³, $p=20\%$, $C_m=0,6$ руб./кВтч, $\lambda=0,048$ Вт/м⁰С:

$$R_0^I < \sqrt{\frac{2,4 ГСОП \cdot C_m}{\lambda \cdot p \cdot C_{ym}}} = \sqrt{\frac{2,4 \cdot 4515 \cdot 0,6}{0,048 \cdot 20 \cdot 3000}} = 1,5 \text{ м}^2 \text{ }^0\text{С/Вт}$$

Полученное значение в два раза меньше нормируемого СНИП «Строительная теплотехника» для стен жилых зданий в г.Москве.

В связи с повышением требуемых нормами значений сопротивлений теплопередаче ограждающих конструкций актуальной является проблема дополнительного утепления стен существующих зданий и строительство стен новых зданий с применением теплоизоляционных материалов. На основании приведенных данных рассмотрим экономический аспект этой проблемы.

До 1995 г. жилые дома в Москве строились, согласно действовавшим нормам, с сопротивлением теплопередаче стен, не превышающим 1.0 (м² · °С)/Вт ($k=1.0$ Вт/(м² · °С)). Согласно современным нормам требуемое сопротивление теплопередаче стен составляет 3.16 (м² · °С)/Вт ($k=0.32$ Вт/(м² · °С)).

Пусть при дополнительном утеплении стены значение $k=0.68$ Вт/(м² · °С).

Расчеты, проведенные в соответствии с предложенным уравнением, показывают, что предельное значение единовременных затрат на утепление стен домов (ΔК), при которых они окупаются, составляет $7.74 \cdot 0.68 = 5.26$ долл./м² (для Москвы) и 112.4 долл./м² (для Стокгольма).

Таким образом, предельное значение единовременных затрат на утепление стен зданий для развитых стран на порядок превышает соответствующие значения для регионов России. И если в Москве домовладелец при утеплении стены обязан уложиться в 5.26 долл./м², то в Швеции он имеет "резерв" в 112.4 долл./м². При цене минераловатных плит 150 долл./м³ и при необходимости использования на утепление стены слоя толщиной 0.1 м, цена только теплоизоляционного материала составит 15 долл./м². Предельное значение единовременных затрат для Москвы будет превышено почти в три раза, а для условий Стокгольма цена теплоизоляционного материала составит всего 13% от этой величины. То есть в Москве такое утепление стен никогда не окупится, а в Стокгольме окупится, если цена остальных материалов и работы "уложится" в оставшиеся 87%.

Но, как мы видим, даже повышение цены на тепловую энергию в 2.5 раза вызовет увеличение предельного значения удельных единовременных за-

трат лишь до уровня Рима и Мадрида.

2. НАПРАВЛЕНИЯ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА В ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ, ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ, СХЕМЫ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

2.1 Анализ эффективности конструктивных мероприятий , схемных решений, местного регулирования на энергосбережение отопления зданий

Ограниченность природных запасов энергетических ресурсов обуславливает во всем мире необходимость всемерной их экономии. В нашей стране экономия энергетических ресурсов и выработанной энергии осуществляется по нескольким направлениям:

- 1) дальнейшее развитие теплофикации;
- 2) централизация теплоснабжения и укрупнение единичной мощности источников тепла;
- 3) использование новых источников энергии;
- 4) усовершенствование оборудования источников тепла, тепловых сетей и тепло потребляющих установок;
- 5) применение энергосберегающих видов промышленной технологии;
- 6) использование вторичных энергоресурсов.

Использование вторичных энергоресурсов имеет особенно важное значение для инженера по теплогазоснабжению и вентиляции. Это объясняется тем, что большинству из них приходится работать с теплоиспользующими установками различного типа, бороться за экономию тепловой и электрической энергии.

Использование ВЭР позволяет сократить расход топлива и тем самым одновременно уменьшить капиталовложения в топливодобывающую промышленность, снизить требуемую мощность источников тепла, уменьшить тепловое загрязнение окружающей среды.

Один ГДж тепла, полученный в утилизационных установках ВЭР, обходится обычно 0,35-0,60 руб., в то время как затраты на ее выработку в ТЭЦ составляют более 1,0 руб., в котельных доходят до 2.0 руб.

Намечено за счет использования ВЭР сэкономить 160 млн.т.

условного топлива.

Экономия тепла за счет ВЭР году эквивалентна сбережению примерно 20 10 т условного топлива (заготовка дров в этом же году была эквивалентна 24.6 10 т условного топлива).

На предприятиях промышленности строительных материалов, например, используют продукты сгорания из туннельных печей в качестве сушильного агрегата. В объединении «Н.новгородстройматериалы» такие установки окупались всего за три месяца. Однако в целом по отрасли уровень применения ВЭР остается низким. В частности, совершенно не утилизируется тепло отходящих газов в производстве цемента и стекла.

С этой целью в стране осуществляется ряд целевых научно-технических программ, предусматривающих утилизацию вторичных ресурсов, разработку конструкций и организацию серийного производства теплоутилизационного оборудования, в частности, тепловых насосов, внедрение которых обеспечит экономию топлива на теплоснабжение промышленных и гражданских объектов.

В настоящее время разработан дополнительный раздел СНиП "Использование тепловых вторичных энергетических ресурсов".

Регулярно организуются совещания и конференции специалистов, посвященные вопросам утилизации ВЭР.

Вопросы утилизации ВЭР, которые ДОЛЖЕН решать инженер по теплоснабжению»включают в себя:

- оценку фактического состояния теплоиспользования на предприятии, установление причин теплопотерь и их размеров;
- разработку эффективных технических решений по использованию тепловых ВЭР в части тепловой схемы и компоновки утилизируемого оборудования;
- обеспечение надлежащего контроля и учета за использованием ВЭР;
- обеспечение материального и морального стимулирования произ-

водственного персонала за использование ВЭР;

- выявление и замена устаревшего оборудования с высокими удельными расходами топлива;

- оптимизация структуры энергобаланса предприятия;
- разработка текущих и перспективных планов энергоснабжения предприятия.

Выход учтенных тепловых вторичных энергетических ресурсов составил в 1980г. $1,3 \cdot 10$ ГДж, а общий выход с учетом средне-и низкотемпературного тепла оценивается не менее $5 \cdot 10$ ГДж/год, что немногим меньше потребности гражданских и промышленных зданий в тепле. В 1980г. было использовано 432 млн ГДж или 37% учтенного тепла и 10% общего выхода ВЭР.

В основном пока используются высокотемпературные тепловые ВЭР. Всего в 10 пятилетке было внедрено около 1600 ед. теплоутилизационного оборудования. Особо следует отметить опыт утилизации ВЭР в абсорбционных холодильных установках (АХУ), позволяющих использовать тепловые ВЭР в летнее время, когда потребность в тепле других потребителей резко снижена.

Крупная абсорбционная установка внедрена на Новомосковском объединении "Азот". Внедренные на химических предприятиях АХУ экономят в год около 20 млн. кВт ч.

Значительно хуже обстоит дело с использованием средне и низкотемпературных ВЭР, большая часть которых не только не используется, но и не учитывается. По действующим инструкциям не подлежат учету такие носители тепловых ВЭР, как отходящие газы с температурой ниже 300°C , охлаждающая вода и конденсат с температурой ниже 70°C и др. Эти тепловые ВЭР, составляющие $70-75\%$ общего выхода, не находят применения в энерготехнологических процессах, однако использование их в системах отопления и вентиляции, обеспечивающих температуру воздушной среды всего на уровне 20° , вполне целесообразно,

Соотношение затрат на производство тепловой энергии различными

способами видно из следующей табл.

Таблица

Вид теплоснабжения	Удельные затраты руб/т условного топлива в год
1. Добыча, транспорт, переработка топлива и	150-220
2. сооружение котельных	10-50
3. Утилизация высокотемпературных тепловых	40-80
4. Утилизация низко-и среднетемпературных	70-170
5. тепловых ВЭР с учетом дополнительных затрат	50-200
6. у потребителей тепла	200-300
Утилизация тепла вытяжного воздуха	
Использование геотермальных вод	

Как следует из таблицы утилизация тепла вытяжного воздуха практически во всех случаях конкурентноспособна с традиционным теплоснабжением от ТЭЦ и котельных. Использование солнечной энергии на настоящем этапе развития гелиоустановок целесообразно в качестве дополнительного источника тепла.

Утилизированное тепло может использоваться прежде всего системами приточной вентиляции, воздушных завес, воздушного и лучистого отопления, горячего водоснабжения. Для этого необходимо располагать соответствующим ассортиментом оборудования: различными рекуперативными, регенеративными и смесительными теплообменниками, абсорбционными термотрансформаторами эффективно работающими на низкопотенциальном (70-80° тепла).

Особенно целесообразно расширение выпуска абсорбционных и компрессионных машин для их использования в режимах одновременной выработки тепла и холода, Для теплоснабжения потребителей, расположенных в отдалении от крупных источников тепла и электроэнергии, значительную экономию топлива обеспечит применение тепловых насосов с приводом от газовых и дизельных двигателей, когда

тепло и от конденсатора теплового насоса и от двигателя используется полезно.

2.2 Классификация ВЭР и их оценка

Общая характеристика ВЭР и носителей тепловых ВЭР

План лекции

1. Классификация ВЭР.
2. Общие особенности тепловых ВЭР.
3. Основные носители тепловых ВЭР.
4. Характеристика носителей ВЭР
 - отходящие газы;
 - шлаки, детали, изделия;
 - отработанный пар;
 - горячие жидкости;
 - вода оборотных циклов;
 - вентиляционный воздух.

Общая характеристика ВЭР

Под вторичными энергоресурсами (ВЭР) понимаются запасы тепловой энергии и химической энергии горения, избыточного давления, содержащиеся в продуктах, отходах производства, энергоносителях и рабочих телах инженерных систем, которые могут полностью или частично использоваться в других процессах и системах.

В соответствии с видом располагаемой энергии различают тепловые ВЭР, горючие ВЭР и ВЭР избыточного давления.

Тепловые ВЭР в зависимости от температуры энергоносителя можно разделить на три категории:

- 1) высокотемпературные ($t > 400^{\circ}\text{C}$);
- 2) среднетемпературные ($t = 80-150^{\circ}\text{C}$);
- 3) низкотемпературные ($t < 70^{\circ}\text{C}$).

Характерными особенностями тепловых ВЭР являются:

- 1) относительно ограниченное их количество, получаемое от отдельных агрегатов-источников ВЭР;
- 2) относительно низкий потенциал энергоносителей;

3) значительная запыленность и агрессивность энергоносителей;
4) неравномерный выход энергоносителя, зависящий от режима работы технологического агрегата;

5) различные физико-химические свойства носителей ВЭР, затрудняющие унификацию утилизационного оборудования.

Основными типичными носителями тепловых ВЭР являются:

1. Отходящие газы котельных, вагранок, термических, химических производств, промежуточные технологические потоки газа, рс отработанные агенты сушильных установок.

2. Вода и органические теплоносители, охлаждающие высокотемпературное оборудование и высокотемпературные технологические потоки.

3. Доменные шлаки, горячие изделия, детали и др.

4. Отработанный пар от силового оборудования и вторичного вскипания.

5. Охлаждающая вода оборотных систем водоснабжения.

6. Воздух, удаляемый местными и общеобменными системами вентиляции.

Отходящие газы относятся чаще всего к высокотемпературным тепловым ВЭР. Использование тепла отходящих газов затруднено тем, что

1) они содержат значительное количество агрессивных аэрозолей и газовых примесей, конденсирующихся на охлаждаемых поверхностях и вызывающих активную коррозию;

2) кроме того, в поверхностных теплообменных аппаратах низки коэффициенты теплоотдачи от воздуха и газов, что приводит к необходимости оребрения поверхности, либо увеличению ее и интенсификации теплообмена с соответствующим увеличением энергозатрат.

2. Вода и производственные жидкости, нагретые до высокой температуры, представляют собой наиболее ценные энергоносители, так как позволяют вырабатывать пар, или нагревать теплофикационную воду до температуры

позволяющей использовать ее как для целей отопления и горячего водоснабжения, так и для технологических потребностей, производства холода в теплоиспользующих абсорбционных машинах и т.д.

Жидкости позволяют получить высокие коэффициенты теплопередачи и добиться высоких компактности и эффективности установок.

3. Доменные шлаки, горячие изделия, детали и др.

Использование тепла таких высокотемпературных энергоносителей ВЭР, как расплавленные металлы, горячие шлаки встречает большие затруднения. Часть физического тепла стали используется при подаче горячих слитков ($800+900^{\circ}\text{C}$) на прокат, что значительно сокращает расход топлива на нагрев металла.

В установках непрерывной разливки стали в первичных кристаллизаторах возможно производство пара испарительным способом за счет снятия тепла перегрева и части тепла кристаллизации.

На каждую т металла возможна выработка 52-66 кг пара. В настоящее время ведутся работы по созданию и внедрению таких установок. Московский Сантехпроект предусмотрел утилизацию тепла, выделяющегося при остывании отливок в закалочной-отпускных агрегатах. Тепло ассимилируется воздухом, поступающим в камеры охлаждения агрегатов. Удаленный из агрегатов воздух ($t = 50-100^{\circ}\text{C}$) охлаждается в теплоутилизаторах типа "воздух-вода" до температуры 20°C и снова подается к агрегатам. Утилизированное тепло используется для нагрева приточного воздуха систем вентиляции.

Такая схема позволила резко снизить производительность приточных систем вентиляции и расход тепла.

Опыт эксплуатации разработанных установок по использованию физического тепла раскаленных шлаков показал их низкую эффективность, стоимость выработанного в них тепла близка или выше стоимости тепла, вырабатываемого на ТЭЦ и в котельных. Основные причины низкой эффективности таких установок:

- значительная часть горячей воды теряется при гидравлической транспортировке шлака;
- крупные куски шлака не успевают остывать и поступают в отвал раскаленными ;
- загрязнение теплообменников слоем шлаковых отложений;
- коррозионная активность контактирующей со шлаком воды.

4. Отработанный и вторичный производственный пар.

Паровой привод кузнечных молотов, прессов, штамповочных машин, насосов и других механизмов широко применяется на заводах металлургической, машиностроительной, химической, нефтеперерабатывающей, легкой и пищевой промышленности.

Тепловые двигатели этих механизмов работают на выхлоп с противодавлением 0.11-0.3 МПа.

Количество отработавшего пара составляет не менее 85-90% от всего поданного пара.

Отработавший в паровых молотах пар содержит хлопья сальниковой набивки и капли масла, поэтому при дальнейшем использовании его подвергают очистке в набивко-маслоуловителях.

Для выравнивания графика поступления пара устанавливают аккумуляторы. С энергетической точки зрения пар является ценным носителем ВЭР. Высокий коэффициент теплоотдачи при конденсации в водоподогревателях является существенным преимуществом этого носителя ВЭР.

5. Охлаждающая вода оборотных систем водоснабжения

промышленных предприятий содержит запас теплоты, составляющий большую часть низкотемпературных тепловых ВЭР. Эту воду можно использовать для предварительного нагрева воздуха в калориферах приточных установок, в воздушных завесах, в системах воздушного и водяного отопления, воды систем горячего водоснабжения.

Очевидно, что повышение температуры оборотной воды приведет к

повышению компактности теплоутилизирующих установок, однако необходимо учитывать одновременное ухудшение условий работы технологических аппаратов. Поэтому обоснованный выбор температуры оборотной воды является задачей на оптимизацию. Влияние температуры теплоносителя на удельные капитальные затраты на систему отопления можно видеть на рис.

Важное достоинство воды как энергоносителя заключается в возможности использования для систем утилизации серийно выпускаемого оборудования: агрегатов воздушного охлаждения АВО, водоводяных подогревателей, воздушно-отопительных агрегатов и т.д. В наибольшей степени использованию низкопотенциального тепла отвечают малометаллоемкие теплообменники и отопительные приборы, системы панельного и лучистого отопления, контактные аппараты для обработки приточного воздуха.

6. Воздух, удаляемый местными и общеобменными системами вентиляции

Этот энергоноситель обладает меньшей энергетической ценностью из всех рассмотренных выше. Однако, широкое распространение вентиляционных установок позволяет получить значительную экономию тепла и за счет этого источника. Основным потребителем тепла этих ВЭР являются системы приточной вентиляции и кондиционирования воздуха.

Не допускается использовать в воздушно-воздушных теплоутилизаторах воздух, содержащий осаждающиеся или конденсирующиеся на поверхности теплообмена вредные вещества 1, 2 и 3 классов опасности, а также содержащие болезнетворные бактерии, вирусы, грибки или имеющий резко выраженный неприятный запах. По противопожарным условиям запрещается

без применения промежуточного теплоносителя использовать тепло воздуха, удаляемого из помещений с производственными категориями А, Б и Е и

воздуха местных отсосов, содержащего взрывоопасные ил» легко воспламеняющиеся примеси.

2.3 Утилизация вторичных энергоресурсов, использование теплоты вытяжного вентиляционного воздуха,

ВЭР производственных и общественных зданий имеют некоторые отличия.

В общественных зданиях тепловые ВЭР представляют собой, как правило, запас тепла, удаленный с вентиляционным воздухом,

В производственных зданиях тепловые ВЭР отличаются большим разнообразием как по температурному уровню, так и по фазовому состоянию, а также по степени загрязненности энергоносителя, количествам и возможным потребителям.

Поэтому, разрабатывая схемное решение утилизации ВЭР промышленных зданий, необходимо подходить комплексно, учитывать наличие и возможности различных потребителей выработанного в утилизационных установках тепла. Основные принципы, которые должны быть положены в основу при разработке принципиальной схемы утилизации промышленных ВЭР, следующие.

1. Необходимо рассмотреть возможность использования ВЭР непосредственно в самой установке, исключая транспортировку теплоносителя, аккумуляцию и т.д..

2. Целесообразно "каскадное" или многоступенчатое использование тепла, т. е. последовательная подача теплоносителя к потребителям с требуемой более высокой температурой, а затем - с более низкой.

3. Целесообразно сопоставить несколько вариантов использования ВЭР с учетом перспектив выхода ВЭР на предприятия и выпуска прогрессивного теплоутилизационного оборудования промышленностью.

4. Целесообразно предусматривать установку теплообменников-утилизаторов одновременно с основным оборудованием, чтобы исключить большие трудности с размещением теплоутилизаторов на действующих агрегатах,

Утилизация тепла и холода вытяжного воздуха

Как показали проектные проработки, для климатических условий Москвы при утилизации тепла вытяжного воздуха с температурой 20°C и относительной влажностью $\sim 5\%$ на каждую 1000 м³/ч приточного воздуха достигается годовая экономия тепла в 2 т.т. Это обеспечивает быструю окупаемость (5-6 лет) систем утилизации тепла вытяжного воздуха.

ЦНИИпромзданий выпустил временные рекомендации по расчету систем утилизации тепла вытяжного воздуха. Разработана правительственная программа выпуска теплоутилизаторов, вращающихся и стационарных.

Экономия топлива за счет утилизации тепла вытяжного воздуха уже в настоящее время может составить 5 млн. т.у.т., а в ближайшем будущем, после изготовления необходимого теплоутилизационного оборудования, достигнуть 8 млн. т.у.т.

Схема системы кондиционирования, доукомплектованной блоком утилизации, показана на рис«б,1,,а возможные решения самих блоков утилизации, - на рис. 6.2.

По схеме а) насадка может быть выполнена из гигроскопичного материала, тогда утилизируется и теплота конденсации водяных паров, содержащихся в удаляемом воздухе.

При реализации блоков, работающих по схемам а, б необходимо близкое расположение притока и вытяжки, а по схемам в, г, д допускается их размещение на значительном расстоянии, или централизация притока и децентрализация вытяжки и наоборот.

По функциональному назначению и степени термодинамического совершенства лучшими следует считать варианты а) и б), т.к. в **них** не используется промежуточный теплоноситель, наличие которого всегда приводит к необходимости дополнительных температурных перепадов и увеличению термодинамической необратимости процесса теплообмена.

При использовании схемы г) в качестве промежуточного теплоносителя можно применить раствор сорбента, активно поглощающий водяные пары из удаляемого воздуха. Это позволит повысить нагрев раствора и степень утилизации тепла.

Увеличение степени утилизации тепла достигается также и в схеме д, в которой температура промежуточного теплоносителя повышается с помощью компрессионного теплового насоса. Тепловой насос представляет собой холодильную машину, работающую с целью выработки тепла. В известной мере можно рассматривать как тепловой насос и домашний холодильник, в котором теплота охлаждаемых продуктов отводится и передается от конденсатора воздуху помещения.

Производственные здания характеризуются значительными тепловыделениями, большими объемами воздуха, подаваемого системами вентиляции для утилизации его тепла необходимы технические решения, позволяющие максимально использовать тепло удаляемого воздуха, обеспечивающие удобство монтажа и эксплуатации.

В качестве такого решения предлагается централизация вытяжного и

приточного оборудования.

Расположение вентиляционного центра и принципиальная схема утилизации тепла воздуха показаны на рис.

Поскольку в летнее время объем приточного воздуха значительно больше, чем в зимний период, "летние" вентустановки используются зимой для подачи воздуха через теплоутилизаторы "зимних" установок. (см.схему), в летнее время "летние" установки забирают наружный воздух, клапаны на всасывающих воздуховодах отработанного воздуха закрыты, таким образом, весь отработанный воздух осевым вентилятором I выбрасывается в атмосферу.

В зимнее время, напротив, закрыты клапаны на воздуховодах наружного воздуха, при этом из выхлопной шахты забирается отработанный воздух летними установками и прокачивается через теплоутилизатор 3. При этом холодный наружный воздух нагревается теплом отработанного воздуха.

Возможность централизации общеобменной вентиляции большого здания (длиной 100 м и высотой 14 м), при рассредоточенном притоке воздуха в рабочие зоны, обоснована исследованиями д.т.н. М.И. Гримитлина. Требующиеся для этого вытяжные вентиляторы большой производительности и низкого давления, выпускаются промышленностью для градирен,

Если температура удаляемого воздуха достаточно высока и позволяет удовлетворить нагрузки с различной требуемой температурой, то целесообразно применить многоступенчатую схему. Так, тепло паровоздушной смеси, удаляемой с температурой до 80°C из сушильных агрегатов бумагоделательных машин используется последовательно в три ступени:

- 1 - для нагрева сушильного воздуха;
- 2 - для нагрева наружного приточного воздуха,
- 3 - для нагрева воды для технологических нужд.

2.4 Расчет экономической эффективности использования вторичных энергоресурсов на промышленных предприятиях

Технологические или отработанные газы нередко имеют температуры 500-1500°C. Имея ввиду принцип ступенчатого срабатывания температурного потенциала газа, целесообразно прежде всего рассмотреть возможность удовлетворения высокотемпературных тепловых нагрузок в самой установке. Затем частично охлажденный газ может быть направлен в котел-утилизатор для выработки пара, идущего на технологические

нужды.

После котла-утилизатора газ имеет обычно температуру 200-300°C, его целесообразно использовать для нагрева воды систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Таким образом, в общем виде схема утилизации теплоты высокотемпературного газа имеет вид: 1 - технологический теплообменник;
2 - котел-утилизатор;
3 - водонагреватель для покрытия отопительно-бытовой нагрузки.

При выборе конструкции аппаратов-теплоутилизаторов и гидродинамического режима их работы необходимо учитывать загрязненность газа жидкими и твердыми частицами.

Отложение частиц на поверхностях нагрева в значительной мере можно уменьшить выбором повышенных скоростей движения»

Кардинально облегчается решение этой проблемы при использовании в качестве теплоутилизаторов контактных аппаратов (см. схему 5,2),

Применение контактных аппаратов позволяет снизить металлоемкость утилизационной установки в необходимых случаях - осуществить одновременно очистку выбросного газа от вредных примесей.

Конструкции контактных аппаратов могут быть разнообразными: форсуночные камеры, пленочные аппараты, аппараты кипящего слоя, орошаемые теплообменники и т.д.), однако принцип их действия аналогичен.

При наличии в газе энергоносителя конденсирующихся агрессивных примесей необходимо применять коррозионно-стойкие материалы или выбирать температурный режим, исключающий конденсацию газовых примесей.

Использование вторичного и отработанного пара для целей теплоснабжения имеет некоторые отличия от схем использования пара котельных установок. Это связано с такими особенностями вторичного и отработанного пара, как периодический выход пара, его загрязнение. Схема утилизации пара показана на рис.

Для выравнивания подачи пара служат паровые аккумуляторы (рис.), которые представляют собой емкость, заполненную водой. При зарядке эта вода нагревается паром до температуры насыщения пара, при разрядке эта нагретая вода вскипает и выделяет D кг пара.

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ЖИДКОСТЕЙ ВЫСОКОЙ, СРЕДНЕЙ И НИЗКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

Жидкости высокой (120-180°C) и средней температуры (80-100°C) являются весьма ценными теплоносителями:

в качестве теплоутилизаторов могут быть применены высокоэффективные теплообменники жидкость-жидкость, с высокими коэффициентами теплопередачи, например, пластинчатые.

Причем, как и в случае газов высокой температуры, целесообразно применение ступенчатой схемы. Более ценная высокотемпературная часть теплоты может использоваться для подогрева технологических сред, либо для выработки пара и электроэнергии, нагрева рабочих тел абсорбционных холодильных машин и выработки холода. (Потребности в холоде весьма велики),

К высокотемпературным жидкостям относится также перегретая вода, об разующаяся, например, в системах испарительного охлаждения таких технологических агрегатов, как металлургические печи,

При этом получают пар давлением 0,3+1,8 Мпа, а в нагревательных печах - до 4,5 МПа.

Принцип работы системы испарительного охлаждения виден из схемы (рис.5.5.).

Перегретая вода, полученная в охлаждающей рубашке оборудования I, поступает в испаритель 2, где вследствие более низкого давления вскипает, образуя насыщенный пар с температурой, соответствующей давлению. Из испарителя пар поступает к потребителям б, а при достаточном давлении - и на турбину 3, вращающую генератор и вырабатывающую электроэнергию. Жидкость из испарителя и конденсат после турбины поступает в конденсатный бак 5, а из него насосом подается вновь к охлаждаемому оборудованию I.

К высокотемпературным жидкостям относится и выработанный конденсат промышленных установок. Температура этого конденсата составляет 130-190°C, энтальпия 560-815 кДж/кг. Попадая в конденсатный бак, конденсат испаряется вследствие пониженного в нем давления. Количество образующегося при этом пара составляет 6-18% конденсата, в среднем это составляет выход тепла около 320 кДж на 1 кг конденсата.

Схемы использования теплоты промышленного конденсата показаны на рис.5.б.

На схеме 5.6, а) теплота конденсата отводится в водоводяном теплообменнике остановленном на конденсатопроводе,

По схеме б) это тепло используется в виде пара, образовавшегося в результате вскипания конденсата в конденсатосборнике.

Параметры вторичного низкопотенциального пара могут быть повышены с использованием так называемого струйного компрессора, схема в).

Принцип действия его аналогичен элеватору: острый пар поступающий в сопло, в результате увеличения скорости при истечении через узкое отверстие понижает свое статическое давление и подсасывает пар вторичного вскипания. В диффузоре смесь острого и вторичного пара повышает свое статическое давление до расчетной величины и поступает к потребителю. Такая схема утилизации тепла горячих жидкостей особенно целесообразна при загрязненных жидкостях, затрудняющих или исключающих их использование в теплообменниках жидкость-жидкость. Пар такой жидкости содержит значительно меньше загрязняющих веществ, в основном они остаются в сбрасываемой жидкости.

Утилизация теплоты вода средней температуры (60-80°C) показана на рис .5,7.

Часть воды разбирается потребителями горячей воды 4, другая часть, при необходимости, догревается в теплообменнике 5, а затем поступает в систему отопления б. Для обеспечения требуемого режима охлаждения оборудования I часть вода направляется на градирню 2, смесь отработанной и охлажденной на градирне воды поступает в сборник 3, а оттуда насосом 7 подается к охлаждаемому оборудованию I.

В ряде случаев целесообразно использовать воду для теплоснабжения парников и теплиц. В средней полосе Союза для обогрева парников и теплиц можно использовать воду с температурой 40-60°C, а для утепления грунта 30-40°C. График использования горячей воды для овощеводства также имеет сезонный характер, но более благоприятный, чем отопительно-вентиляционный. Так, тепловая нагрузка теплично-парниковых установок в апреле составляет 40%, а в мае - 20% максимально расчетной нагрузки.

Утилизация теплоты низкотемпературной (30-50°C) воды более затруднительна. Как уже упоминалось, непосредственно такая вода может использоваться для подогрева грунта теплиц, в панельных системах отопления, а также для нагрева воздуха в системах вентиляции (рис.5,8).

В соответствии с этой схемой вода, поступающая в форсуночную камеру для подогрева и увлажнения воздуха, нагревается отработанной водой в водоводяном теплообменнике. Необходимо отметить, что запасы вторичного низкотемпературного тепла, в частности в виде оборотной воды систем промышленного водоснабжения весьма велики. Значительно

увеличиваются возможности утилизации такого тепла при повышении его температуры с помощью теплового насоса.

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ГАЗОВ ВЫСОКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ и ШЛАКОВ

Технологические или отработанные газы нередко имеют температуры 500-1500°C. Имея ввиду принцип ступенчатого срабатывания температурного потенциала газа, целесообразно прежде всего рассмотреть возможность удовлетворения высокотемпературных тепловых нагрузок в самой установке. Затем частично охлажденный газ может быть направлен в котел-утилизатор для выработки пара, идущего на технологические нужды.

После котла-утилизатора газ имеет обычно температуру 200-300°C, его целесообразно использовать для нагрева воды систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Таким образом, в общем виде схема утилизации теплоты высокотемпературного газа имеет вид

- 1,- технологический теплообменник;
- 2 - котел-утилизатор;
- 3- водонагреватель для покрытия отопительно-бытовой нагрузки.

При выборе конструкции аппаратов-теплоутилизаторов и гидродинамического режима их работы необходимо учитывать загрязненность газа жидкими и твердыми частицами.

Отложение частиц на поверхностях нагрева в значительной мере можно уменьшить выбором повышенных скоростей движения»

Кардинально облегчается решение этой проблемы при использовании в качестве теплоутилизаторов контактных аппаратов (см.схему 5,2),

Применение контактных аппаратов позволяет снизить металлоемкость утилизационной установки»а в необходимых случаях - осуществить одновременно очистку выбросного газа от вредных примесей.

Конструкции контактных аппаратов могут быть разнообразными : форсуночные камеры, пленочные аппараты, аппараты кипящего слоя, орошаемые теплообменники и т.д.), однако принцип их действия аналогичен.

При наличии в газе энергоносителя конденсирующихся агрессивных примесей необходимо применять коррозионно-стойкие материалы или выбирать температурный режим, исключающий конденсацию газовых примесей.

Использование вторичного и отработанного пара для целей теплоснабжения имеет некоторые отличия от схем использования пара котельных установок. Это связано с такими особенностями вторичного и отработанного пара, как периодический выход пара,его загрязнение. Схема утилизации пара показана на рис.

Для выравнивания подачи пара служат паровые аккумуляторы (рис.), которые представляют собой емкость, заполненную водой. При зарядке эта вода нагревается паром до температуры насыщения пара, при разрядке эта нагретая вода вскипает и выделяет D кг пара. Требуемый запас воды в аккумуляторе может быть рассчитан из следующих соображений.

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ЖИДКОСТЕЙ ВЫСОКОЙ, СРЕДНЕЙ И НИЗКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

План

1. Двухступенчатые схемы утилизации теплота жидкостей высокой и средней температуры:

- схемы с испарительным охлаждением;
- схемы утилизации теплоты конденсата.

2. Утилизация теплоты жидкости средней температуры

3. Утилизация тепла жидкости низкой температуры:

- для нагрева вентиляционного воздуха;
- для сельхозобъектов.

Жидкости высокой ($120-180^{\circ}\text{C}$) и средней температуры ($80-100^{\circ}\text{C}$) являются весьма ценными теплоносителями:

в качестве теплоутилизаторов могут быть применены высокоэффективные теплообменники жидкость-жидкость, с высокими коэффициентами теплопередачи, например, пластинчатые.

Причем, как и в случае газов высокой температуры, целесообразно применение ступенчатой схемы. Более ценная высокотемпературная часть теплоты может использоваться для подогрева технологических сред, либо для выработки пара и электроэнергии, нагрева рабочих тел абсорбционных холодильных машин и выработки холода. (Потребности в холоде весьма велики),

К высокотемпературным жидкостям относится также перегретая вода, образующаяся, например, в системах испарительного охлаждения таких технологических агрегатов, как металлургические печи,

При этом получают пар давлением $0,3-1,8$ МПа, а в нагревательных печах - до $4,5$ МПа.

Принцип работы системы испарительного охлаждения виден из схемы (рис.5.5.).

Перегретая вода, полученная в охлаждающей рубашке оборудования I, поступает в испаритель 2, где вследствие более низкого давления вскипает, образуя насыщенный пар с температурой, соответствующей давлению. Из испарителя пар поступает к потребителям б, а при достаточном давлении - и на турбину 3, вращающую генератор и вырабатывающую электроэнергию. Жидкость из испарителя и конденсат после турбины поступает в конденсатный бак 5, а из него насосом подается вновь к

охлаждаемому оборудованию I.

К высокотемпературным жидкостям относится и выработанный конденсат промышленных установок. Температура этого конденсата составляет 130-190°C, энтальпия 560-815 кДж/кг. Попадая в конденсатный бак, конденсат испаряется вследствие пониженного в нем давления. Количество образующегося при этом пара составляет 6-18% конденсата, в среднем это составляет выход тепла около 320 кДж на I кг конденсата.

Схемы использования теплоты промышленного конденсата показаны на рис.5.б.

На схеме 5.б, а) теплота конденсата отводится в водоводяном теплообменнике остановленном на конденсатопроводе,

По схеме б) это тепло используется в виде пара, образовавшегося в результате вскипания конденсата в конденсатосборнике.

системах отопления, а также для нагрева воздуха в системах вентиляции (рис.5,8).

В соответствии с этой схемой вода, поступающая в форсуночную камеру для подогрева и увлажнения воздуха, нагревается отработанной водой в водоводяном теплообменнике. Необходимо отметить, что запасы вторичного низкотемпературного тепла, в частности в виде оборотной воды систем промышленного водоснабжения весьма велики. Значительно увеличиваются возможности утилизации такого тепла при повышении его температуры с помощью теплового насоса.

Параметры вторичного низкопотенциального пара могут быть повышены с использованием так называемого струйного компрессора, схема в).

Принцип действия его аналогичен элеватору: острый пар поступающий в сопло, в результате увеличения скорости при истечении через узкое отверстие понижает свое статическое давление и подсасывает пар вторичного вскипания. В диффузоре смесь острого и вторичного пара повышает свое статическое давление до расчетной величины и поступает к потребителю. Такая схема утилизации тепла горячих жидкостей особенно целесообразна при загрязненных жидкостях, затрудняющих или исключающих их использование в теплообменниках жидкость-жидкость. Пар такой жидкости содержит значительно меньше загрязняющих веществ, в основном они остаются в сбрасываемой жидкости.

Утилизация теплоты вода средней температуры (60-80°C) показана на рис .5,7.

Часть воды разбирается потребителями горячей воды 4, другая часть, при необходимости, догревается в теплообменнике 5, а затем поступает в систему отопления б. Для обеспечения требуемого режима охлаждения оборудования I часть вода направляется на градирню 2, смесь отработанной и охлажденной на градирне воды поступает в сборник 3, а оттуда насосом 7 подается к охлаждаемому оборудованию I.

В ряде случаев целесообразно использовать воду для теплоснабжения парников и теплиц. В средней полосе Союза для обогрева парников и теплиц можно использовать воду с температурой 40-60°C, а для утепления грунта 30-40°C. График использования горячей воды для овощеводства также имеет сезонный характер, но более благоприятный, чем отопительно-вентиляционный. Так, тепловая нагрузка теплично-парниковых установок в апреле составляет 40%, а в мае - 20% максимальной расчетной нагрузки.

Утилизация теплоты низкотемпературной (30-50°C) воды более затруднительна. Как уже упоминалось, непосредственно такая вода может использоваться для подогрева грунта теплиц, в панельных

Утилизация теплоты дымовых газов в котельной

Утилизация теплоты удаляемых продуктов сгорания в поверхностных экономайзерах

До настоящего времени в проектах котельных температуру удаляемых дымовых газов принимают в пределах 140-160°C. В условиях резкого повышения стоимости энергии становится целесообразным значительно более глубокое охлаждение дымовых газов (до 60-40°C).

При этом могут использоваться поверхностные теплообменники — экономайзеры, традиционные чугунные или аналогичные им по конструкции, или контактные, в которых вода нагревается в результате непосредственного контакта с дымовыми газами.

При использовании поверхностных экономайзеров требуется значительное увеличение их поверхности по сравнению с традиционными решениями. Это объясняется сравнительно низкими коэффициентами теплоотдачи от дымовых газов к наружной теплообменной поверхности (по сравнению с теплоотдачей от воды к внутренней поверхности). Расчет необходимой величины поверхности экономайзера затрудняется тем обстоятельством, что вследствие охлаждения дымовых газов ниже точки росы имеют место зона сухого теплообмена и зона тепломассообмена, в которой передача тепла сопровождается конденсацией водяного пара из дымовых газов.

Температура стенки трубы принималась равной температуре воды (вследствие низкого термического сопротивления со стороны воды и высокого — со стороны дымовых газов).

Начальная температура дымовых газов $t_{г1}=180^{\circ}\text{C}$,
конечная температура дымовых газов $t_{г2}=40^{\circ}\text{C}$,
начальная температура воды $t_{в1}=10^{\circ}\text{C}$.

При условии принятой противоточной схемы движения теплоносителей в *первой* зоне температура газов выше температуры точки росы t_p даже на поверхности трубы, поэтому происходит обычный сухой

теплообмен.

Во *второй* зоне температура стенки трубы снижается до t_p , начинается выпадение конденсата на поверхности трубы и нижней части ребер, температура верхней части ребер выше t_p , и эта часть поверхности ребер работает в сухом режиме. По мере движения дымовых газов доля смоченной поверхности непрерывно возрастает и когда верхняя часть ребер достигает температуры t_p и ниже – на всей поверхности происходит конденсация и вся третья зона поверхности теплообмена работает как смоченная. По расчетам вся поверхность будет смоченной при $t_w = t_{ct} = 34,5^\circ\text{C}$ т.е. на 20° ниже точки росы.

Образование конденсатной пленки на теплообменной поверхности интенсифицирует теплообмен не только за счет передачи теплоты конденсации водяных паров (“скрытой” теплоты), но и за счет дополнительной турбулизации газового потока, вызванной волнообразованием жидкой пленки.

Строгой методики расчета теплоотдачи от газа к смоченной поверхности пока не разработано, поэтому ребристые экономайзеры рассчитывают по формулам для сухого теплообменника, а затем принимают повышающий коэффициент на теплопроизводительность.

Количество тепла, передаваемого трубой с круглыми ребрами,

$$Q = (t_g - t_w) F_n \varepsilon \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{np}} + \frac{1}{\alpha_w} \frac{F_n}{F_{mp}}},$$

где t_g , t_w – температура газа снаружи трубы и воды внутри трубы, F_n , F_{mp} – полная наружная поверхность ребристой трубы и ее внутренняя поверхность, α_{np} , α_w – приведенный коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности ребристой трубы и коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубы, ε – поправочный коэффициент.

Смысл приведенного коэффициента заключается в том, что учитывается различная эффективность работы поверхности ребер и части трубы, не занятой основаниями ребер:

$$\alpha_n F_n = \alpha_p F_p E + \alpha_{n.mp} F_{n.mp},$$

где $F_n = F_{n.mp} + F_p$ – полная наружная поверхность, состоящая из части поверхности несущей гладкой трубы $F_{n.mp}$ и поверхности ребер F_p , E – коэффициент эффективности ребра, учитывающий различие температуры поверхности ребра у его основания и верхней части.

Утилизация теплоты удаляемых продуктов сгорания в контактных

экономайзерах

В контактных экономайзерах удаляемые дымовые газы нагревают воду при их непосредственном контакте с нею. Наиболее распространенными являются пленочные аппараты- экономайзеры, в которых поверхность контакта образована смоченной поверхностью насадки, например, из керамических колец Рашига. Отечественной промышленностью изготавливаются несколько модификаций таких экономайзеров (АЭ-0,6 и др.).

Нагретая дымовыми газами вода может непосредственно использоваться технологическими потребителями, либо в дополнительном контуре она может нагревать воду для горячего водоснабжения (рис.)

В последнее время разработаны и используются контактные экономайзеры с так называемой активной насадкой (КТАН), в качестве которой используется орошаемая теплообменная поверхность встроенного в корпус экономайзера теплообменника. В КТАНах процесс теплопередачи от газов к нагреваемой воде конструктивно совмещен в одном объеме (Рис.).

Дымовые газы передают орошающей воде явную и скрытую теплоту, а от нее через теплообменную поверхность теплота передается “сетевой” воде. Таким образом, в теплообмене одновременно участвуют три теплоносителя (дымовые газы, орошающая вода, сетевая вода), расчет таких тройных теплообменников достаточно сложен.

КТАНЫ могут работать при повышенной скорости газов (до 8-10 м/с), что интенсифицирует тепло- и массообмен; встроенный теплообменник в ряде случаев исключает необходимость в дополнительном внешнем теплообменнике.

Недостатки КТАНов заключаются в следующем:

- малая технологичность трубчатой насадки и целесообразность ее изготовления из коррозионностойкой стали,
- трудность выполнения ремонта теплообменника,
- высокая стоимость насадки.

В сопоставлении с насадочными теплообменными аппаратами решающим является такой теплотехнический показатель, как коэффициент использования топлива (КИТ). В соответствии с выполненными расчетами, КИТ составил:

При $t_{yx}=150^{\circ}\text{C}$: в КТАН 0.52, в аппаратах с орошаемой насадкой 0.705,

При $t_{yx}=110^{\circ}\text{C}$: в КТАН 0.46, в аппаратах с орошаемой насадкой 0.67.

ОСНОВЫ РАСЧЕТА АППАРАТОВ С ОРОШАЕМОЙ НАСАДКОЙ

Для расчета тепломассообмена между водой и газом в аппаратах с насадкой из керамических колец Л.Д. Берманом было предложено

уравнение

$$Nu_{\alpha} = Nu_{\beta} = \alpha \delta / \lambda_z = \beta \delta / D = 0.662 Re^{0.5} Pr^{0.33},$$

где $Re = (w_z + W_w) \delta / \nu_z$, w_z – скорость газа в свободном сечении колонны, δ – характерный размер, за него принят эквивалентный диаметр насадки, α и β – коэффициенты тепло- и массоотдачи, λ_z и D – коэффициенты теплопроводности и диффузии.

Равенство чисел Нуссельта по тепло- и массообмену говорит о принятом в расчетах подобии процессов тепло- и массообмена.

$$d_{\text{эк}} = \delta = 4\varphi / f,$$

где φ , f – площадь и периметр элемента насадки.

Из первого выражения можно получить зависимость для непосредственного определения коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 0.662 \frac{\lambda_z}{\sqrt{\nu_z d_{\text{эк}}}} \sqrt{\frac{W_z^3}{1-h}} Pr^{0.33},$$

где W_z^3 – эффективная скорость газа, h – доля живого проходного сечения аппарата, занимаемого водой.

С введением поправочного множителя $K_{\text{экс}}$ на совместный тепло- и массообмен

$$\alpha = K_{\text{экс}} 0.662 \frac{\lambda_z}{\sqrt{1-h}} \sqrt{\frac{W_z^3}{\nu_z d_{\text{эк}}}} Pr^{0.33},$$

Если принять, что для определенного типоразмера насадки

$$\alpha_0 = 0.662 \frac{\lambda_z}{\sqrt{\nu_z d_{\text{эк}}}} \sqrt{\frac{W_z^3}{1-h}} Pr^{0.33}, \text{ то}$$

$$\alpha = \alpha_0 \frac{1}{\sqrt{1-h}}.$$

На основании этой формулы были получены графики, позволяющие определить величину α_0 для различных размеров насадки.

Из условия подобия процессов тепло- и массообмена $\alpha/\beta = c_z$ – теплоемкость влажных продуктов сгорания. В реальных условиях $c_z = 0.31-0.47$ ккал/кг, а величина коэффициента массообмена соответственно будет находиться в пределах $\beta = \alpha (2.13-2.33)$ кг/(м²ч).

Полезный объем контактной камеры

$$V_k = Q / (\sigma \cdot f \cdot \Delta i \cdot \varphi), \text{ м}^3,$$

где Q – количество переданного тепла, кВт, σ – коэффициент полного теплообмена между газом и смоченной поверхностью, кг/(м²ч), Δi – средний энтальпийный напор, кДж/кг, φ – коэффициент смачиваемости насадки, f – удельная поверхность насадки, м²/м³.

В связи с тем, что изменение температуры нагреваемой воды

значительно, например с 15 до 100⁰С, и характер линии равновесия ($\varphi=100\%$) существенно изменяется, для обеспечения достаточной точности расчет выполняют по участкам. Для этого всю высоту насадки разбивают на 6-10 участков, и для каждого участка находят среднюю величину Δi с учетом схемы движения теплоносителей – прямоток или противоток. Для высокотемпературных нагревателей это требование является обязательным.

3. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛА, КОГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

3.1. Совместная выработка тепловой и электрической энергии

Основные фонды большинства предприятий коммунального теплоснабжения не были вовремя восстановлены и отслужили свой срок. Время обосновывать инвестиции в эти системы повышением доходности для большинства объектов прошло, настало время другой постановки вопроса: удастся ли сохранить коммунальное теплоснабжение. Для этого теперь придется повторить, по крайней мере, первоначальные инвестиции, или быть готовым к его полному краху.

Прийти к такой постановке вопроса крайне важно, и, чтобы сделать эту мысль ярче, позволю себе привести следующую метафору. Когда лошадь отработала свой век, то ни новые подковы с упряжкой, ни научный рацион кормления, ни молодой кучер ей уже не помогут. Если у извозчика предусмотрительно скоплены деньги и есть воображение, он, когда клиент станет садиться в другие экипажи, задаст себе вопрос: продолжать ли мне заниматься извозом, купив новую лошадь, или вложить деньги в другое дело? Но если денег нет, извозчику остается одно:

гонять свою лошадку, пока не упадет. Тем более, что другие извозчики, по причине бедности клиента, не заводятся. Да и лошадь-то не его, а так досталась.

В «нормальной» ситуации, при основательном хозяине, стоимость систем коммунального теплоснабжения должна была бы постоянно восстанавливаться за счет амортизационных отчислений. А если бы привлекались дополнительные капиталовложения, то они использовались бы для перевода объекта на качественно новый уровень. Сейчас же большинство проектов реконструкции фактически являются проектами восстановления полной (утраченной) стоимости объектов, точнее, доведения ее до стоимости, отвечающей современным требованиям (что существенно больше!). Прибавим сюда удорожание на демонтаж старого оборудования и получим стоимость новой системы, превышающую остаточную стоимость эксплуатируемых систем в десятки раз. Очевидно, что это «невыгодно», если смотреть только с финансовой точки зрения (как будто не существует других). Очевидно также, что это не приведет к снижению тарифов.

Перспектива снижения тарифов после реконструкции сейчас является не более чем популистским мифом. Это доказывает простой расчет. По экспертным оценкам общее сокращение себестоимости при переходе к современным системам производства и передачи тепловой энергии за счет энерго- и ресурсосбережения действительно очень велико и может быть доведено примерно до 30%. Дальнейшее энерго- и ресурсосбережение следует осуществлять в секторе потребления при утеплении зданий, применении энергоэффективного оборудования внутренних систем, установке в них приборов учета и т.д. Однако за счет

резкого увеличения амортизационных отчислений (что обычно замалчивается, а иногда даже говорится о сокращении отчислений на амортизацию!), себестоимость как раз на эти 30% и возрастет. Действительно, если усредненная оценка удельной стоимости установленной мощности современной системы централизованного теплоснабжения составляет 100000 долл. за 1 Гкал/ч, то амортизационные отчисления с единицы установленной мощности при нормативном сроке службы 20 лет должны составлять 5000 долл. в год. Для климатических условий Северо-Запада установленная мощность в 1 Гкал/ч может дать реализацию примерно 3400 Гкал в год. При современном уровне себестоимости примерно 5 долл. за Гкал (топливо - газ) доля амортизационных отчислений составит $5000/(5 \times 3400) \approx 30\%$, т. е. практически будет равна величине максимальной экономии. (Для сравнения, амортизационные отчисления в структуре себестоимости большинства отечественных предприятий теплоснабжения составляют всего 1-2%).

Тепловая энергия, будучи важнейшей составляющей жизнеобеспечения, не является обычным товаром: здесь нельзя уйти с рынка, найдя более выгодный бизнес. Поэтому развертывать приведенное сравнение с частным извозом в смысле свободы и саморегулирования рынка неуместно. Системы теплоснабжения просто должны выполнять свои функции, отвечая соответствующим техническим требованиям. Поэтому, если наше общество в силу кризисных процессов в последние годы утратило стоимость обеспечивающих его жизнь систем теплоснабжения, оно задолжало самому себе и должно эту утраченную стоимость восстановить. Восстановление же стоимости систем теплоснабжения, в общем случае, может произойти только путем повышения тарифов в результате введения в них инвестиционной составляющей. В соответствующем тарифном регулировании и состоит основная функция государства в отношении систем коммунального теплоснабжения, коль скоро оно считает нужным контролировать этот сектор. Конструктивной альтернативой может быть только объявление, что государство намерено вывести этот сектор из-под своего непосредственного контроля, сделанное заранее, чтобы народ успел запастись «буржуйками».

В начале лечения ставят диагноз. Попытки такого диагностирования предприняты в подготовленном Минпромнауки национальном докладе «Теплоснабжение Российской Федерации. Пути выхода из кризиса». Указанная работа содержит пассажи, исполненные истинного пафоса. К примеру: «В тепловых сетях теряется вся экономия от комбинированной выработки тепла и электроэнергии на ТЭЦ. Именно в тепловых сетях наступает конец российской теплофикации - технической идее, победившей в последние годы во всем мире».

Таким образом, когенерационная надстройка котельной рассматривается как основа реконструкции муниципальной энергетики.

В качестве когенерационной надстройки была предложена

газотурбинная установка, подключенная по так называемой «сбросной» схеме: со сбросом уходящих газов ГТУ в топку водогрейного котла (рис. 2). В такой схеме объединяются функции утилизации тепла отработанных газов, дожигания и пикового догрева. Перед подачей газа в турбину его давление повышается с помощью дожимающего компрессора. Охлаждение уходящих газов ГТУ перед подачей на дутье в топку водогрейного котла осуществляется в экономайзере. Сбросные газы поступают в горелки водогрейного котла в количестве, необходимом для горения, с обеспечением проектного коэффициента избытка воздуха. Для обеспечения круглогодичной работы сбросной схемы Академическим центром была предложена и промоделирована схема перевода нагрева подпиточной воды с паровых котлов на водогрейные.

По результатам предварительного моделирования в котельной целесообразно установить две ГТУ в диапазоне мощности примерно от 10 до 16 МВт каждая. Соединение каждого котла ПТВМ-100 с турбиной такой мощности потребует минимального объема реконструкции котельной, т.к. расчетные расходы уходящих газов газовой турбины не будут существенно превышать расчетные расходы уходящих газов водогрейного котла,

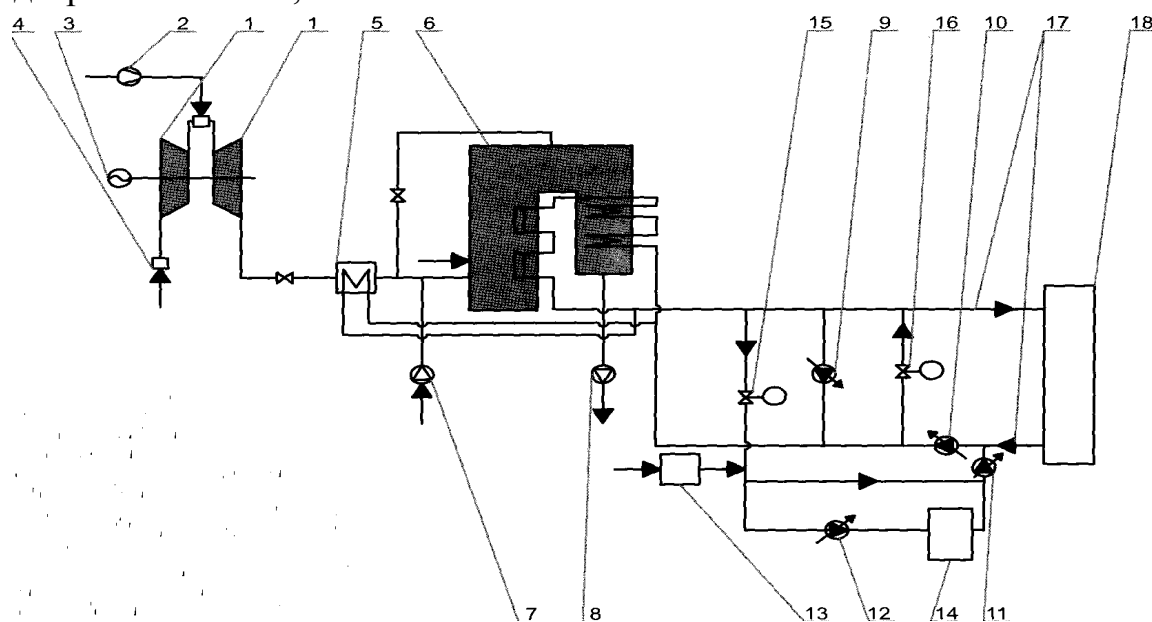


Рис. 2. Реконструкция котельной в газотурбинную ТЭЦ по «сборной» схеме:

1 - Газовая турбина (ГТУ), 2 - Компрессор, 3 - Электрогенератор (Г), 4 - Воздухоочистительная установка, 5 - Экономайзер (ЭК), 6 - Водогрейный котел (ВК), 7 - Вентилятор, 8 - Дымосос (Д), 9 - Насос рециркуляции (РН), 10 - Сетевой насос (СН), 11 - Насос подпитки (НП), 12 - Насос зарядки (НЗ), 13 - Химводоподготовка, 14 - Бак-аккумулятор, 15 - Регулирующий клапан $T_{гвс}$, 16 - Регулирующий клапан T_1 , 17 - Тепловая сеть (ТС), 18 -

Потребители тепла.

Когенерация или теплофикация –это совместная выработка тепловой и электрической энергии. В настоящее время основными источниками электроэнергии являются тепловые электростанции, которые могут работать в 2-х режимах:

- конденсационном, когда основная часть энергии теплоносителя-пара, полученная сжиганием органического топлива, используется на выработку электроэнергии, а оставшаяся часть в виде пара низкого давления конденсируется оборотной водой и сбрасывается в атмосферу в градирнях.

- Теплофикационном, когда на выработку электроэнергии расходуется несколько меньшая часть энергии теплоносителя, чем в конденсационном режиме, но зато вся оставшаяся часть энергии расходуется на цели теплоснабжения

Общие тепловые потери при работе в конденсационном цикле, вместе с потерями в градирнях, турбинах, электрогенераторах, трансформаторах, линиях электропередачи и т.д. определяют общий уровень К.П.Д. в среднем 25, собственно КЭС -30%.

Общий КПД ТЭЦ , с учетом выработки тепла и электроэнергии, составляет 65-70%.

В России курс на теплофикацию был понят (Кржижановский, Гинтер , Дмитриев, Мелентьев) и принят планом ГОЭЛРО еще в 1920 г. В то время и вплоть до 1960г основная доля в тепловом балансе страны принадлежала каменному углю (70-56%), поэтому строились крупные ТЭЦ на сотни МВт, расположенные на значительном удалении от жилой застройки (до 40 км), что определяло , при несовершенной тепловой изоляции , высокие тепловые потери в сетях. Большая мощность ТЭЦ определялась тем обстоятельством, что эффективное сжигание угля возможно лишь в крупных котельных с камерным сжиганием, золоулавливанием , автоматикой и т.д.

При увеличении в топливном балансе страны доли природного газа до 50% и выше (56% в 2000г.).резко изменились условия экономической целесообразности строительства крупных ТЭЦ и размещения их вдали от населенных пунктов.

Во-первых, эффективное экономически и экологически сжигание газа может быть организовано и при небольших тепловых мощностях, вплоть до нескольких десятков кВт. Становится очевидной целесообразность когенерации и в небольших установках (мини-ТЭЦ), размещенных непосредственно в зоне жилой застройки.

Кроме того, сжигание газа может быть организовано в топке под давлением, и в этом случае топочные газы могут подаваться на турбину непосредственно, без промежуточной стадии выработки пара.

Особенностью режима работы ГТУ является большой избыток воздуха в камере сгорания ($\alpha=3,6-3,8$) с целью получения большего количества продуктов сгорания и их приемлемой температуры. Продукты сгорания после ГТУ содержат до 17% свободного кислорода и могут использоваться в качестве дутьевого воздуха в топке обычного котла.

Учитывая, что габариты ГТУ небольшой мощности невелики, открывается возможность установки ГТУ как надстроек над водогрейными или паровыми котлами в обычных котельных. Как правило, ГТУ удобно размещать снаружи котельной со стороны дымовой трубы, при этом продукты сгорания сбрасываются в воздухозаборное устройство

Проблемы сжигания природного газа в потоке богатых кислородом продуктов сгорания не существует, однако потребуется замена горелочных устройств, т.к. регулирование тепловой нагрузки котла осуществляется за счет изменения расхода природного газа при неизменном расходе продуктов сгорания после ГТУ.

Результаты расчетов работы водогрейного котла КВГМ-100 с надстройкой ГТУ мощностью 16МВт приведены в табл. 1

Параметры	Котел КВГМ-100	ГТУ-16	ГТУ+котел
Электрическая мощность МВт	-	16	16
Расход продуктов сгорания, кг/с	50,43	57,5	50,43
Избыток воздуха в камере сгорания, α	1,1	3,77	1,1
КПД котла, %	92,5	-	91,9
Тепловая произво- дительность, Гкал/ч	99,7	-	92,6
Температура уходящих газов, $^{\circ}\text{C}$	127,5	460	125,3
КПД эл., %	-	32	94,9

КПД выработки дополнительной электроэнергии на тепловом потреблении определяется по формуле:

$$\eta_{эл} = N_e / (g_T Q_H - Q_H / \eta_k),$$

где $\eta_{эл}$ - КПД выработки дополнительной электроэнергии, N_e - полезная электрическая мощность, g_T - суммарный расход топлива в ГТУ и котел, кг/с, Q_H - низшая теплота сгорания топлива Q_H - отпускаяемая тепловая полезная мощность, η_k - КПД водогрейного котла на данном режиме без ГТУ.

В связи с большими сезонными изменениями нагрузки в отопительных котельных (летняя нагрузка составляет 20% от зимней), летом нагрузка обеспечивается только за счет утилизации тепла продуктов сгорания.

Следует также отметить, что применение надстройки ГТУ уменьшает

экологическую нагрузку из-за существенного уменьшения содержания No_x в дымовых газах, поскольку сброс продуктов сгорания в топку котла снижает адиабатическую температуру сгорания и резко сокращается реакция образования оксидов азота.

3.2 Оценка эффективности энергосберегающих мероприятий

Вследствие большого удельного объема воздуха и малой по сравнению с водой теплоемкостью транспортирование воздуха часто экономически невыгодно, кроме того, из числа потребителей исключается система горячего водоснабжения и технически затрудняется сглаживание неравномерностей выработки и потребления теплоты. При использовании воды в качестве промежуточного теплоносителя сравнительно просто сглаживать неравномерность выработки и потребления теплоты и обеспечивать требуемые режимы работы системы утилизации. Тепловой тракт воды в силу ее большой теплоемкости и меньшего удельного объема по сравнению с воздухом менее металлоемок. Транспортирование воды по трубопроводам позволяет обеспечивать теплотой системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения как производственного помещения, в котором расположены агрегаты-источники ВТЭР, так и потребителей, удаленных от агрегатов-источников ВТЭР.

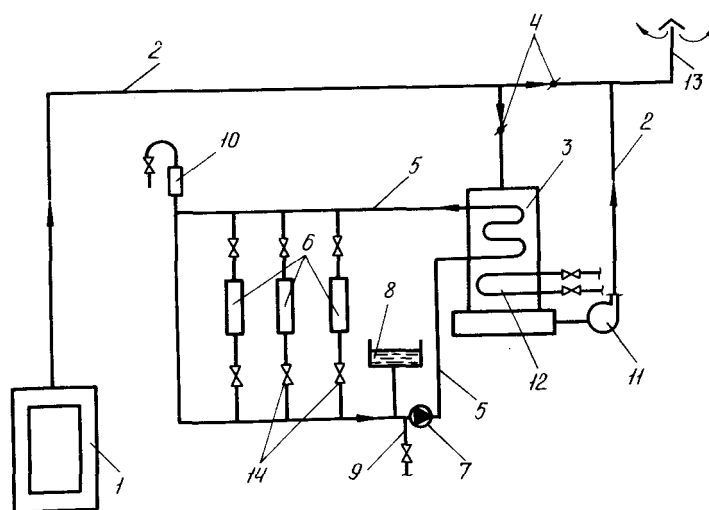


Рис 2 Принципиальная схема системы утилизации теплоты выбросных газов для нагрева воды на цели отопления и горячего водоснабжения;

1 - агрегат-источник ВТЭР; 2 - газопровод; 3 - газодводяной теплообменник первой ступени; 4 - заслонка; 5 - трубопровод; 6 - потребители теплоты (отопительные агрегаты, отопительные приборы); 7 - насос; 8 - расширительный бак; 9 - подводка водопровода; 10 - воздухохоборник; 11 - дымосос; 12 - газодводяной теплообменник второй ступени; 13 - выбросная шахта (дымовая труба); 14 - задвижка

На рис. 2 представлена принципиальная схема систем утилизации теплоты уходящих газов для нагревания воды, направляемой на отопительно-вентиляционные и санитарно-бытовые нужды.

Теплоутилизаторами могут служить газодводяные теплообменники (экономайзеры, трубные пакеты, трубчато-пластинчатые воздухо-нагреватели). Рекомендуется предусматривать обводной канал для уходящих газов. Этот канал необходим также на периоды ремонта теплообменников и их замены или временного отсутствия потребителей.

Изображенная на рис. 2 простейшая принципиальная схема системы утилизации пригодна для случаев, когда периоды работы агрегата-источника и потребителей совпадают и потребители нуждаются в теплоносителе одинаковых параметров. При наличии потребителей с различными требованиями к температуре нагреваемой воды теплоутилизаторы устанавливают последовательно в потоке уходящих газов. Они имеют отдельные контуры и снабжают нагретой водой как систему отопления, так и систему горячего водоснабжения. При несовпадении графиков выработки и потребления теплоты в системе устанавливают баки-аккумуляторы. Для получения высоких температур воды и обеспечения работы системы при отсутствии ВТЭР устанавливают паровой, электрический или водяной водоподогреватель. Если вода повышенной температуры требуется только для технологического потребителя, то водонагреватель устанавливают на трубопроводе, после аккумуляторов, перед технологическим потребителем.

Неравномерность выработки теплоты источниками ВТЭР может быть сглажена объединением источников общим газовым трактом с установкой на нем теплоутилизатора, нагревающего воду, подаваемую затем различным потребителям.

По схеме на рис. 3 неравномерность выработки теплоты сглаживается тем, что теплоутилизаторы, установленные на каждом децентрализованно расположенном источнике ВТЭР, объединены общим циркуляционным контуром промежуточного теплоносителя. С этой же целью в циркуляционном контуре промежуточного теплоносителя от дополнительного источника теплоты смонтирован пиковый водонагреватель, который обеспечивает нормальную работу системы утилизации при недостаточной выработке ВТЭР технологическими агрегатами-источниками. Пиковый водонагреватель обеспечивает также независимость потребителей теплоты - систем отопления и вентиляции - от агрегатов-источников ВТЭР при их бездействии во время ремонта или замены. При обвязке трубопроводами предусмотрен! также возможность снабжения потребителей теплотой от теплосети, минуя водонагреватель, заполнение трубопроводов системы утилизации и их подпитка химически

обработанной водой из теплосети.

При отсутствии потребления теплоты из теплового тракта промежуточного теплоносителя последовательно выключаются агрегаты-источники переключением заслонок и выбросом уходящих газов в атмосферу, минуя теплоутилизаторы. Для сглаживания сезонной неравномерности потребления возможно подключение к системе утилизации дополнительного потребителя теплоты (например, тепличного хозяйства) как через теплообменник, так и, минуя теплообменник, непосредственно к циркуляционному контуру промежуточного теплоносителя, что повышает теплотехническую эффективность и надежность работы системы утилизации.

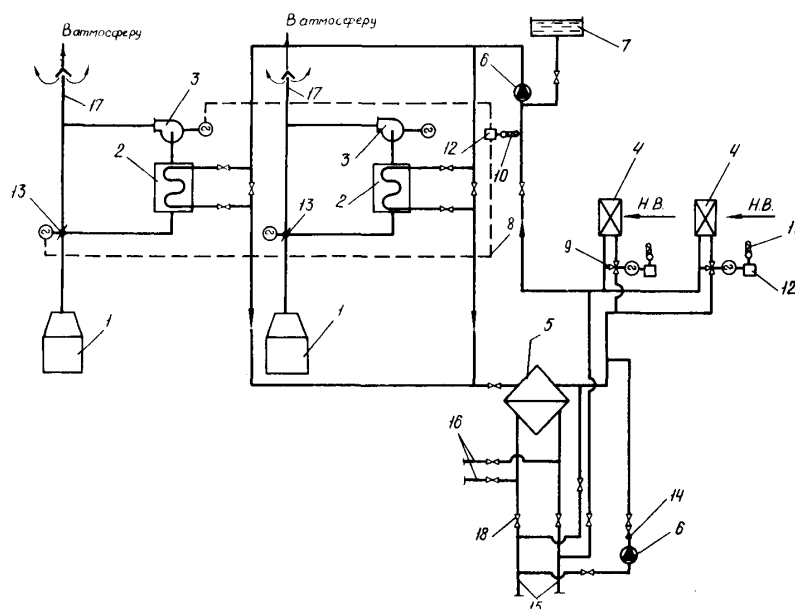


Рис. 3. Принципиальная схема системы утилизации с объединением децентрализованных источников ВТЭР общим тепловым контуром;

I - агрегат-источник ВТЭР; 2 - утилизатор; 3 - дымосос; 4 - основные потребители теплоты; 5 - пиковый водонагреватель; 6 - насос; 7 - расширительный бак;

8 - линия связи; 9 - трехходовой регулирующий клапан; 10 - датчик температуры воды; II - датчик температуры воздуха; 12 - регулятор, 13 - заслонка; 14 - обратный клапан, 15 - трубопроводы от тепловой сети; 16 - трубопроводы к другим потребителям теплоты; 17 - выбросная шахта; 18 - задвижка; н.в. - наружный воздух

На рис. 4 показана принципиальная схема системы утилизации теплоты отходящих газов от термических печей для нагревания воздуха.

Неравномерность выработки ВТЭР по этой схеме сглаживается объединением агрегатов-источников ВТЭР (желательно не менее двух) по

тракту уходящих газов. При неравномерности потребления теплоты нехватка ВТЭР компенсируется дополнительным подогревателем, снабжаемым теплотой от дополнительного источника тепловой энергии. Неиспользованная потребителем теплота выбрасывается в атмосферу.

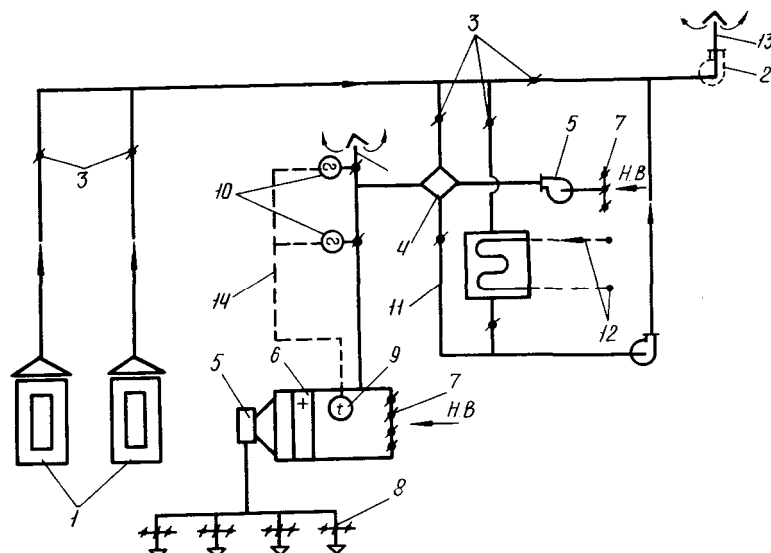


Рис. 4. Принципиальная схема использования теплоты выбросных газов для нагревания воздуха:

I - термическая печь; 2 - дымоход; 3 - заслонка; 4 - газовоздушный теплообменник; 5 - вентилятор; 6 - воздухонагреватель; 7 - воздухозаборная решетка; 8 - приточная решетка; 9 - температурный датчик; 10 - исполнительный механизм; II - газоводяной теплообменник;

12 - трубопровода системы горячего водоснабжения; 13 - выбросная шахта; 14 - линия связи; н.в. - наружный воздух

Сезонная неравномерность потребления теплоты может быть компенсирована установкой газоводяного теплообменника, приготавливающего горячую воду для дополнительного потребителя, который подключают в то время, когда не работают основные потребители нагретого воздуха (системы вентиляции, воздушного отопления, воздушных завес).

При достаточно высокой температуре уходящих газов возможна последовательная установка газовоздушного и газоводяного теплообменников; при этом системой утилизации обеспечивается круглогодичная выработка горячей воды. Для отключения газовоздушного теплообменника в нерабочее время должен быть предусмотрен обводной газопровод. Такая двухступенчатая схема характеризуется более высокими технико-экономическими показателями, чем одноступенчатая система утилизации, и обеспечивает более глубокое охлаждение газов. Суточная и сезонная неравномерность потребления теплоты в системах утилизации с нагревом воздушных потоков может быть сглажена также включением

дополнительного технологического потребителя, например теплообменников подогрева дутьевого воздуха для горелок.

Одним из видов ВТЭР на предприятиях машиностроительной промышленности является вода, ассимилирующая теплоту от технологического оборудования (в том числе от воздушных компрессоров) и охлаждаемая затем в системах оборотного водоснабжения. Температура отепленной воды в зависимости от времени года колеблется от 10 до 60 °С.

Потребителями низкотемпературной теплоты могут быть системы вентиляции, воздушного отопления, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения.

Для охлаждения технологического оборудования используют открытые, закрытые и комбинированные системы оборотного водоснабжения. В открытых системах контур воды, охлаждающей технологическое оборудование, соединен непосредственно с градирней, образуя единый циркуляционный контур. В закрытых системах контур воды, охлаждающей технологическое оборудование, соединен с циркуляционным контуром градирни через теплообменник, и оба контура являются независимыми. Комбинированные системы состоят из систем обоих типов. При утилизации теплоты охлаждающей воды системой отопления, вентиляции и горячего водоснабжения при сравнительно низких температурах и неагрессивности воды, можно осуществить направление ее непосредственно в теплообменники потребителей без использования промежуточного теплоносителя. При высоких температурах или агрессивности сбросных вод используют промежуточный теплоноситель, циркулирующий в дополнительном контуре потребителя или в контуре градирни.

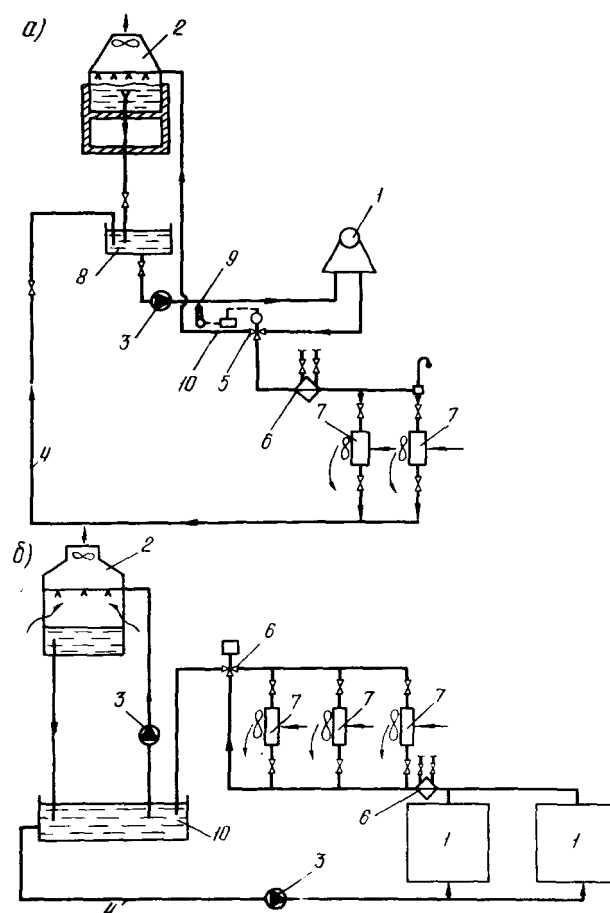


Рис. 5. Принципиальная схема открытых систем утилизации теплоты воды, охлаждающей технологическое оборудование:

а - одноконтурная система; б ~ двухконтурная система'

1 - охлаждаемый технологический агрегат; 2 - градирня; 3 - насос;

4 - трубопроводы; 5 - трехходовой клапан, 6 - пиковый водонагреватель; 7 - отопительный рециркуляционный агрегат; 8 - бак; 9 - датчик температуры; 10 - реле; П - подводы от внешнего источника теплоты

В открытой одноконтурной системе использования теплоты воды (рис. 5,а) водоохладитель-градирня и потребители ВТЭР параллельно подключены к контуру теплоносителя ВТЭР, что позволяет оглаживать неравномерность потребления теплоты (суточную и сезонную). В режиме недоиспользования теплоты по сигналу датчика температуры, установленного на трубопроводе воды, подаваемой в охлаждаемый технологический агрегат, и воздействующего через реле на трехходовой клапан, большая часть воды направляется в градирню. В режиме нехватки теплоты вся охлаждающая вода направляется к потребителям, например к отопительным агрегатам. Недостаток теплоты ВТЭР компенсируется дополнительным источником теплоты - пиковым водонагревателем, снабжаемым теплотой, например, от теплосети.

Открытая двухконтурная система (рис. 5,б) позволяет сглаживать неравномерность выработки теплоты агрегатами-источниками путем объединения этих агрегатов общим циркуляционным открытым контуром с собственным насосом. Градирня, имеющая собственный циркуляционный контур, сбрасывает в атмосферу излишки теплоты, не используемые потребителями. Система позволяет экономить электроэнергию, так как подача насоса градирни может быть (при наличии постоянных потребителей теплоты) значительно меньшей, чем при схеме рис. 5,а.

Комбинированная двухконтурная система, используя до потребителя промежуточный теплоноситель, имеет открытый контур охлаждения технологического оборудования, а контур потребителей - закрытый (рис. 6,а). Такая система применяется при высокотемпературном носителе сбросной теплоты или при содержании в нем агрессивных примесей и загрязнений.

В такой схеме контур среды, охлаждающей технологическое оборудование, и контур теплоносителя для потребителей независимы и изолированы друг от друга. Теплообмен между контурами осуществляется в теплообменнике с помощью трехходового клапана, управляемого датчиком температуры воздуха обслуживаемого помещения, обеспечивающим изменение количества теплоносителя и теплоотдачи отопительных приборов-потребителей теплота.

Комбинированная двухконтурная система, в которой контур охлаждаемого технологического агрегата - закрытый, а контур градирни - открытый (рис. 6,б), используется при наличии постоянного потребителя теплоты. Открытый контур градирни служит для сглаживания неравномерности потребления теплоты.

Неравномерность выработки теплота агрегатами-источниками, охлаждаемыми водой, может быть сглажена объединением агрегатов-источников общим водяным контуром. Вторым способом сглаживания предусматривает применение дополнительного теплообменника, снабжаемого теплотой от ТЭЦ или котельной и включаемого при недостатке теплоты ВТЭР от технологических агрегатов-источников.

Суточная и сезонная неравномерность потребления теплоты в этих системах утилизации сглаживается тем, что вода может одновременно охлаждаться как у потребителей теплоты, так и в градирне.

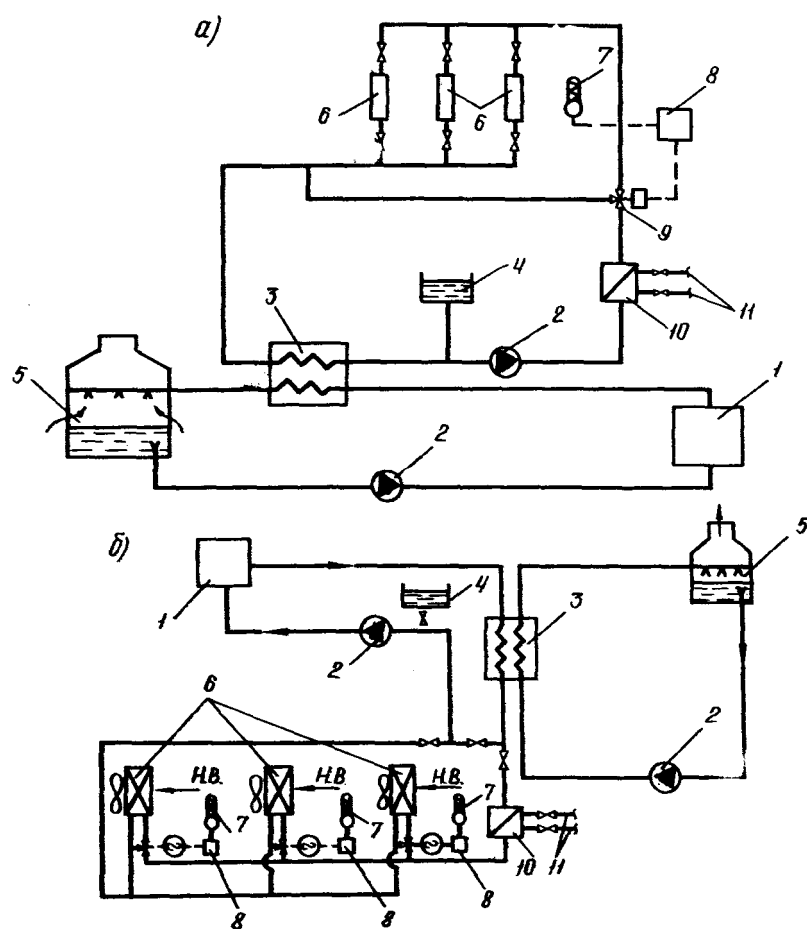


Рис. 6. Принципиальная схема комбинированной двухконтурной системы утилизации:
а - с открытым тепловым контуром источника ВТЭР; б - с закрытым тепловым контуром источника и потребителей ВТЭР

1 - агрегат-источник ВТЭР; 2 - насос; 3 - водоводяной теплообменник; 4 - расширительный бак; 5 - градирня, 6 - отопительный прибор; 7 - температурный датчик; 8 - реле; 9 - трехходовой клапан; 10- пиковый водоподогреватель; 11 - трубопроводы от внешнего источника теплоты; н.в. - наружный воздух

4. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

4.1 Компрессионные тепловые насосы, принципиальные схемы, термодинамические основы работы.

Назначение обратного кругового процесса. В соответствии со своим назначением обратный термодинамический цикл имеет три разновидности:

холодильный, теплового насоса и "комбинированный" цикл одновременного получения холода и тепла. Последний сокращенно мы будем называть комбинированным циклом.

В s , T -диаграмме на рис. 1 показаны три обратных круговых процесса Карно. Обратный круговой процесс 1-2-3-4, совершающийся между источниками с температурами охлаждаемого тела T_0 и окружающей среды T , является холодильным циклом. Цикл теплового насоса 5-6-7-8 осуществляет обратный круговой процесс, в котором тепло источника, отводимое при температуре окружающей среды T , переносится к горячему источнику с температурой T_2 . В комбинированном обратном цикле 9 - 10 - 11 - 12 тепло переносится от холодного тела с температурой T_d и передается не окружающей среде с температурой T , как в холодильном цикле, а горячему телу с температурой T_2 .

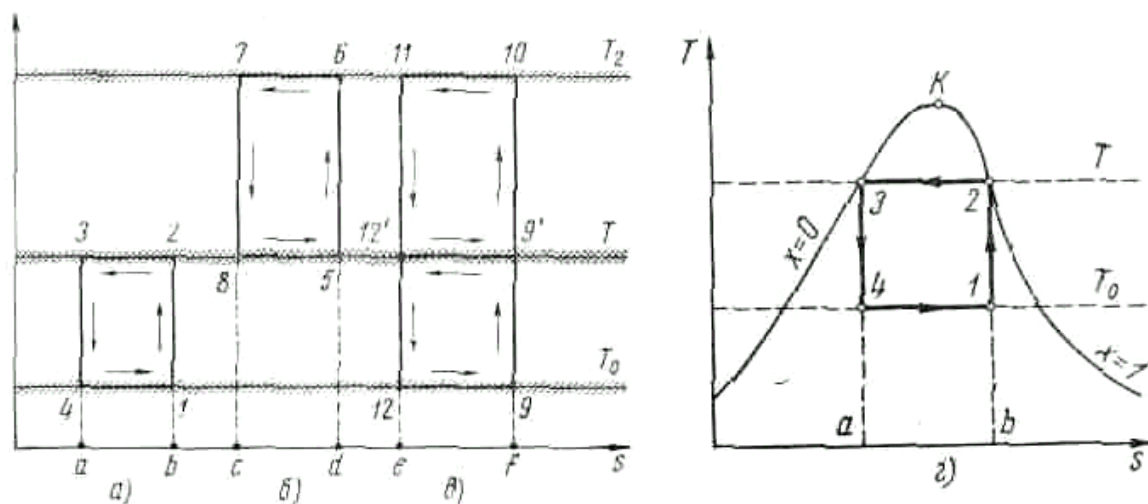


Рис. 1. Обратные циклы Карно:

a - холодильный; $б$ - теплового насоса; $в$ - комбинированный; $г$ - в

области влажного пара

Холодильный цикл и цикл теплового насоса отличаются друг от друга положением интервала температур. В первом из них температура окружающей среды является верхним пределом, а во втором - нижним. Температура окружающей среды имеет важное значение в оценке обратного кругового процесса. Обратный круговой процесс с одновременным получением тепла и холода дает возможность полностью использовать холодильную машину. В этом случае тепло, отнятое **от холодного** тела, полезно используется для нагревательных целей.

Рассмотрим холодильный цикл, осуществляемый рабочим телом при постоянных температурах окружающей среды T и охлаждаемого тела T_o . Допустим, что в процессах теплообмена между рабочим телом и источниками (средой и охлаждаемым телом) разности температур бесконечно малы. В этих условиях пределом термодинамического совершенства является цикл Карно, который осуществляется наиболее просто, если рабочее тело находится в области влажного пара. В энтропийной диаграмме (рис. 1, г) изображен этот идеальный холодильный цикл $1-2-3-4$, состоящий из двух изотермических и двух адиабатических процессов. При этом положение точки 1 должно быть таким, чтобы в конце адиабатического сжатия в компрессоре получался насыщенный пар. Точка 4 должна соответствовать концу процесса расширения влажного пара или насыщенной жидкости. Тепло q_o , отнимаемое от источника низкой температуры T_d , подводится к рабочему телу в изотермическом процессе $4-1$. Это тепло выражается площадью $a-4-1-b$, а затраченная работа Al - $1-2-3-4$. В идеальном цикле Карно температурный перепад между рабочим телом и источником бесконечно мал и те же процессы подвода и отвода тепла можно относить также и к источникам. В этом случае изменится только направление процессов.

Непрерывное отсасывание пара, полученного в испарителе, дает возможность поддерживать температуру кипения на постоянном уровне T_o . Таким образом, две изотермы - T_o (испарителя) и T (конденсатора) и две адиабаты $1-2$ (компрессора) и $3-4$ (расширителя) составляют цикл Карно в области влажного пара. Работа цикла Al меньше работы компрессора Al_k на величину работы Al_p расширителя: $Al == Al_k - Al_p$. Работа компрессора,

сжимающего пар адиабатически, равна разности энтальпий в точках 2 и 1, $Al_{к=i2-i1}$, а работа расширителя $Alp_{=i2-i4}$

Тепловой баланс холодильной машины выражается равенством:

$$q_0 + Al = q \quad (1)$$

где q_0 и q - подведенное и отведенное тепло.

Для оценки эффективности обратного кругового процесса применяют холодильный коэффициент ε . Эта величина представляет собой отношение количества тепла, отнятого от охлаждаемого источника, к затраченной в цикле работе, выраженной в тепловых единицах:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{Al} \quad (1a)$$

Холодильный коэффициент цикла Карно ε_c , можно выразить через температуры, если представить работу цикла как разность между отведенным и подведенным теплом:

$$\varepsilon_c = \frac{T_0 (s_b - s_a)}{T (s_b - s_a) - T_0 (s_b - s_a)} = \frac{T_0}{T - T_0} \quad (1б)$$

Величина ε холодильного коэффициента непосредственно связана с работой Al цикла. Работа Al цикла при одном и том же количестве тепла q_0 , отнимаемого от холодного тела, обратно пропорциональна холодильному коэффициенту:

$$Al = \frac{q_0}{\varepsilon} \quad (1в)$$

Таким образом, чем больше холодильный коэффициент, тем меньше работа, затрачиваемая на получение единицы холода в данных условиях. Величина работы, затраченной на получение единицы холода, характеризует его термодинамическую ценность.

Выражение показывает, что в случае применения цикла Карно при температуре окружающей среды T на единицу получаемого холода затрачивается тем больше работы, чем ниже температура T_0 охлаждаемого источника. Температура окружающей среды в данном географическом пункте одинакова для всех холодильных машин. В таком случае для обратимых циклов Карно с различными температурами T_0 охлаждаемого источника величина работы, приходящаяся на единицу производимого холода, будет изменяться в зависимости от значения этой температуры. Следовательно, термодинамическая ценность холода, производимого в

определенном географическом пункте в заданное время, характеризуется температурой T_o охлаждаемого источника.

При постоянстве температур: T - окружающей среды и T_2 - источника, воспринимающего тепло, применительно и к тепловому насосу цикл Карно также выражает предел термодинамического совершенства. Подводимое к рабочему телу тепло q соответствует площади 8-5-d-c, отводимое тепло q_2 - 7-6-d-c, а работа цикла - 5-6-7-8 (рис. 1, б).

Эффективность цикла теплового насоса оценивается отношением полученного тепла к затраченной работе. Это отношение, представляющее отопительный коэффициент μ обратного кругового процесса, принято называть коэффициентом преобразования:

$$\mu = \frac{q_2}{Al_2} \quad (2)$$

Коэффициент преобразования есть величина, обратная термическому коэффициенту полезного действия прямого цикла при одних и тех же температурах внешних источников:

$$\mu = \frac{1}{\eta_r}$$

По существу цикл теплового насоса, а не холодильный обратен прямому круговому процессу. Если осуществить обратимые циклы теплового двигателя и затем теплового насоса, то во внешней среде не произойдет никаких изменений. В циклах теплового двигателя и холодильной машины направление рабочих процессов и диапазон температур, в котором они совершаются, различны.

Коэффициент преобразования аналогично холодильному коэффициенту характеризует затрату работы Al_2 на получение единицы тепла в заданных условиях.

Коэффициенты преобразования и холодильный связаны между собой определенной зависимостью, вытекающей из уравнения теплового баланса:

$$\mu = \varepsilon + 1 \quad (2a)$$

Коэффициент преобразования цикла Карно можно выразить через температуры путем подстановки вместо работы Al_2 разности между отведенным q_2 и подведенным q теплом:

$$\mu_c = \frac{T_2(s_d - s_c)}{T_2(s_d - s_c) - T(s_d - s_c)} = \frac{T_2}{T_2 - T} \quad (3)$$

Выражение показывает, что при осуществлении цикла теплового насоса Карно затрата работы на единицу получаемого тепла тем больше, чем выше температура нагреваемого тела T_2 и ниже температура окружающей среды T . Работа, затраченная для получения единицы тепла в тепловом насосе, характеризует термодинамическую ценность этого тепла в данных условиях.

В обратном комбинированном цикле Карно в процессе $12-9$ (рис. 1, в) тепло отнимается от холодного источника с температурой T_o и в процессе $10-11$ подводится к горячему телу с температурой T_2 . В результате осуществления цикла при температуре T_o получается q_o ккал холода, соответствующее площади $e-12-9-f$, и при температуре T_2 — q_2 ккал тепла, равное площади $e-11-10-f$, и затрачивается работа, эквивалентная площади $9-10-11-12$.

Рассматриваемый обратный круговой процесс по существу состоит из двух циклов: холодильного $9-9'-12'-12$ и теплового насоса $9'-10-11-12'$. Обратный комбинированный цикл эффективнее двух отдельных циклов, так как в нем взаимно исключаются процессы $9'-12'$ и $12'-9'$ и, кроме того, компрессоры и расширители соответственно объединяются.

Характерной особенностью комбинированного цикла является определенное соотношение между количествами q_o и q_2 , получаемых холода и тепла.

Из уравнения (1) теплового баланса и с учетом равенства (2а) следует, что отношение

$$\frac{q_2}{q_o} = \frac{\mu}{\mu - 1} = \frac{\mu}{\varepsilon} \quad (4)$$

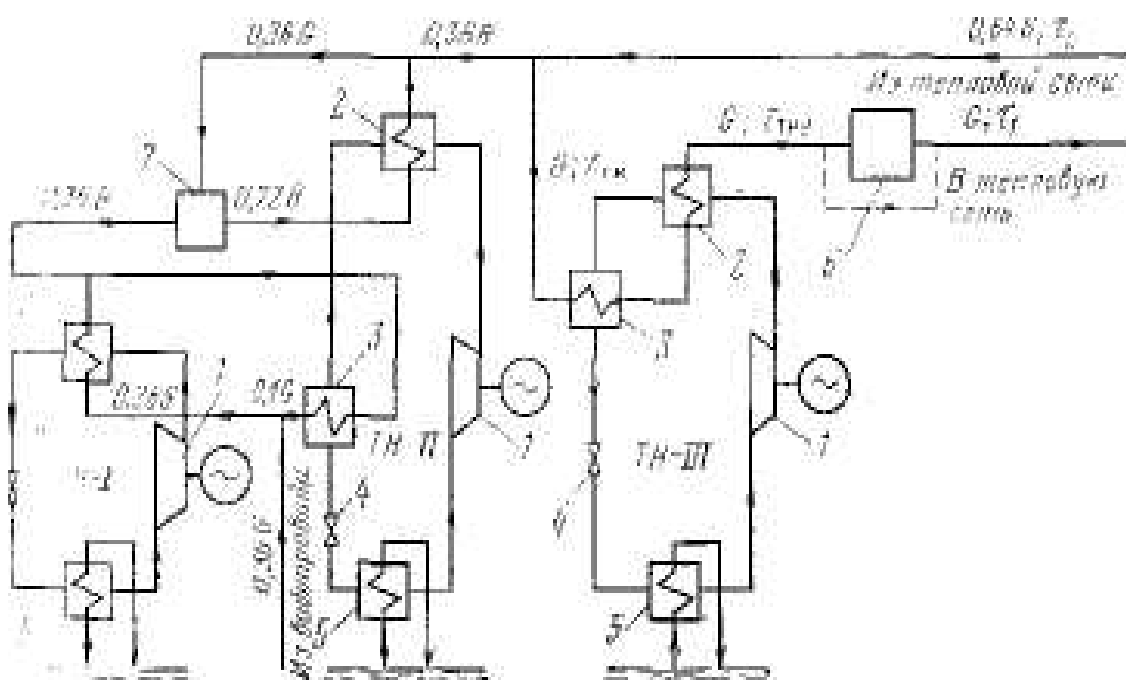
Количество тепла, приходящееся на единицу холода, получаемого в комбинированном цикле в соответствии с выражением (4), зависит от эффективности цикла.

С помощью формул (1б) и (3) можно получить для обратного комбинированного цикла Карно соотношение:

$$\frac{q_2}{q_o} = \frac{T_2}{T_o} \quad (4a)$$

4.2 Основные характеристики и методы расчета теплонасосных установок (ТНУ).

В связи со строительством многоквартирных жилых домов, сравнительно холодным климатом, растущей концентрацией промышленности, неизбежным ростом концентрированных потоков отходящей теплоты в городах и промышленных узлах и в соответствии с преимущественна развитием централизованного теплоснабжения наиболее перспективными представляются



Принципиальная тепловая схема ТНС для открытой системы теплоснабжения

ТНС, состоящие из парокомпрессионных водо-водяных ТНУ, ПВК и тепловых аккумуляторов. Назначение ПВК — обеспечить идентичные с ТЭЦ и районными котельными параметры сетевой воды. Назначение тепловых аккумуляторов — обеспечить возможность работы ТНС не только по свободному, но и по принудительному графику энергопотребления: в часы провалов суточных графиков электрической нагрузки энергосистем. Это будет способствовать выравниванию таких графиков.

На рис. 3.1 дана принципиальная тепловая схема ТНС для открытой системы теплоснабжения. Часть подпиточной воды, необходимой для

горячего водоснабжения

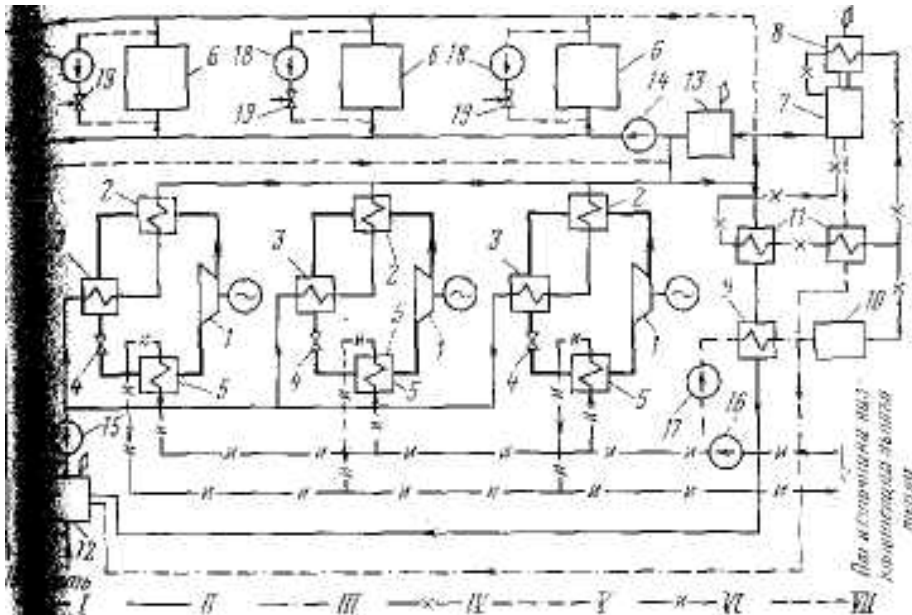
поступает в конденсатор 2 первого теплового (ТН-1), остальная вода — в охладитель конденсата 3 ТН-11. После смешения потоков вода поступает в вакуумный деаэратор 7, а затем нагревается в конденсаторе ТН-11 до температуры, необходимой для горячего водоснабжения. Подогрев воды в деаэраторе до температуры испарения в вакууме осуществляется потоком воды, циркулирующей через конденсатор ТН-11. Подпиточная вода после ТН-11 смешивается с водой из обратной линии тепловой сети, затем общий поток нагревается в охладителе конденсата 3 и конденсаторе 2 ТН-11. Догрев воды согласно температурному графику подающей линии тепловой сети осуществляется в пиковой котельной 6.

Во фреоновые контуры ТН включены регенеративные теплообменники между потоком

жидкого фреона перед дросселем 4 и потоком пара перед компрессором 1. На рис. 3.1 эти теплообменники не показаны.

Режим работы ТН-1 и ТН-11, покрывающих тепловую нагрузку горячего водоснабжения, изменяется в течение года незначительно, реагируя только на изменения температур холодной подпиточной воды и источника низкопотенциальной теплоты. Тепловой насос ТН-111 работает в переменном режиме, связанном с температурными графиками воды в подающей и обратной линиях тепловой сети.

Принципиальная схема ТНС для закрытой системы теплоснабжения (рис. 3.2) [42] составлена с учетом соответствующих схем водогрейных котельных. Сетевая из обратной линии поступает в бак 12, предназначен для выравнивания суточных колебаний температуры обратной воды из-за неравномерности потребления тепла на горячее водоснабжение. Затем вода насосом 15 подается в охладители конденсата 3 и конденсаторы 2 параллельно включенных тепловых насосов и далее, уже нагретая в бак-аккумулятор 13. Последний кроме аккумулирования теплоты выполняет также функцию деаэратора: обеспечивает испарение и удаление из воды фреона в случае аварийного нарушения герметичности трубок конденсаторов охладителей конденсата. Бак 13 снабжается аппаратом для контроля химического состава воды. При работе по принудительному графику, способствующему выравниванию суточного графика нагрузки энергосистемы, в бак 12 аккумулируется обратная сетевая вода в течение 1 рабочего времени ТИУ, а в баке 13 — теплота (в горячем виде), выработанная на «провальной» или внепиковой Энергии. (Подобные баки-аккумуляторы устанавливаются на схеме, изображенной на рис. 3.1.)



И бака 13 вода сетевыми насосами 14 подается в пи-уе котлы 6 и далее в подающую линию тепловой сстч.'источника низкопотенциальной теплоты к испарителям юда подается насосом 16

Принципиальная тепловая схема ТНС для закрытой системы теплоснабжения.

Подготовка подпиточной воды, компенсирующей утечки тепловой сети, осуществляется следующим образом. Съе водопроводная) вода, подаваемая насосом 17, подо-е в водо-водяном теплообменнике 9, очищается водоочистке 10, затем перед поступлением в вакуум-гДеаэратор 7 нагревается до максимально возможной температуры. Для этого основной поток химически очищен-роды направляется в теплообменники //, последний из " питается водой, нагретой в ТНУ. Другая часть иной воды нагревается в охладителе вышара в. Де-ванная вода, отдав часть теплоты в теплообменнике 11, поступает в бак-аккумулятор 12Сюда же сливаем греющая вода из теплообменника 9.

Поступление в котельные агрегаты сетевой воды, нД той в ТНУ выше точки росы дымовых газов ($50—60^{\circ}\text{C}$ 1 сжигании природного газа), создает условия для прея вращения наружной коррозии поверхностей нагревая лов. Поэтому рециркуляционные контуры с насосами'Ямально допустимой температуры па входе в котлы при нормальной работе ТНС не используются. Они включаются либо при работе одних котлов (без ТНУ), либо при а регуляторами 19, предназначенные для поддержания гании высокосернистого мазута,

когда вода на входе в-1лы должна иметь температуру не менее 110°C.1

Работающих теплонасосных станций пока еще не существует. Поэтому описанные схемы, предложенные на вой стадии разработок, несомненно, требуют доработЩ совершенствования. Многообразие схем ТНУ, в том чя рассмотренных в § 1.1, указывает па возможность мя других схемных решений ТНС. Тем не менее предстае ные выше схемы ТНС, на наш взгляд, отвечают оснЛ задаче данного этапа — исследованию эффективности новых источников централизованного теплоснабжения.

4.3 Характеристики естественных источников тепла для ТНУ

Системы теплоснабжения с использованием тепловых насосов - теплонасосные системы теплоснабжения - могут быть применены для отопления, подогрева вентиляционного воздуха, нагрева воды для горячего водоснабжения и т.п.

В качестве низкопотенциальных (низкотемпературных) источников теплоты могут использоваться:

а) вторичные энергетические ресурсы:

- теплота вентиляционных выбросов;
- теплота серых канализационных стоков;
- сбросная теплота технологических процессов и т.п.

б) нетрадиционные возобновляемые источники энергии:

- теплота окружающего воздуха;
- теплота грунтовых и геотермальных вод;
- теплота водоемов и природных водных потоков;
- теплота солнечной энергии и т.п.;
- теплота поверхностных и более глубоких слоев грунта.

Следует учесть, что использование тепловых насосов для теплохпadosнабжения с использованием ВЭР и НВИЭ представляет собой новую

современную технологию и требует современных архитектурно-планировочных, конструктивных и инженерно-технологических решений по всему объекту в целом. ТСТ должна быть органично вписана в объект и рационально сопряжена с остальными инженерными системами объекта.

2.1. Теплота окружающего воздуха

Теплота окружающего воздуха, как источника низкопотенциальной теплоты, характеризуется, как правило, сезонными и краткосрочными колебаниями температуры в зависимости от погодных условий, что влечет за собой колебания режимов работы теплового насоса, снижающие его эффективность. Кроме того, средний уровень температуры окружающего воздуха влияет на коэффициент трансформации: чем ниже температура, тем ниже коэффициент трансформации.

В этой связи теплоту окружающего воздуха целесообразно использовать в климатических зонах с достаточно высокой (не ниже $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$) температурой и со стабильными погодными условиями.

Для климатической зоны г.Москвы с колебаниями температуры воздуха в отопительный период от $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, что определяется высокой циклонической деятельностью в этот период, применение этого низкопотенциального источника не целесообразно.

2.2. Теплота грунтовых и подземных вод

Грунтовые и подземные воды обладают достаточно высокой теплоотдачей и имеют постоянную температуру, что обеспечивает эффективность и стабильность режимов работы тепловых насосов. Для утилизации теплоты создается циркуляционный контур: вода из грунта подается в теплообменник, связанный с испарителем теплового насоса, охлаждается ; закачивается обратно в грунт (см. Рис.4). Однако использование этих источников связано с более интенсивным вмешательством в

гидрологический режим недр и требует согласования соответствующими службами. Следует также учесть, что использование грунтовых и подземных вод в качестве аккумулятора теплоты невозможно.

Подземные воды, так же как и поверхностные слои земли, могут быть использованы в качестве источника тепла для индивидуальных домов, многоквартирных зданий и районных котельных. Температура подземных вод обычно является постоянной на глубине 15 * 20 м, и для Москвы и Московской области составляет 6-8 °С.

Для извлечения тепла подземных вод используются обычные методы бурения скважин диаметром 10*20 см, глубиной 50-150 м.

Как и при использовании озерной воды, применяются два различных принципа сбора тепла. В одном случае замкнутая трубопроводная система опускается в скважину. В таком коллекторе циркулирует теплоноситель, который извлекает тепло из подземной воды и переносит его в испаритель теплового насоса.

Для небольшого теплового насоса мощностью около 10 кВт, который может использоваться для индивидуальных домов, требуется расход подземного потока около 1*2 м³/ч (в зависимости от температуры).

В другом варианте подземная вода закачивается непосредственно в испаритель, и после охлаждения сбрасывается в специальную скважину, достаточно далеко от места забора, чтобы исключить охлаждение источника подземной воды.

При использовании грунтовых и подземных вод в качестве источника низкопотенциального тепла для ТСТ необходимо учитывать риск нарушения их гидрологического и экологического баланса.

Возможности использования тепловых насосов на грунтовых и подземных водах ограничены территориями, где температура этих вод меньше +4,5 °С.

В условиях достаточно плотной застройки в Москве применение таких методов проблематично, поскольку требует наличия подземного водного потока под площадкой или вблизи площадки застройки. Однако при изучении геологической подосновы следует иметь в виду такую возможность.

2.3. Теплота водоемов и природных водных потоков

Температура воды в водоемах и водных потоках на поверхности земли подвержена сезонным изменениям в соответствии со средней температурой окружающего воздуха, причем наиболее низкая температура приходится на конец периода максимальной тепловой нагрузки. Утилизация низкопотенциальной теплоты производится теплообменниками, погруженными в воду. Использование этих естественных источников в качестве аккумуляторов теплоты невозможно. Однако специально созданные искусственные водоемы (например, противопожарные резервуары) можно использовать как тепловые аккумуляторы, предусмотрев при этом мероприятия от размножения водной флоры и фауны, чему могут способствовать периоды повышенной температуры воды.

Для условий Москвы представляет интерес использование теплоты многочисленных малых рек, заключенных в коллекторы. Этот вопрос следует рассматривать при проектировании конкретных объектов с учетом их территориального расположения. При этом следует оценить энергетический потенциал таких малых рек - величину стока воды и ее температуру в отопительный период.

2.4. Солнечная энергия

Целесообразность использования солнечной энергии зависит от климатических условий района применения. Потенциал этого источника довольно велик, однако плотность потока солнечной радиации сравнительно невелика - около 0,6 кВт на 1 м², что требует значительных площадей

поглощающей поверхности солнечных коллекторов. Кроме того, этот источник обладает еще одним существенным недостатком - приход солнечной радиации неравномерен. Это требует применения тепло аккумулирующих устройств как для суточного, так и для сезонного аккумулирования.

Климатические условия Москвы характеризуются достаточно высокой циклонической деятельностью под влиянием Исландского минимума, что влечет за собой неравномерное поступление солнечной радиации и относительно малое - 1758 - количество дней солнечного сияния. Отношение наблюдаемого количества дней солнечного сияния к возможному согласно климатическому справочнику составляет 39%. По этим причинам использование солнечной энергии в качестве единственного источника низкопотенциальной теплоты малоэффективно.

Возможным решением может быть комбинация этого источника с другими, например, с грунтом, который может быть использован как в качестве аккумулятора, так и источника теплоты (см. Рис.6).

2.5. Теплота грунта поверхностных слоев Земли

2.5.1 Грунт поверхностных слоев Земли фактически представляет собой тепловой аккумулятор неограниченной емкости, тепловой режим которого формируется под воздействием солнечной радиации и потока радиогенного тепла, поступающего из земных недр. Падающая на земную поверхность солнечная радиация и сезонные изменения ее интенсивности оказывают влияние на температурный режим слоев грунта, залегающих на глубинах 10-20 метров.

Температурный режим слоев грунта, расположенных ниже глубин проникновения тепла солнечной радиации, формируется только под воздействием тепловой энергии, поступающей из недр Земли, и практически не зависит от сезонных, а тем более суточных изменений параметров

наружного климата.

Таким образом, на сравнительно небольшой глубине от поверхности имеются слои грунта, температурный потенциал которых в холодное время года значительно выше, чем у наружного воздуха, а в жаркое время года - значительно ниже.

2.5.2. При устройстве в грунте вертикальных или горизонтальных регистров труб (систем сбора низкопотенциального тепла грунта) с циркулирующим по ним теплоносителем, имеющим пониженную (повышенную) относительно окружающего грунтового массива температуру, происходит отбор (сброс) тепловой энергии (холода) от грунта и их отвод потребителю.

2.5.3. Поскольку грунт является довольно сложной и многообразной структурой при проектировании систем сбора низкопотенциального тепла грунта следует учитывать факторы и использовать методики, изложенные в ПРИЛОЖЕНИЯХ 2.6. Теплота воздуха, выбрасываемого вентиляционными системами

Тепловые насосы, использующие тепло выбрасываемого вентиляционными системами воздуха (здания с механической системой вентиляции), температура которого составляет около $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и мало изменяется в течение года, могут быть установлены в многоквартирных и индивидуальных зданиях. Это позволяет получить более высокий коэффициент преобразования тепла по сравнению с другими источниками низкопотенциального тепла. С другой стороны, вентиляционный воздух является сравнительно ограниченным источником тепла и экономически невыгодно увеличивать воздушный вентиляционный поток, так как в результате это приведет к увеличению

потребности в теплоснабжении. В данном случае, как и для тепловых насосов, использующих наружный воздух, стоимость источника тепла ниже, чем для большинства других типов тепловых насосов.

Конфигурация системы зависит от места расположения теплового насоса в здании. Извлеченное тепло транспортируется в накопитель тепла, который может быть размещен, например, в подвале здания. Тепловой насос, с целью сокращения длин трубопроводов, может быть установлен либо в чердачном помещении, рядом с каналом выброса вентиляционного воздуха, либо рядом с водяным накопителем тепла в подвале (Рис.7 и 8).

4.4 Примеры использования ТНУ для тепло- и холодоснабжения.

Холодоснабжение от центральных холодильных станций.

Для снабжения холодной водой аппаратов центральных и местно-центральных неавтономных СКВ получили распространение центральные холодильные станции. Холодильные станции общей производительностью до 1,8 МВт обычно проектируют на основе двух-трех поршневых или винтовых парокомпрессионных холодильных машин одинаковой производительности [40]. Станции большей холодопроизводительности оборудуются турбокомпрессионными холодильными машинами производительностью каждой от 1,2 МВт и более. Для гибкости регулирования общей производительности рекомендуется предусматривать одну или две холодильные машины меньшей производительности, которые могут быть с поршневым компрессором.

Холодильные станции с машинами на хладоне-12 и хладоне-22 по взрывопожарной и пожарной опасности относятся в соответствии со СНиП [40] к категории «Д» и к выбору места их расположения предъявляются следующие требования. Отдельные холодильные машины и холодильные станции не разрешается размещать непосредственно в жилых помещениях, на лестничных площадках и под лестницами, а также в коридорах, фойе и вестибюлях, в эксплуатационных выходах зданий и сооружений различного назначения. Холодильные станции производительностью 350кВт и более и отдельные машины той же производительности не допускается размещать в подвалах и цокольных этажах зданий и сооружений. Допускается размещать холодильные станции и отдельные машины

производительностью до 700 кВт в подвалах и цокольных этажах зданий (кроме жилых зданий), если над перекрытием станции исключена возможность массового постоянного или временного Пребывания людей. Холодильные станции производительностью 700 кВт и более могут размещаться в промышленных зданиях, в специальных пристройках к обслуживаемым зданиям, в заглубленных отдельно стоящих помещениях, а также в подвалах и цокольных этажах, вынесенных из-под контура зданий.

Высоту помещения для размещения холодильных машин принимают не менее 3,6 м, считая до выступающих частей перекрытия. Проходы между щитом управления и выступающими частями машин (аппаратов) необходимо предусматривать не менее 1,5 м, между выступающими частями рядом стоящих машин — не менее 1 м, между машинами (аппаратами) и стеной здания — не менее 0,8 м, а между машинами (аппаратами) и колоннами — не менее 0,7 м. Для удобства обслуживания крупногабаритного оборудования обычно предусматривают площадки и лестницы, а для производства ремонтных работ — передвижные или стационарные подъемно-транспортные средства (блоки, тали, монорельсы).

От холодильной станции к потребителям холодной воды прокладывается сеть трубопроводов. В целях выравнивания режима работы холодильных машин внутренний объем системы холодоснабжения (суммарный внутренний объем бака, аппаратов и трубопроводов) должен быть не менее вычисленного по формуле

$$V_c = \frac{0.9Q_{x-мин}}{c_{\omega}(t_{\omega} - t_{\omega,x})\rho_{\omega}}, \quad (IX.1)$$

где $Q_{x-мин}$ — холодопроизводительность наименьшей холодильной машины станции, Вт.

При применении только турбокомпрессионных машин объем систем холодоснабжения

$$V_c = \frac{25Q_x}{c_{\omega}(t_{\omega} - t_{\omega,x})\rho_{\omega}}, \quad (IX.2)$$

Q_x — холодопроизводительность одной турбокомпрессионной холодильной машины, Вт.

Сброс в канализацию холодоносителя (циркулирующей воды) при остановке насосов не допускается. Поступающая через переливные устройства из поддонов камер орошения и других аппаратов вода должна

собираться в приемники, роль которых могут выполнять баки-аккумуляторы.

Системы холодоснабжения от станций с холодильной нагрузкой менее 290 кВт рассчитываются на пиковую часовую потребность в холоде и проектируются со сборными баками, но без баков-аккумуляторов. Для холодильных станций с холодильной нагрузкой от 290 кВт и более в систему холодоснабжения включаются баки-аккумуляторы, позволяющие проектировать холодильную станцию не на пиковую холодильную нагрузку, а исходя из потребности в холоде в расчетные сутки. В течение расчетных суток теплого периода года во многих СКВ потребность в холоде ИЗ" меняется на 40—50% максимального пикового значения. Вместимость-баков-аккумуляторов назначается с учетом суточной потребности СКВ в холоде. Для этого рассчитывают почасовые расходы холода и суммируют их за время работы СКВ. Производительности холодильной станции с аккумуляцией холода вычисляют по формуле

$$Q_{x.cm} = \frac{\sum Q_{x.cym}}{\Delta z}, \quad (IX.3)$$

где $\sum Q_{x.cym}$ — суммарная потребность холода в расчетные сутки; Δz — продолжительность работы станции в течение суток; обычно принимают $\Delta z \leq 22$ ч.

Вычисленную по формуле (IX.3) полезную часовую холодопроизводительность станции наносят на почасовой график суточного расхода холода СКВ и находят количество холода, которое может быть аккумулировано $Q_{x.ak}$ [1, 30].

Требуемая полезная вместимость баков-аккумуляторов холодной воды с температурой $t_{w,x}$ определяется по выражению

$$V_{б.ак} = \frac{3,6 Q_{x.ak}}{c_w (t_{w2} - t_{w,x}) \rho_w}. \quad (IX.4)$$

Период работы холодильной машины (или нескольких машин), обеспечивающих накопление холодной воды в баке-аккумуляторе, находят по уравнению

$$\Delta z_{x.m} = \frac{Q_{x.ak}}{Q_{x.m}}, \quad (IX.5)$$

где $Q_{x.m}$ — часовая холодопроизводительность работающих холодильных машин в период накопления холода в баке-аккумуляторе, Вт/ч.

Максимальная пиковая потребность в холоде СКВ обеспечивается работой холодильных машин станций производительностью, вычисленной по формуле (IX.3), и потреблением части накопленной в баке-

аккумуляторе холодной воды. Применение баков-аккумуляторов позволяет уменьшить установочную мощность холодильных машин (или их число) на центральной холодильной станции и способствует выравниванию суточного графика нагрузки.

В целях снижения установочной мощности машин на холодильной станции разработана программа для ЭВМ [30], позволяющая рассчитать и выбрать оптимальное решение системы холодоснабжения СКВ с аккумулялирующей емкостью. В качестве критерия оптимизации принимается, минимум приведенных затрат на сооружение холодильной станции и бака-аккумулятора.

На рис. IX. 1 показана принципиальная схема центральной холодильной станции для выработки и подачи холодной воды. Охлаждение воды обеспечивается работой двух холодильных машин типа 2МКТ 110. Завод-изготовитель поставляет холодильные машины агрегатно. В комплект поставки входят: компрессор, кожухотрубный конденсатор, кожухотрубный испаритель, электрический щит и приборы автоматики. Агрегаты холодильной машины соединяются между собой трубопроводами для циркуляции хладагента (на рис. IX. 1 показано пунктирными линиями). К конденсаторам подводятся трубопроводы системы оборотного снабжения охлаждающей водой. Испарительное охлаждение нагретой в конденсаторах воды осуществляется в вентиляторных градирнях. Для обеспечения надежности и гибкости регулирования, как правило, каждая холодильная машина имеет свою систему оборотного водоснабжения, а на трубопроводах предусматриваются перемычки для возможности использования в случае необходимости резервного насоса. Охлажденная, испарением вода забирается насосом из поддонов градирен и подается в трубки кожухотрубных конденсаторов.

Источником холода для аппаратов СКВ служит холодная вода с температурой $t_{\omega,х}$. Насосы забирают отепленную воду из сборного бака и подают в межтрубное пространство кожухотрубных испарителей холодильных машин. Охлажденная вода по магистральному трубопроводу поступает к аппаратам УКВ. После охлаждения кондиционируемого воздуха отепленная вода с температурой $t_{\omega 2}$ поступает в сборный бак. Каждая холодильная машина обычно имеет свой насос для подачи отепленной воды в кожухотрубный испаритель, а на трубопроводах предусматриваются перемычки для использования резервного насоса.

4.5 Абсорбционные ТНУ, принцип действия, характеристика, достоинства и недостатки, принципиальная схема бромисто-литиевой ТНУ

Абсорбционные преобразователи теплоты (АПТ) представляют собой термодинамическую систему, с помощью которой осуществляется трансформация теплоты с высокого температурного уровня на низкотемпературный (понижающий АПТ) и, наоборот, с низкотемпературного уровня на более высокий (повышающий АПТ), с помощью совмещенных прямого и обратного циклов.

Среди различных типов АПТ наибольшее распространение получили понижающие абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты (АБПТ)/предназначенные для работы в режимах: выработки холода в области положительных температур охлаждения (рис. 1 а); теплового насоса (рис, 1 б); одновременной выработки теплоты и охлаждения технологического оборудования (рис. 1 в); комбинированной выработки холода и теплоты (рис 1 г) и в режиме котла (без преобразования теплоты) (рис 1 д). Объем производства данных машин за рубежом значителен. Например, только Япония в 90 -е годы производила ежегодно 2200- 2400 крупных машин холодопроизводительностью свыше 300 кВт в одном агрегате.

Широкое распространение АБПТ объясняется их исключительными потребительскими качествами, высокой эффективностью, экологической чистотой, бесшумностью при работе, простотой в обслуживании, длительным сроком службы, полной автоматизацией и др. Для них не требуется больших количеств электроэнергии, как для парокompрессорных холодильных машин и тепловых насосов. В качестве греющего источника в АБПТ используется теплота относительно низкого

потенциала (пар или горячая вода с температурой 80-160⁰С), либо непосредственно продукты сгорания газообразного или жидкого топлива. Могут использоваться также горячая вода или пар, получаемые при утилизации теплоты ВЭР или при сжигании мусора и отходов различных производств [1,2]. Рабочим веществом в АБПТ является вода, а абсорбентом - водный раствор соли бромистого лития. Раствор пожаро-взрывобезопасен и безвреден, а все процессы в АБПТ протекают под вакуумом. АБПТ не имеют динамических нагрузок и поэтому могут располагаться на любом этаже зданий. В настоящее время АБПТ используются преимущественно для выработки холода с температурой 5-10⁰С.

В последние годы широкое распространение в мире получили АБПТ с топкой на газовом или жидком топливе. Их доля в общем объеме выпускаемых АБПТ в некоторых фирмах достигает 70%. Это объясняется их высокой экономичностью и автономностью, что существенно расширяет область применения АБПТ, сокращает затраты на строительство и эксплуатацию систем хладо- и теплоснабжения. АБПТ с топкой позволяют вырабатывать холод с минимальными удельными энергозатратами (топлива, электроэнергии, охлаждающей воды) и одновременно получать горячую воду, либо только горячую воду (режим котла) в холодное время года при сезонной выработке холода. В этом случае АБПТ с топкой выполняет две функции: в летнее время работает как холодильная машина (рис. 1 а), а в холодное время года, как водогрейный котел (рис. 1 д).

В последние годы за рубежом интенсивно ведутся работы по созданию АБПТ, работающих в режиме теплового насоса для выработки горячей воды на цели отопления и горячего водоснабжения.

В нашей стране производство АБПТ было начато в конце 60-х годов. Серийно выпускались холодильные АБПТ мощностью 1100 и 3000 кВт

(типов АБХА-1000 и АБХА-2500 соответственно). Были также освоены модифицированные агрегаты: АБХА-2500 ХТ — для одновременной выработки холода и теплоты и АБХА- 2500 ТН — для выработки только теплоты. В случае I использования высокопотенциальных греющих источников с температурой 160-180°С серийный агрегат АБХА-2500 снабжался высокотемпературной приставкой, состоящей из ступени генератора высокого давления и высокотемпературного теплообменника растворов (тип АБХА-2500-2В) [1, 4, 5]. Все перечисленные выше отечественные типы АБПТ можно отнести к машинам первого поколения. В качестве греющего источника в них использовался пар или горячая вода, основным конструкционным материалом для их изготовления являлась углеродистая сталь обыкновенного качества, при толщине стенок труб 2,5-3,0 мм реальный срок службы машин не превышал 5-7 лет. Так как в зарубежных АБПТ теплообменные поверхности изготавливаются из медных или медно-никелевых сплавов с толщиной стенок не более 1,0 мм, они имеют существенно меньшие габариты, массу, требуют меньшего количества дорогостоящего бромистого лития для зарядки растворных аппаратов, а срок службы их составляет более 25 лет, т.е. почти в три раза больше, чем у отечественных АБПТ первого поколения.

Низкие потребительские качества машин первого поколения привели к необходимости создания отечественных АБПТ различных модификаций нового поколения с использованием современных наукоемких технологий (методов интенсификации тепломассопереноса, высококачественных конструкционных материалов, высокоэффективных ингибиторов коррозии, поверхностно-активных веществ, новейших методов обеспечения высокой степени герметизации АБПТ, современных средств автоматизации рабочих процессов и т.д.).

По инициативе академика РАН В.Е. Накорякова в Институте теплофизики СО РАН в начале 90-х годов были начаты работы по созданию

отечественного АБПТ нового поколения. Работы велись совместно с Санкт-Петербургским государственным университетом низкотемпературных и пищевых технологий и рядом различных НИИ и КБ г. Новосибирска. За истекший период был проведен большой объем НИОКР, экспериментальных работ, созданы и прошли промышленную проверку опытные образцы новых АБПТ различных типов.

Отечественные АБПТ нового поколения имеют высокую надежность, длительный срок службы, низкую удельную металлоемкость, небольшое количество бромистого лития на их зарядку, высокую компактность, полную заводскую готовность. Это достигнуто за счет выполнения теплообменных поверхностей аппаратов из тонкостенных медно-никелевых труб специального профиля, а также 100%-ной защиты от коррозии всех элементов машин в различных рабочих фазах (жидкой, паровой, на границе раздела фаз), позволившей увеличить срок службы АБПТ до 25 лет. С целью интенсификации тепломассообмена используются также вводимые в раствор поверхностно-активные вещества.

Для циркуляции водного раствора бромистого лития и воды используются отечественные специальные герметичные бессальниковые насосы с магнитной муфтой, малым кавитационным запасом и имеющие высокую надежность и ремонтпригодность.

При создании АБПТ особое внимание уделено обеспечению их высокой степени герметизации (вакуумной плотности), которая на 2-3 порядка выше, чем у отечественных АБПТ первого поколения, и обеспечивается рядом конструктивных и технологических решений. Машины оснащены современными приборами автоматизации и защиты.

Таким образом, созданные отечественные АБПТ нового поколения соответствуют мировым образцам подобной техники, а по цене существенно ниже.

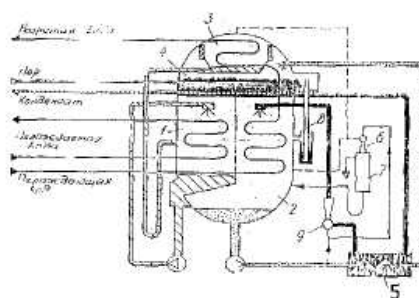
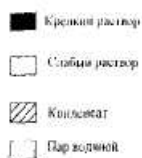
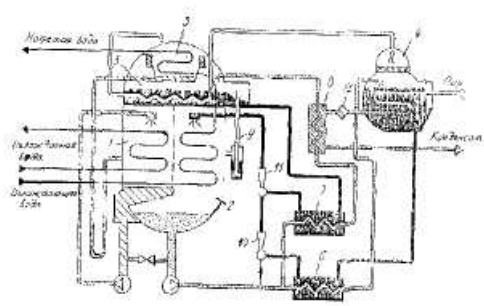
Классификация АБПТ является достаточно разнообразной и включает

различные их типы (рис. 2).

В состав входят несколько тепломассообменных аппаратов различного назначения, соединенных контурами для циркуляции хладагента и абсорбента (рис. 3). Теплообменные поверхности аппаратов выполнены в виде горизонтальных пучков из тонкостенных медноникелиевых теплообменных труб. Все оборудование машин скомпоновано в единый агрегат на опорной раме, поставляемый заказчику в сборе, в полной заводской готовности.

Принцип действия машин основан на способности раствора абсорбента поглощать водяные пары, имеющие более низкую температуру, чем раствор. Хладагент - вода, кипит под вакуумом на трубном пучке испарителя (1), за счет теплоты, отводимой от циркулирующей в трубках охлаждаемой среды. Водяные пары поглощаются раствором абсорбента на трубном пучке абсорбера (2) с выделением теплоты, которая отводится циркулирующей в трубках охлаждающей водой. Разбавленный раствор из абсорбера откачивается в генератор (4), где на трубном пучке осуществляется регенерация (выпаривание) поглощенных в абсорбере водяных паров, за счет теплоты греющего теплоносителя, циркулирующего в трубках. Сконденсированные охлаждающей водой в конденсаторе (3) водяные пары хладагента возвращаются в испаритель, а концентрированный раствор в абсорбер.

Регенерация хладагента из раствора осуществляется по одноступенчатой схеме, при использовании в качестве греющего теплоносителя пара с давлением до 0,05 МПа (изб.) или горячей воды с температурой до 115°C (рис. 3). При использовании греющего пара с давлением от 0,4 до 0,9 МПа или топлива регенерация осуществляется в две ступени (рис. 4). Энергопотребление при двухступенчатой регенерации сокращается на - 40%.



В машине с двухступенчатой регенерацией раствора водяной пар, образовавшийся при выпаривании раствора в генераторе высокого давления (4), поступает в межтрубное пространство генератора низкого давления (5), где конденсируется. Теплота конденсации используется для выпаривания раствора в этой ступени генератора. Поэтому потребление тепловой

энергии в двухступенчатой машине по сравнению с одноступенчатой меньше и тепловой коэффициент соответственно возрастает с 0,65 - 0,75 до 1,05 - 1,15, таблица 1.

В указанной таблице приведены параметры машин для номинального режима работы.

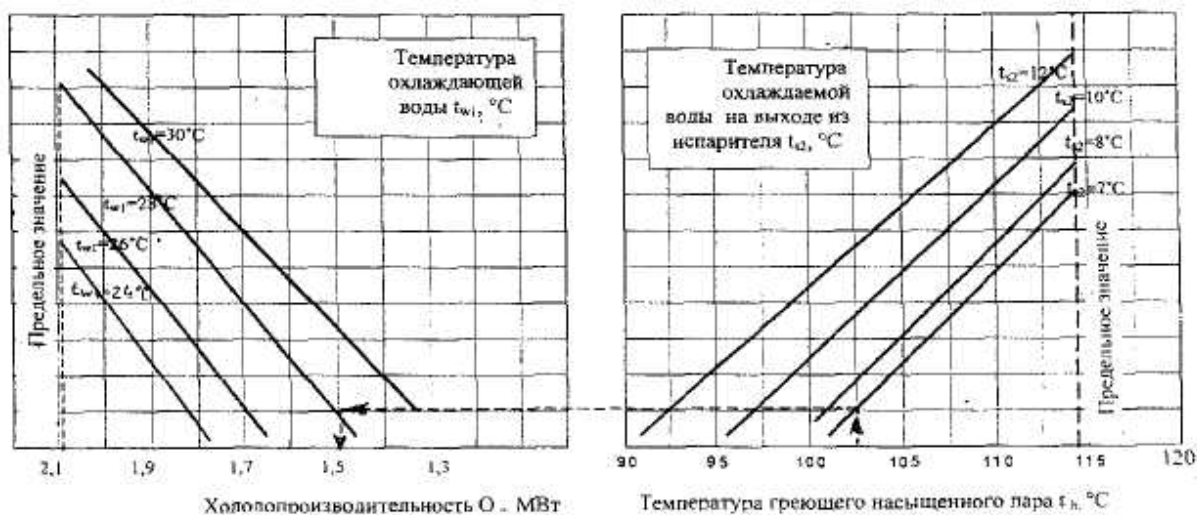
Для определения холодопроизводительности машин при параметрах греющего теплоносителя, охлаждаемой и охлаждающей воды, отличных от номинальных, используются графические зависимости, представленные на рисунках 5,6. Характеристики дают представление о том, как параметры внешних источников t_{w1} , t_{s2} , и t_h влияют на холодопроизводительность агрегатов.

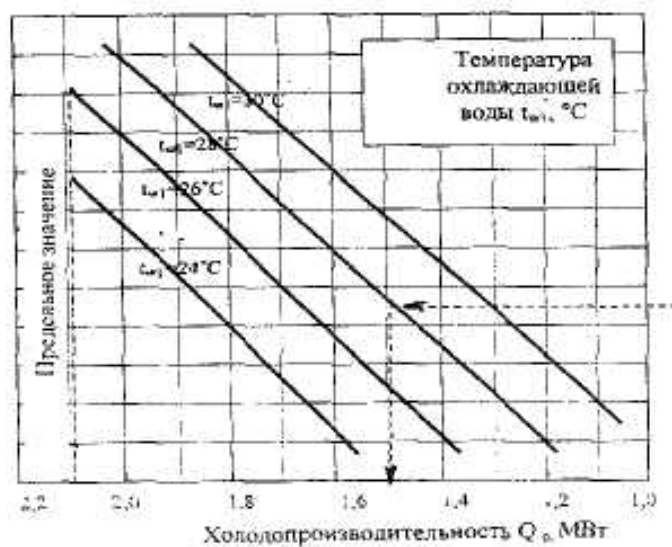
При работе АБПТ в режиме теплового насоса к испарителю подводится низкопотенциальная сбросная или природная теплота с температурой 20-40°C. Генератор обогревается паром с давлением до 0,7

МПа либо за счет непосредственного сжигания газообразного или жидкого топлива. Нагреваемая среда, чаще всего вода, последовательно проходит абсорбер и конденсатор и может нагреваться до 80- 90°C . При этом коэффициент трансформации теплоты составляет 1,65-1,75 (табл. 2).

Абсорбционные бромистолитиевые тепловые насосы с топкой на газе и мазуте, а также с обогревом генератора паром работают на ряде предприятий Барнаула и Новосибирска.

В таблице 2 приведены параметры машин для номинального режима работы.





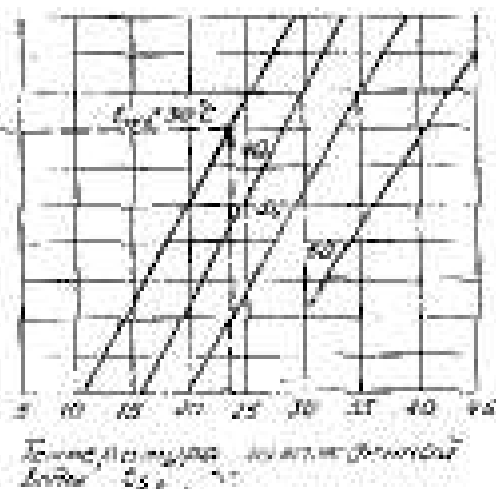
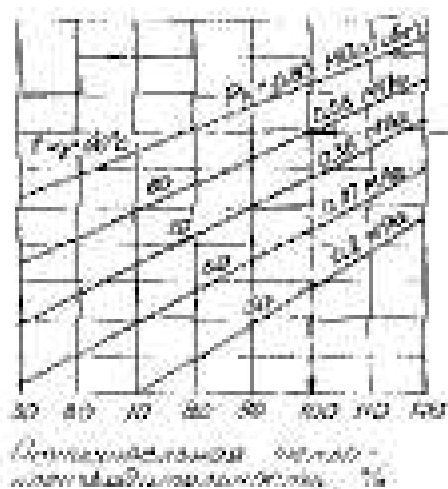
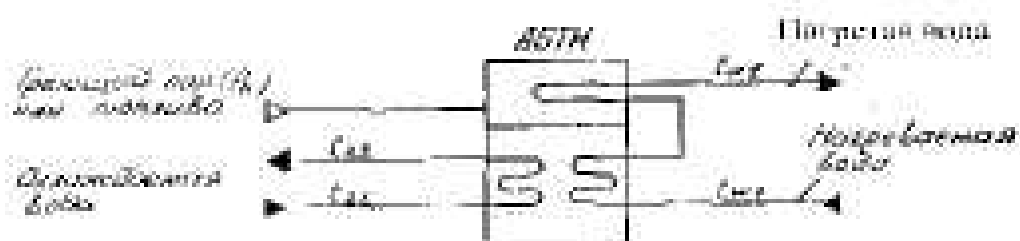
Для определения теплопроизводительности машин при параметрах греющего теплоносителя, охлаждаемой и нагреваемой воды, отличных от номинальных, используется графическая зависимость, представленная на рис. 7.

Опыт эксплуатации АБПТ нового поколения и анализ их эффективности показывают следующее.

Себестоимость получаемого холода в АБХМ, использующих в качестве греющего источника сбросную низкопотенциальную теплоту (пар или вода с температурой $85-110^\circ\text{C}$), в 2-3 раза ниже себестоимости холода, получаемого в парокомпрессионных холодильных машинах.

Себестоимость получаемого холода в АБХМ, использующих в качестве греющего источника пар с давлением 0,4- 0,8 МПа, при существующих (усредненных для Европейской части России) ценах на теплоту и электроэнергию, сопоставима с себестоимостью холода, получаемого в парокомпрессионных холодильных машинах.

Себестоимость получаемого холода в АБХМ с топкой на природном газе, при существующих ценах на природный газ и электроэнергию в России, на 30- 40% ниже себестоимости холода, получаемого в



парокомпрессионных холодильных машинах. Следует отметить, что даже при 2-3 кратном увеличении стоимости природного газа, при неизменной стоимости электроэнергии, АБХМ с топкой на природном газе будут более экономичными по сравнению с парокомпрессионными холодильными машинами.

При работе в режимах теплового насоса себестоимость получаемой в АБТН теплоты на 20-30% ниже себестоимости теплоты, получаемой в котельных, при этом экономия топлива составляет 40-50% . По сравнению с существующими тарифами на теплоту от централизованных теплоисточников энергосистем себестоимость теплоты, получаемой в АБТН, в 2-3 раза ниже. Как указано выше, АБТН, наряду с выработкой теплоты, могут одновременно охлаждать технологические объекты, замещая градирни, что приводит к дополнительной экономической эффективности систем с АБТН в целом (рис. 1 в). Следует отметить, что при огневом обогреве АБТН путем сжигания в них природного газа достигается наибольшая экономическая эффективность и наименьший срок окупаемости капитальных вложений (не более 1 года).

4.6 Техничко- экономические характеристики системы тепло- и холодоснабжения с АТНУ.

Холодоснабжение в теплый период года. В качестве аппаратов для снижения энтальпии кондиционируемого воздуха в центральных СКВ наибольшее распространение получили камеры-орошения, к которым подается холодная вода от холодильных станций (рис. IX.2). Необходимым условием для осуществления этой схемы является расположение сборного бака ниже баков-поддонов камер орошения, что дает возможность отепленной воде через переливное устройство поддонов самотеком поступать в первый отсек сборного бака. Отсюда отепленная вода подается в кожухотрубный испаритель холодильной машины. Охлаждаемая вода проходит по трубкам, а в межтрубном пространстве испарителя кипит холодильный агент. При испарении температура воды понижается на $\Delta t_{\omega,x}=4\div 8^{\circ}\text{C}$. Охлажденная вода с температурой $\Delta t_{\omega,x}=6\div 7^{\circ}\text{C}$ по

соединительному трубопроводу поступает во второй отсек сборного бака.

На стороне всасывания насоса камеры орошения смонтирован трехходовой автоматический клапан, к которому присоединен рециркуляционный трубопровод от бака-поддона камеры орошения и соединительный трубопровод от отсека охлажденной воды в сборном баке. В соответствии с импульсом от датчика, контролирующего охлаждение кондиционируемого воздуха, в трехходовом клапане изменяется степень открытия проходных сечений и соответственно изменяются количества поступающей к насосу охлажденной воды $G_{\omega,x}$ с температурой $t_{\omega,x}$ и рециркуляционной воды $G_{\omega,p}$ с температурой $t_{\omega,2}$. Смесь воды с температурой $t_{\omega,1}$ подается насосом на разбрызгивание через форсунки для осуществления заданного режима охлаждения кондиционируемого воздуха.

При работе камеры орошения сохраняется следующий материальный баланс по воде:

для работы насоса

$$G_{\omega} t_{\omega,1} = G_{\omega,x} t_{\omega,x} + G_{\omega,p} t_{\omega,2};$$

для бака-поддона камеры орошения

$$G_{\omega} t_{\omega,2} = G_{\omega,p} t_{\omega,2} + G_{\omega,y} t_{\omega,2} +$$

Избыток отепленной воды в баке-поддоне камеры орошения $G_{\omega,y}$ через переливное устройство поступает самотеком по присоединительному трубопроводу в первый отсек сборного бака.

В закрытой схеме снабжения холодной водой камер орошения и поверхностных теплообменников УКВ (рис. IX.3) насос холодильной станции через бак-аккумулятор прокачивает охлаждаемую воду в межтрубном пространстве кожухотрубного испарителя холодильной машины. Снабжение холодом камеры орошения осуществляется с помощью водо-водяного теплообменника, где через стенку трубок холодная вода охлаждает циркуляционную воду в контуре камеры орошения. Охлаждение кондиционируемого воздуха в камере орошения регулируется трехходовым клапаном, изменяющим количество поступающей в водо-водяной теплообменник холодной воды, что обеспечивает соответствующее изменение температуры разбрызгиваемой в камере орошения воды. Поверхностные теплообменники снабжаются холодной водой через трехходовой клапан, автоматически пропускающий в теплообменник тот расход холодной воды, который необходим для обработки кондиционируемого воздуха. В закрытой схеме снабжения холодной водой не требуется сборных баков, что значительно упрощает систему холодоснабжения. Как это видно из рис. IX.3, наиболее простыми

являются схемы холодоснабжения поверхностных теплообменников, что является значительным их преимуществом. Теплоснабжение в холодный и переходный периоды года. В центральных УКВ для нагревания приточного воздуха источником тепла является горячая вода, подаваемая от ТЭЦ, районных или местных котельных. В зданиях оборудуются индивидуальные тепловые пункты (ИТП). Как правило, ИТП размещают в подвальной части здания, куда подводятся трубопроводы, подающие от центрального теплоснабжения воду с расчетными температурными перепадами $150-70^{\circ}\text{C}$ или $130-70^{\circ}\text{C}$ [13].

Воздухонагреватели I подогрева, как правило, снабжаются горячей водой, непосредственно поступающей из сетей центрального теплоснабжения. Степень нагревания воздуха в воздухонагревателях I подогрева регулируется изменением количества поступающей в их трубки горячей воды. Такое количественное регулирование при отрицательных температурах наружного воздуха может создать условия для замерзания воды в трубках воздухонагревателей и вызвать их разрушение, поэтому воздухонагреватели I подогрева снабжаются автоматическими устройствами, обеспечивающими защиту от замерзания воды в трубках. По схеме, предложенной институтом Проектпромвентиляция (рис. IX.4, а), горячая вода одновременно поступает в два теплообменника, на выходных трубопроводах из которого установлены автоматические регулирующие клапаны К-1 и К-2. Нагревание воздуха контролируется датчиком T_1 . При необходимости снижения теплоотдачи воздухонагревателя по команде датчика T_1 первоначально закрывается клапан К-1, установленный на обратном трубопроводе из второго по ходу воздуха теплообменника. При полном закрытии клапана К-1 дальнейшее снижение нагревания воздуха достигается перекрытием клапана К-2, установленного на обратном трубопроводе из первого по ходу воздуха теплообменника. Температура воды в обратном трубопроводе после этого теплообменника контролируется датчиком T_2 . При понижении температуры обратной воды до 20°C датчик T_2 приоткрывает клапан К-2 независимо от команды датчика T_1 , контролирующего температуру нагревания воздуха. Датчик T_3 выполняет роль ограничителя и разрешает работу датчика T_2 только при температурах воздуха ниже 3°C .

МНИИТЭПом предложена схема (рис. IX.4, б), обладающая более широкими пределами регулирования и имеющая защиту от замораживания. Датчик T_1 контролирует нагрев воздуха изменением расхода горячей воды через клапан К-1. Если в процессе снижения нагревания воздуха путем сокращения прохода горячей воды через клапан К-1 температура воды в обратном трубопроводе после первого по ходу

воздуха теплообменника понизится до 20°C , то датчик T_2 откроет клапан К-2 и увеличит проход горячей воды только через этот теплообменник. Датчик T_1 продолжает контролировать нагревание воздуха и может продолжаться снижение расхода горячей воды через второй по ходу воздуха теплообменник независимо от работы узла защиты от замораживания (клапана К-2, работающего по команде датчика T_2).

При снабжении воздухонагревателей непосредственно из тепловой сети температура подаваемой воды, регулируемая по сетевому графику, оказывается выше требуемой (особенно в переходный период года). С целью стабилизации работы приборов автоматики и улучшения регулирования применяют схемы снабжения горячей водой воздухонагревателей I подогрева с помощью смесительных насосов (рис. IX.5). Через воздухонагреватели насосом подается смесь горячей и обратной воды. Количество поступающей горячей воды из тепловой сети регулируется клапаном К-1, управляемым датчиком T_1 , контролирующим нагревание воздуха. Если требуется снижение нагревания воздуха, то клапан К-1 уменьшает поступление горячей воды из теплосети. Однако насос обеспечивает примерно постоянный расход воды через воздухонагреватели. Следовательно, увеличивается количество обратной воды в общей смеси и снижается температура горячей воды, поступающей в воздухонагреватель (качественное регулирование).

Защита от замораживания при работающем смесительном насосе осуществляется в следующем порядке. Если температура обратной воды, контролируемая датчиком T_2 , будет ниже 10°C , то откроется клапан К-2. При остановленных вентиляторах УКВ защита от замерзания воды в трубках воздухонагревателей осуществляется клапаном К-2 по команде датчика T_2 . На схеме показано, что коррекция настройки датчика T_2 производится автоматически по команде датчика T_3 , регистрирующего наружную температуру. При работающем смесительном насосе датчик T_2 имеет настройку 1°C , но при выключении насоса предельная температура настройки автоматически повышается до 20°C . Для устранения перетекания горячей воды в обратную линию на перемычках между подающим трубопроводом от тепловой сети и после смесительного насоса установлены обратные клапаны.

Воздухонагреватели второго подогрева в составе УКВ, а также зональные воздухонагреватели в многозональных СКВ потребляют горячую воду постоянной температуры, подаваемую по графику горячего водоснабжения. На рис. IX.6,а показана независимая схема теплоснабжения воздухонагревателей при наличии кожухотрубного водоводяного теплообменника (бойлера), питаемого горячей водой. Через

воздухонагреватели с помощью насоса циркулирует по замкнутому контуру вода. Постоянная температура воды перед воздухонагревателями контролируется датчиком T_2 , воздействующим на клапан К-2, находящийся на линии подачи горячей воды в бойлер. По схеме, показанной на рис. IX.6, б, горячая вода непосредственно поступает к смесительному насосу. В воздухонагреватели подается смесь горячей и обратной воды. Постоянство температуры подаваемой воды обеспечивается изменением клапаном К-2 расхода горячей воды по команде датчика T_2 .

На рис. IX.6 показаны два варианта регулирования теплоотдачи воздухонагревателей. В первом варианте на входе горячей воды в воздухонагреватель установлен клапан К-1. Температура подогреваемого приточного воздуха контролируется датчиком T_1 который передает команду на клапан К-1, в результате чего происходит соответствующее изменение расхода горячей воды через воздухонагреватель. Для сохранения гидравлической устойчивости системы теплоснабжения при этом варианте регулирования с помощью датчиков P_1 — P_2 , воздействующих на клапан К-4, поддерживается постоянный перепад давлений в подающем и обратном трубопроводах. Во втором варианте на входе в воздухонагреватель установлен трехпроходной клапан К-3, управляемый по команде датчика T_3 . Независимо от положения штока клапана К-3 расход воды через него постоянен. Если по команде датчика T_3 клапан К-3 снижает поступление горячей воды в воздухонагреватель, то одновременно увеличивается расход воды по обводному трубопроводу. При этом варианте регулирования датчики давлений P_1 — P_2 и клапан К-4 отсутствуют.

Холодо- и теплоснабжение местных и местно-центральных СКВ

В местных и местно-центральных СКВ в кондиционируемых помещениях зданий устанавливают местные неавтономные вентиляторные или эжекционные кондиционеры-доводчики, которые имеют поверхностные теплообменники. В зависимости от числа трубопроводов, связывающих теплообменники местных кондиционеров с центральными источниками, различают следующие системы снабжения холодной и горячей водой: двухтрубные, трехтрубные, четырехтрубные.

В *двухтрубных системах* используют местные кондиционеры с одним теплообменником, который присоединяется к подающему и обратному трубопроводам — две присоединительные трубы (рис. IX.7). Систему насосной циркуляции воды через теплообменники местных кондиционеров проектируют замкнутой (независимой). Для изменения температуры циркулирующей воды предусматривают кожухотрубные водо-водяные

теплообменники, в которые подается горячая и холодная вода от центральных источников. Если проектом предусматривается использование местных кондиционеров в режимах, как нагревания, так и охлаждения воздуха, необходимо в системе иметь соответствующие устройства для переключения тепловых режимов обработки циркулирующей воды. Переключения для изменения температуры воды, подаваемой в теплообменники местных кондиционеров, можно сделать только для всей системы или зон здания (когда в системе предусмотрено зонирование трубопроводов).

5. ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ

5.1 Когенерация на основе паротурбинных установок (ПТУ), газотурбинных установок (ГТУ)

Комбинированные источники энергоснабжения на базе паровых и пароводогрейных котельных

Общей мировой тенденцией второй половины двадцатого века явился рост цен на тепловую и электрическую энергию, обусловленный ростом спроса и энергопотребления на производстве и в быту, повышением требований к комфортности жизни, с одновременным ограничением доступности топлива (нефти и газа) в связи с региональными военными конфликтами. Ярким примером кризиса такого рода стал энергетический кризис в Калифорнии (США) 2000 г.

Переходный период к рыночной экономике в России и других странах СНГ сопровождается резким увеличением тарифов на тепловую и электрическую энергию [1]. Как и другие отрасли российской промышленности в тяжелом положении находится энергетика в целом, и в частности, теплоэнергетика [2]. Оборудование ТЭЦ в большинстве своем морально и физически устарело, качество ремонтов находится на низком уровне, коммуникации транспорта тепла (водяные тепловые и паровые сети) постоянно выходят из строя и требуют замены труб и качественно иной прокладки от источника до потребителя при надежной изоляции сетей.

Аварии на протяженных магистральных и распределительных сетях от ТЭЦ резко снижают надежность подачи тепла потребителям! всех категорий: жилищно-коммунальным и промышленным предприятиям различного профиля.

Участились случаи отключения потребителей от тепловых и электрических сетей. Известно, что в отопительный период целые края и области России, базирующиеся на ТЭЦ, длительно оставались без тепла и

электроэнергии.

До 1990 г. доля затрат на электроэнергию топливо и тепло в общей себестоимости продукции составляла 3-7%, рост цен на ресурсы привел к увеличению этой доли до 45-65% [2].

Перспективы внедрения когенерации

Анализ современных тенденций в энергетике указывает на переход от централизованной к распределенной мини- микро- генерации, максимально приближенной к окончательному потребителю, как на общемировую тенденцию [11]. Очень привлекательными с экономической и экологической точки зрения выглядят схемы когенерации, т.е. одновременной выработки тепла, электроэнергии (а иногда, еще и холода). В России дополнительными аргументами в пользу внедрения технологии когенерации на существующих котельных служат следующие обстоятельства:

- в условиях спада производства большинство паровых отопительных и пароводогрейных промышленных и промышленно отопительных котельных не используют полностью установленные мощности;

- на источниках тепла - паровых ($D_K = 2,5 + 25$ т/ч и выше, $P_p = 1,4$ МПа, $t = 195 - 225$ °С), либо пароводогрейных с водогрейными котлами ($Q = 11,5; 23,2; 34,8; 58; 116$ МВт), параметры пара по условиям эксплуатации снижаются через РОУ до 0,3-0,5 МПа.

При этом часть расчетного потенциала теплового потока теряется. Логично, что в этих условиях, нарастает тенденция превращения существующих котельных в ТЭЦ малой мощности и мини ТЭЦ.

Ряд авторов [4, 5] считают справедливым для России сегодня утверждение, широко принятое в СССР, что источниками централизованного теплоснабжения являются котельные, теплопроизводительность которых 80 ГДж/ч (20 Гкал/ч) и выше. При этом рассматривается создание малых ТЭЦ на базе ДЭС, ГТУ, ПГУ в том числе путем установки этих агрегатов на существующих котельных. Эти же авторы полагают, что, как правило,

осуществить установку этих агрегатов нельзя из-за стесненности площадок котельных, их расположения в центре жилых районов, их плохой экологичности и т.п.

Однако, по нашему мнению, мини ТЭЦ могут базироваться и на котельных меньшей мощности, что особенно важно для городов с численностью населения до 100 тыс. жителей. Наиболее эффективной технологией преобразования таких котельных в мини ТЭЦ являются паровые турбины.

Наш анализ схем теплоснабжения 89-ти характерных городов сорока регионов России (с численностью населения до 100 тыс. жителей) показал наличие в этих городах 2118 котлов паропроизводительностью от 2,5 т/ч до 25 т/ч. В основном (79%), в этих котельных установлены котлы ЗАО ПО «Бийскэнергомаш», из которых:

5,9% производительностью 20 т/ч;

3,21% - 25 т/ч;

26,7% - 10т/ч;

17% - 6,5 т/ч;

17,5% - 4 т/ч;

8,64% - 2,5 т/ч.

Помимо этого, в странах СНГ и России находятся в эксплуатации более 6000 котлов серии ДЕ производительностью от 16 т/ч до 25 т/ч при номинальном давлении пара 1,2-1,4 МПа[3, 6].

Как показал опыт обследования энергетики городов, паровые котельные с упомянутыми котлами запроектированы и построены по типовым проектам, как правило, не менее чем в составе трех котлов.

Базируясь на укрупненных показателях удельных расчетных

расходов тепла суммарно по жилым и общественным зданиям на одного жителя, например, в населенных пунктах городов до 50 тыс. жителей и $t_p^H = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7], можно рассчитать количество жителей, обслуживаемых паровыми отопительными котельными (табл. 1) с параметрами пара 1,2-1,4 МПа.

Результаты анализа типовых проектов котельных, по которым построены 80% источников теплоснабжения в малых городах России и на коммунальных предприятиях городов, показаны в табл. 2.

В отопительных котельных большие значения $N_{уд} = \text{кВт/тп}$ относятся к тем, которые, либо работают на тепловые сети с открытой системой теплоснабжения (т.е. с непосредственным забором воды из сети на нужды горячего водоснабжения) с крупными подпиточными насосами, либо на достаточно протяженные тепловые сети, требующие повышенных напоров (а значит и мощности) сетевых насосов.

В производственно-отопительных котельных большие $N_{уд}$ имеют место при 60-70% отопительных нагрузок от установленной производительности источника. В производственных котельных большие значения $N_{уд}$ имеют место при меньших объемах возврата конденсата, что также имеет значение для котельных смешанного типа. Нетрудно заметить, что чем производительнее котлы, тем меньше $N_{уд}$ кВт/тп.

Технико-экономические предпосылки

Имеются некоторые особенности оборудования мини-ТЭЦ на базе существующих паровых и пароводогрейных котельных, надстроенных паровыми турбинами, с противодавлением, генераторами электрической мощностью до 750 кВт. Турбины работают на «остром» паре 1,4 МПа, $t = 195\text{--}225\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом на сегодняшнем рынке в рассматриваемом сегменте энергетического оборудования присутствуют турбогенераторы, которые изготавливаются НПВП «Турбокон» (ОАО «Калужский турбинный завод»), ЗАО «Независимая Энергетика», а также ОАО «Электротехническая

корпорация». Все эти турбины используются на котельных для замены РОУ, частичной выработки электроэнергии на базе теплового потребления, что является эффективным энергосберегающим мероприятием для самих котельных.

Этот эффект не ограничивается энергосбережением, но и позволяет значительно повысить надежность электроснабжения котельной, а также полностью или частично отказаться от покупки электроэнергии извне на покрытие собственных нужд, получая при этом значительную экономию. Так в [1] утверждается, что себестоимость выработанной электроэнергии на Мини ТЭЦ с турбогенераторами НПВП «Турбокон» единичной мощностью 500-600 кВт (турбинами с противодавлением) составляет 6 коп./кВт-ч, между тем котельные в г. Москве в первой половине 2001 г. платили Мосэнерго за электроэнергию 45-64 коп./кВтч. Так, например, по нашим расчетам (ноябрь 2001 г.) котельная аэропорта «Домодедово» (4ДКВР-10-13гм и 2ДЕ-20-13гм) и при использовании турбогенератора ЗАО «Независимая Энергетика» №=200 кВт вместо РОУ получала бы экономию 1,1 млн рублей в год, при сроке окупаемости капиталовложений на установку м 1,64 года. Установка машин с противодавлением повышает также надежность работы источника теплоснабжения, т.к. при отключении его от внешней электрической сети позволяет полностью или частично отпускать тепло потребителям, сохраняя в работе тепловые сети при низких температурах наружного воздуха. Идею ухода от гигантских станций и повышения тем самым общей устойчивости системы поддерживает директор института энергетических исследований, член-корреспондент РАН А.Макаров, который считает [8], что теперь каждый владелец предприятия может построить собственную электростанцию, инвестиции в которую быстро окупаются.

Официальные материалы энергетической стратегии РФ [9] подтверждают, что котельными центрального теплоснабжения вырабатывается почти 50% всего потребляемого в России тепла. При суммарном

росте теплопотребления в стране в 2000 г. по сравнению с 1999 г. прогнозируемым не менее чем в 1,3 раза, доля источников децентрализованного теплоснабжения {т.е. менее 80 ГДж/ч - см. выше) увеличится до 33%. Изложенное подтверждает актуальность установки на котельных турбогенераторов, главным образом, как для покрытия собственных нужд котельных, так и отдачи внешним потребителям электроэнергии.

Оборудование

Рассмотрим турбоагрегаты в интересующем нас диапазоне мощностей, представленные на российском рынке, не углубляясь подробно в особенности их конструкции, а также системы автоматического регулирования, защиты и управления агрегатами (табл. 3). Серийно изготавливаемый турбогенератор «Кубань-0,3». Номинальная мощность $N = 500$ кВт, изготовитель НПВП «Турбо-кон» (ОАО «Калужский турбинный завод»). На период публикаций 1998 г. [1, 6] было поставлено потребителю 25 автоматизированных энергокомплексов, на сегодняшний день их уже около 40. Турбина с лопаточным ротором требует для размещения собственно турбогенератора площадь $= 40 \text{ м}^2$ и, судя по данным [4], устанавливается, главным образом, в промышленных, либо промышленно-отопительных котельных теплопроизводительностью более: 80 ГДж/ч. По данным технического описания и инструкции по эксплуатации завода на входе в турбину требуется сухой насыщенный пар, турбогенератор полностью автоматизирован, для электрооборудования требуется отдельное помещение.

Так, на одной из котельных города Курска турбогенератор «Кубань-0,5» со вспомогательным оборудованием располагался на двух уровнях, при этом маслблок, масляные насосы и фильтры масла расположены под турбогенератором.

На котельной Заволжского Моторного Завода (ЗМЗ) Нижегородской

области отрабатывались режимы работы агрегата «Кубань-0,5» не только на покрытие собственных нужд котельных, но и на выдачу электроэнергии во внешние электрические сети через трансформатор 0,4/10 кВ.

Энергоагрегат ПРОМ-600/1500-Э-141, выпускаемый ОАО «Электротехническая корпорация» установлен в котельных в количестве девяти комплектов и, в частности, на пароводогрейной котельной в Люберцах. Здесь в помещении двух котлов ДКВР-16-гм установлены три агрегата общей электрической мощностью 1800 кВт.

В длительной нормальной эксплуатации они пока еще не опробованы.

Отличительной особенностью ПРОМ-600 от турбины «Кубань-0,5» является то, что роторы этого агрегата безлопаточные и по техническим условиям эксплуатации он может работать также и при давлении острого пара 2,4 МПа с сухостью пара $x=0,99$.

ПВМ-250-ЭГ (Паровая винтовая машина) компании «Независимая Энергетика»

Как и все рассматриваемые агрегаты («Кубань-0,5», ПРОМ-600) ПВМ-250-ЭГ рассчитан на параллельную работу с системой внешнего электроснабжения в котельной на сеть 0,4 кВ.

Основной компонент агрегата ПВМ - расширитель паровой винтовой (РПВ-02М), представляющий собой безлопаточную паровую турбину с противодавлением. В корпусе турбины помещаются ведущий и ведомый роторы в виде шнеков (винтов). Турбина компактна, оснащена встроенным редуктором, монтируется на общей раме с генератором, масляным баком, маслоохладителем. Достоинством энергоустановки ПВМ-250-ЭГ является и то, что она может работать на паре любого качества и высокой влажности в отличие от паровых турбин с лопаточным ротором. Технологический процесс работы турбины полностью автоматизирован, пуск и останов ее осуществляется с ЦТЩ котельной.

Первые три ПВМ опытной партии отработали 1000 часов в качестве

приводов сетевых насосов на ЦТП одного из московских предприятий, были демонтированы и законсервированы из-за реконструкции ЦТП, их эксплуатация будет продолжена после завершения реконструкции.

Машины второго и третьего поколения прошли длительные промышленно-заводские испытания в режиме турбогенератора на московском предприятии «Бекерон».

Компактность ПВМ-250-ЭГ позволяет устанавливать их в существующих зданиях котельных. Технологический процесс работы турбины автоматизирован, в комплект поставки входит шкаф управления с САУ на микропроцессорах и силовой частью. На настоящий момент отработка технологии и испытания промышленных образцов завершены и ЗАО «Независимая энергетика» переходит к серийному производству этих машин.

На рис. 1 показана энергоустановка ПВМ 250-ЭГ, которая эксплуатируется на московском заводе «Бекерон». На рис. 2 представлена принципиальная схема промышленно-отопительной котельной, реконструируемой в мини ТЭЦ на базе ПВМ-250-ЭГ. Экономический эффект реконструкции котельной в мини ТЭЦ обуславливается тем, что себестоимость вырабатываемой электроэнергии значительно ниже цены покупки электроэнергии из системы. В результате снижения себестоимости выработки тепла на источнике теплоснабжения возникает реальная возможность снижения тарифов на оплату тепла населению. Это особенно важно в условиях коммунальной реформы для гармоничного перехода к 100% бездотационной оплате тепла населением.

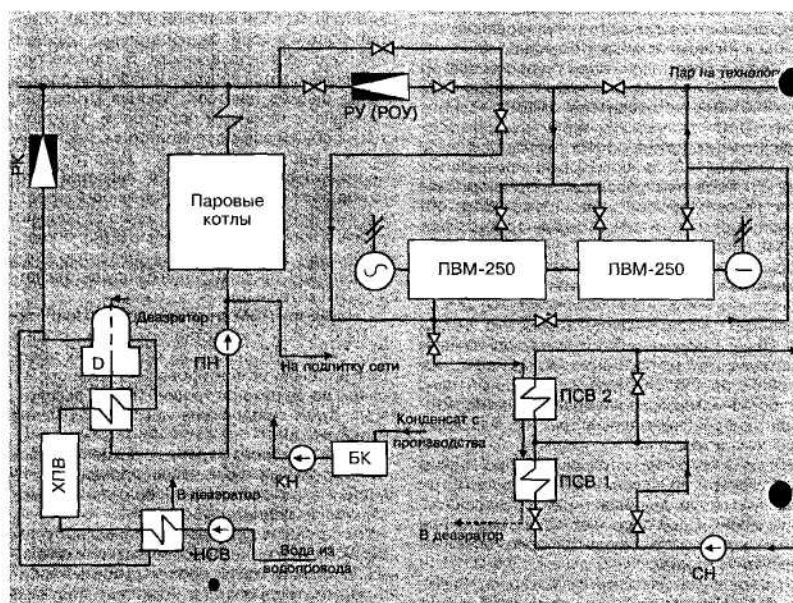


Рис. 2. Принципиальная схема промышленно-отопительной котельной, реконструируемой в мини ТЭЦ на базе ПВМ-250-ЭГ.

Таблица 3. Технические характеристики. По материалам заводов-изготовителей.

Наименование параметров	Ед.	Технические параметры турбогенераторов		
		"Кубань-0,5" ЗАО "Калужский турбо завод"	ПРОМ-600 ОАО "Электротехниче ская компания"	
Параметры пара: ■ давление на входе - $P_{вх}$ ■ давление на выходе - $P_{вых}$ ■ температура на входе Качество пара	МПа МПа °С	1,3(1,1-1,3) 0,37 191 сухой насыщенный	1,4 0,3 194 насыщенный	' -1,3(1,1) ' 0,45(0,1) 191 насыщенный х до 0,89
Расход пара	т/ч	16	15,8	.6-9
Относительный внутренний КПД турбины на номинальном режиме	%	56,6	50	32,8
Электрическая мощность	кВт	500	600	250
Параметры трехфазного тока: ■ напряжение Ш частота	кВ Гц	0,4 50	0,4 50	50
Частота вращения выходного вала турбины	мин ⁻¹	1500	1500	"1500/3000
Масса турбогенератора	кг	8320	7500	2600
Габаритные размеры установки ■ длина ■ ширина ■ высота	мм мм мм	3840 2100 2030	3110 1775 1805	' 2500, ' - 920 „"1.415 ' "
■. ...>?-<£-./, ■ >.,... , , ,_Удвд>	КБЮХар а^тв}	>иотики 906оТ8ен	«> энергоустановки.,	
Удельная площадь установки с агрегатами на ремне	м ² / кВт	0,0161	0,0092	. - 0,Ш82 ■
Удельный объем установки с агрегатами на раме	м ³ / кВт	0,0327	0,0167	-,.. 0,013
Удельный расход металла	кг/кВт	16,64	12,5	. ■: «.О -
Удельный расход пара при номинальных параметрах	кг/кВт	32,0	26.3	'■■ 31.2

Примечания:

1. Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии здесь не приводится, т.к. зависит от конкретных условий работы энергоустановок. Однако расчеты показывают, что он колеблется в пределах 140-180 г.т./кВтч, что более чем в 2 раза [10] ниже его значений на крупных ТЭЦ.

2. Все данные по ПВМ-250-ЭГ получены экспериментально в условиях промышленной эксплуатации. Удельный расход пара получен при $P_{вх}=1,1$ МПа, $P_{вых}=0,2$ МПа.

5.2 Схемы работы ГТУ с водогрейными котлами.

России» многие промышленные предприятия предпочли построить собственные котельные и перейти на самообслуживание. Также оправданно стремление ухода от дорогостоящего централизованного электроснабжения и переход на питание от собственных источников, которыми могут быть газотурбинные установки (ГТУ), выхлопные газы которых сбрасываются в котел и используются для выработки тепла. Расчеты показывают, что количество тепловой энергии, которое можно получить в такой установке, существенно больше количества электрической энергии, вырабатываемой газовой турбиной. Такое положение соответствует балансу тепловой и электрической энергии для большинства регионов РФ, имеющих значительную теплофикационную нагрузку (отопление и горячее водоснабжение) [3].

При рассмотрении комбинированной схемы (рис. 1) целесообразно задать, как наиболее естественные, такие расчетные условия, при которых за счет выхлопных продуктов сгорания (ПС) ГТУ в котле получается количество тепла, соответствующее постоянной круглогодичной нагрузке, к которой относится нагрузка ГВС, а также технологическая. Для водогрейных котлов, работающих в теплофикационном режиме, технологическая нагрузка обычно отсутствует и остается только нагрузка ГВС. При подключении в отопительный период нагрузки отопления увеличение производительности котла достигается сжиганием природного газа (ПГ) в горелках котла, которое целесообразно осуществлять за счет использования кислорода, содержащегося в выхлопных ПС. Наиболее рационально использовать тепло выхлопных ПС ГТУ, направляя их в котел.

При этом не требуется использование дутьевых вентиляторов, а также уменьшается избыток воздуха в ПС и потери тепла с уходящими

газами.

Проведенными в [2] расчетами было установлено, что при сжигании ПГ в атмосфере выхлопных ПС ГТУ с полным использованием содержащегося в них кислорода возможно обеспечить суммарную теплофикационную нагрузку, соответствующую нормативному отношению

Технико-экономическое сопоставление схем с отдельной выработкой электрической и тепловой энергии и с совместной их выработкой целесообразно выполнить на среднесезонную нагрузку отопления, учитывая, что она имеет наибольший удельный вес в потреблении тепла за отопительный сезон.

При расчетах нагрузка ГВС принята, как указано ранее из условия ее обеспечения выхлопными ПС без дополнительного сжигания ПГ в горелках котла. Соотношение среднесезонной нагрузки отопления и ГВС принято согласно нормативам для жилой застройки $Q_{от}/Q_{гвс}=2$. Принято, что в ночной период с 0 до 6 ч. нагрузка ГВС отсутствует. Продолжительность отопительного сезона -5000 ч. (условия г. Москвы), использования ГВС -8200 ч., электроэнергии круглогодично, т.е. 8760 ч, стоимость ПГ 1,0 руб./м³, электроэнергии 0,7 руб. /кВт'Ч.

Анализ результатов расчета, показывает:

1) Выработка электроэнергии на тепловом потреблении зависит от мощности ГТУ: при наиболее выгодном летнем режиме варьируя в пределах от 0,42 (мощность 2,5-4 МВт) до -1,0 (мощность 16-25 МВт). В отопительный период при наиболее показательной среднесезонной отопительной нагрузке этот показатель существенно ниже и составляет в порядке увеличения мощности ГТУ от 2,5 до 25 МВт величину:

Выполненные расчеты относятся к режимам, в которых электрическая нагрузка ГТУ постоянна. Реальные условия отличаются тем, что в ночное время она снижается, причем для различных типов

потребителей в разной степени.

Величина экономического эффекта от применения рассмотренной схемы напрямую зависит от количества отпущенной электроэнергии, поскольку выработка ее в ГТУ обходится дешевле, чем при заимствовании от наружной электросети.

Поэтому для расчета получаемой экономии необходимо определить количество вырабатываемой электроэнергии с учетом изменения ее в течение суток, а также времени года. В городских условиях, как правило, наибольшая доля потребления электроэнергии приходится на жилую застройку. Промышленность, а также общественные предприятия отличаются большим разнообразием характера суточного электропотребления, что должно учитываться при рассмотрении конкретных планировок обслуживаемой территории.

Результаты расчета основных статей затрат по отдельной и совместной схемам представлены в табл. 1.

При расчете количества электроэнергии учитывалась как часовая суточная неравномерность электронагрузки, так и ее месячное изменение в течение года.

Как и в любой схеме, при данной существует неблагоприятный режим, при котором наблюдается наибольшее рассогласование электрической и тепловой нагрузок. Этот режим имеет место в ночной период при пиках теплофикационной нагрузки в январе-феврале, когда электрическая нагрузка снижается до величины 40% от номинальной. При этом уменьшается расход ПГ в камере сгорания ГТУ, а расход воздуха компрессором при обычном отсутствии направляющих аппаратов не только не уменьшается, но даже увеличивается по сравнению с номинальной нагрузкой. В результате температура ПС на входе {и выходе} турбины резко снижается, что требует увеличения расхода топлива в горелках котла. Как показали расчеты, получающийся

увеличенный объем ПС (за счет увеличения производительности компрессора, а также увеличения расхода топлива в горелках котла) может при пропуске через газовый тракт котла превысить его паспортное аэродинамическое сопротивление.

Наиболее удобным способом нормализации положения явилась бы работа турбины с постоянной нагрузкой и передача избыточной мощности в ночное время в наружные электросети. Однако в настоящее время законодательной базы для осуществления этого мероприятия нет. В этих условиях возможно использование одного из двух способов нормализации положения:

1) подключение пикового котла, искусственное увеличение электрической мощности турбины сверх необходимой по спросу с использованием избыточной мощности для подогрева теплофикационной воды. При втором способе, как показали расчеты, превышение мощности по отношению к необходимой невелико и малоощутимо сказывается на экономических показателях.

Особенность использования в котельных выхлопных продуктов сгорания

Особенностью использования в котельных выхлопных ПС ГТУ является то, что коренным образом меняются условия сжигания ПГ в горелках котла, поскольку объем выхлопных ПС, используемых для горения, резко отличается от объема воздуха.

По паспортным характеристикам отечественных ГТУ расчетом получены следующие значения отношения объемов ПС: при совместной работе с ГТУ и воздуха при автономной работе котла для наиболее характерных режимов (табл. 2).

Существующие горелочные устройства, предназначенные для автономной работы котлов, непригодны для использования выхлопных

ПС ГТУ, и необходима их конструктивная переделка с увеличением проходного сечения для окислителя.

В настоящее время известны только единичные данные исследования специализированной горелки для сжигания ПГ в атмосфере выхлопных ПС ГТУ [5], конструкция которой резко отличается от типовых горелок котлов. Эти исследования не дали окончательных результатов. Поэтому до создания приемлемых конструкций горелок практически реальным решением в настоящее время является использование схемы (рис. 16), при которой ПГ сжигается в существующих горелках с воздушным дутьем, а выхлопные ПС ГТУ сбрасываются в топку помимо горелок.

При расчете такой схемы необходимо помимо обычных соотношений теплового баланса дополнительно соблюдать условие равенства аэродинамических сопротивлений газового тракта в сравниваемых вариантах (автономной работы котла с паспортными характеристиками и при совместной с ГТУ работе котла). Необходимость привлечения аэродинамического условия обусловлена тем обстоятельством, что температура выхлопных ПС ГТУ существенно ниже, чем ПС получаемых от горелок котла. Поэтому единица объема ПС ГТУ передает в котле меньшее количество тепла по сравнению с ПС от горелок котла, требуя в то же время для пропуска газов через конвективные поверхности такого же размера проходного сечения.

Как показали расчеты (расчеты приведены в полной версии статьи, которая опубликована на www.rosteplo.ru - *прим. ред.*) различной относительной нагрузке отопления соответствуют следующие доли нагрузки:

Таким образом, при наиболее характерной среднесезонной нагрузке отопления возможная величина относительной нагрузки ГВС составляет - 0,12, что ниже нормативной доли, обычно составляющей 0,25-0,30.

При необходимости обеспечения нормативной нагрузки ГВС требуемая нагрузка не может быть выдержана. В этих условиях возможен один из двух вариантов: 1) один из котлов выделяется для работы в чисто утилизационном режиме с использованием выхлопных ПС для обеспечения нагрузки ГВС, остальные котлы используются для несения отопительной нагрузки; 2) нагрузка ГВС распределяется между всеми котлами котельной с расчетом, чтобы ее доля по отношению к нагрузке отопления находилась в допустимых пределах.

На рис. 2 показаны применительно к котлу мощностью $Q=4$ Гкал/ч зависимости;

1) расходов ПГ в горелках котла (B_k) и суммарного расхода ПГ в котле и камере сгорания ГТУ ($B_{\Sigma}+B_T$) от относительной нагрузки ГВС

2) электрической мощности ГТУ,

3) суммарных годовых эксплуатационных затрат на ПГ и потребляемую электроэнергию от наружных электросетей в зависимости от расхода ПГ в ГТУ.

По выведенным соотношениям рассчитаны показатели использования схемы со сбросом выхлопных ПС в конвективный газопровод применительно к выпускаемым в РФ ГТУ мощностью 2,5-16 МВт. Результаты расчета приведены в табл. 3.

Результаты расчета показывают, что для ГТУ наименьшей мощности 2,5 и 4 МВт срок окупаемости дорогостоящих капитальных затрат значителен и для этого диапазона мощности целесообразно вместо ГТУ использовать двигатели внутреннего сгорания ДВС [4].

Заключение

1) использование ГТУ в котельных с водогрейными и паровыми котлами дает экономическую выгоду в размере от 10 до 30% по сравнению с питанием от внешних электросетей РАО ЕЭС за счет более дешевой выработки электроэнергии от собственного источника;

для ГТУ мощностью от 2,5 до 25 МВт можно обеспечить максимальную теплофикационную нагрузку путем сжигания газа в горелках

котла в среде выхлопных газов, однако реализация этой наиболее выгодной схемы требует конструктивной переделки существующих горелок, использующих воздушное дутье. Для существующих горелок достаточно эффективна менее совершенная схема со сбросом выхлопных газов в топку помимо горелок;

при заданной мощности котла нормативная нагрузка ГВС может быть обеспечена при выделении одного из котлов только на утилизационный режим с использованием только выхлопных ПС ГТУ или равномерным распределением выхлопных ПС на несколько котлов;

3) для единичной мощности менее 5 МВт целесообразно использовать газовые ДВС, которые при близких теплотехнических показателях отличаются от ГТУ большим моторесурсом.

Таблица 3. Расчетные показатели схемы со сбросом выхлопных ПС ГТУ в газоход (в числителе - совместная схема, в знаменателе - раздельная).

Показатели	Мощность ГТУ, МВт			
	2,5	4	8,6	16
1. Расход ПГ ГТУ, м ³ /ч	1153	1630	2695	4292
2. Тепловая нагрузка ГВС, Гкал/ч	5,1	7,74	9,5	15,06
3. Суммарная среднесезонная тепловая нагрузка (отопление+ГВС), Гкал/ч	15,3	23,2	28,5	45,18
4. Часовой расход ПГ при работе, м ³ /ч: • совместно с ГТУ • автономно	2078 1404	2991 2046	4492 2682	7398 4349
5. Годовой расход ПГ, млн м ³ : • при работе совместно с ГТУ • автономно	14,07 9,8	20,1 13,7	31,1 20,0	50,7 31,5
6. Годовая выработка тепла на отопление и ГВС при обоих режимах работы, тыс. Гкэл	118,3	179	220	349
7. Стоимость выработанного: • тепла при обеих схемах, млн руб./год • электроэнергии при совместной работе, млн руб./год	45,4 14,4	68,7 23	84,5 49,4	134 91,9
8. Годовые затраты, млн руб.: • на амортизацию ГТУ • на израсходованный ПГ • на потребленную электроэнергию	5,0/-14,07/9,8 -/14,4 19,07/24,2	7,5/-20,1/13,7 -/23 27,6/36,7	13,1/-31,1/20,0 -/49,4 44,2/69,4	21/-50,7/31,5 -/91,9 71,7/123,4
9. Годовая экономия средств, млн руб.	5,1	9,1	25,2	51,7
10. Срок окупаемости капзатрат, лет	8,2	6,4	4,3	3,46

5.3 Когенерация на основе двигателей внутреннего сгорания.

Системы теплоснабжения с двигателями внутреннего сгорания.

ПВМ-250-ЭГ (Паровая винтовая машина) компании «Независимая Энергетика»

Как и все рассматриваемые агрегаты («Кубань-0,5», ПРОМ-600) ПВМ-250-ЭГ рассчитан на параллельную работу с системой внешнего электроснабжения в котельной на сеть 0,4 кВ.

Основной компонент агрегата ПВМ - расширитель паровой винтовой (РПВ-02М), представляющий собой безлопаточную паровую турбину с противодавлением. В корпусе турбины помещаются ведущий и ведомый роторы в виде шнеков (винтов). Турбина компактна, оснащена встроенным редуктором, монтируется на общей раме с генератором, масляным баком, маслоохладителем. Достоинством энергоустановки ПВМ-250-ЭГ является и то, что она может работать на паре любого качества и высокой влажности в отличие от паровых турбин с лопаточным ротором. Технологический процесс работы турбины полностью автоматизирован, пуск и останов ее осуществляется с ЦТЩ котельной.

Первые три ПВМ опытной партии отработали 1000 часов в качестве приводов сетевых насосов на ЦТП одного из московских предприятий, были демонтированы и законсервированы из-за реконструкции ЦТП, их эксплуатация будет продолжена после завершения реконструкции.

Машины второго и третьего поколения прошли длительные промышленно-заводские испытания в режиме турбогенератора на московском предприятии «Бекерон».

Компактность ПВМ-250-ЭГ позволяет устанавливать их в существующих зданиях котельных. Технологический процесс работы турбины автоматизирован, в комплект поставки входит шкаф управления с САУ на микропроцессорах и силовой частью. На настоящий момент отработка технологии и испытания промышленных образцов завершены и ЗАО «Не-

зависимая энергетика» переходит к серийному производству этих машин.

На рис. 1 показана энергоустановка ПВМ 250-ЭГ, которая эксплуатируется на московском заводе «Бекерон». На рис. 2 представлена принципиальная схема промышленно-отопительной котельной, реконструируемой в мини ТЭЦ на базе ПВМ-250-ЭГ. Экономический эффект реконструкции котельной в мини ТЭЦ обуславливается тем, что себестоимость вырабатываемой электроэнергии значительно ниже цены покупки электроэнергии из системы. В результате снижения себестоимости выработки тепла на источнике теплоснабжения возникает реальная возможность снижения тарифов на оплату тепла населению. Это особенно важно в условиях коммунальной реформы для гармоничного перехода к 100% бездотационной оплате тепла населением.

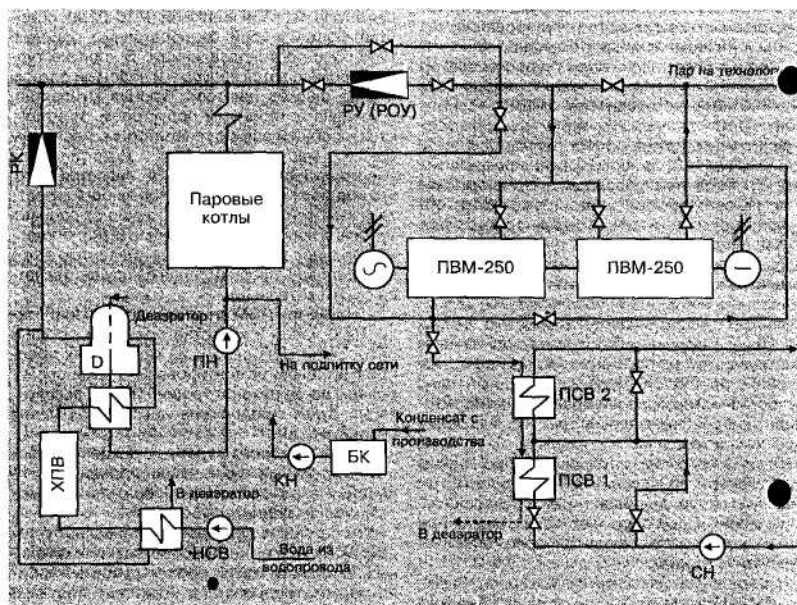


Рис. 2. Принципиальная схема промышленно-отопительной котельной, реконструируемой в мини ТЭЦ на базе ПВМ-250-ЭГ.

Таблица 3. Технические характеристики. По материалам заводов-изготовителей.

Наименование параметров	Ед.	Технические параметры турбогенераторов	
		"Кубань-0,5" ЗАО	ПРОМ-600
		"Калужский турбо завод"	ОАО "Электротехническая компания"

Параметры пара: ■давлениена входе - $P_{вх}$ ■ давление на выходе - $P_{вых}$ ■ температура на входе Качество пара	МПа МПа °С	1,3(1,1-1,3) 0,37 191 сухой насыщенный	1.4 0,3 194 насыщенный	' -1,3(1,1) ' 0,45(0,1) 191 насыщенный х до 0,89
Расход пара	т/ч	16	15,8	.6-9
Относительный внутренний КПД турбины на номинальном режиме	%	56,6	50	32,8
Электрическая мощность	кВт	500	600	250
Параметры трехфазного тока: ■ напряжение Ш частота	кВ Гц	0,4 50	0,4 50	
Частота вращения выходного вала турбины	мин ⁻¹	1500	1500	"1500/3000
Масса турбогенератора	кг	8320	7500	2600
Габаритные размеры установки ■ длина ■ ширина ■ высота	мм мм мм	3840 2100 2030	3110 1775 1805	Д. 2500 ,'- 920 ,,"1.415 '
. ■. ...>?-«£-.../ , ■ >... , . , _Удвд>	КБЮХара^т в}	>иотики 9Обот8ен	«> энергоустановки.,	
Удельная площадь установки агрегатами на ремне	с м ² / кВт	0,0161	0,0092	. - 0,Ш82 ■
Удельный объем установки агрегатами на раме	с м ³ / кВт	0,0327	0,0167	-, . 0,013
Удельный расход металла	кг/кВт	16,64	12,5	. ■: «.О -
Удельный расход пара при номинальных параметрах	кг/кВт	32,0	26.3	'■■ 31.2

Примечания:

3. Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии здесь не приводится, т.к. зависит от конкретных условий работы энергоустановок. Однако расчеты показывают, что он колеблется в пределах 140-180 г.т./кВтч, что более чем в 2 раза [10] ниже его значений на крупных ТЭЦ.

4. Все данные по ПВМ-250-ЭГ получены экспериментально в условиях промышленной эксплуатации. Удельный расход пара получен при $P_{вх}=1,1$ МПа, $P_{вых}=0,2$ МПа.

6. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ЗДАНИЯ. ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Обоснование проектных решений, подходы к проектированию и особенности строительства энергоэффективных зданий изложены в работах [1+9]. В настоящей статье приводятся результаты анализа эффективности функционирования инженерных систем экспериментального 17-этажного жилого дома серии 111-355 МО РФ в московском микрорайоне «Никулино-2» (рис. 1 на цветной вкладке), сданного в эксплуатацию в 2001 году, и даются рекомендации по совершенствованию инженерных систем объектов подобного рода.

С целью повышения энергетической эффективности здесь использованы новые конструктивные и схемные решения (рис. 2): •: наружные ограждающие конструкции с суммарным коэффициентом сопротивлений теплопередаче 3-3,5 м²°C/Вт;

- остекление лоджий;
- двухтрубная система отопления с горизонтальной разводкой (рис. 3);
- поквартирный автоматизированный учёт энергопотребления (рис. 4);
- подогрев воды для нужд горячего водоснабжения при помощи теплового насоса с утилизацией низкопотенциального тепла вытяжного воздуха и тепла грунта (рис. 5);

• догрев части воды после тепловых насосов до температуры 85°C в электродотлах ночью при более низких тарифах на электроэнергию (рис. 6);

- автоматизированная система управления инженерными системами.

Оценка потенциала энергосбережения в здании приведена в таблице

1. Остановимся несколько подробнее на его источниках.

Использование вторичных энергоресурсов в здании и тепла окружающего пространства осуществляется в единой технологической системе (рис. 2). *Поступающий в лоджии через неплотности светопрозрачных ограждений воздух* нагревается за счёт теплообмена с окружающими конструкциями, а также за счёт воздействия прямой и рассеянной солнечной радиации. Таким образом в помещения через специально выполненные приточные устройства попадает воздушная среда более высокого температурного потенциала с практически сохранённым ионным составом.

Вытяжной воздух из квартир поступает по шахтам в калориферную установку. Далее низкопотенциальное тепло этого воздуха с помощью теплоносителя промежуточного контура (пластинчатый теплообменник) передаётся тепловому насосу или, при его избытке, накапливается в грунтовом массиве. Восемь скважин глубиной 30 м каждая осуществляют теплообмен с грунтом (грунтовые теплообменники), совместно с воздушным калорифером обеспечивают тепловые насосы низкотемпературным теплом и в определённый период суток аккумулируют его избыток.

Из таблицы 1 следует, что вытяжной воздух обладает наиболее значительным потенциалом энергосбережения. При его охлаждении в тепловом насосе даже до 5°C потребность всего дома в горячей воде обеспечивается (при эффективности калорифера-тепло-утилизатора не ниже 0,7).

Более высоких показателей энергосбережения можно достичь, используя воздушные рекуператоры. В этом случае необходимо применение либо центральной приточно-вытяжной механической системы вентиляции, что сопряжено с рядом серьёзных проблем, либо местных (квартирных) систем механической вентиляции, требующих значительных

капитальных и эксплуатационных затрат

Следующим по значимости вторичным энергоресурсом можно считать условно чистые бытовые сточные воды, объём которых (при естественном разбавлении холодной водой на 20-30%) превышает расход потребляемой горячей воды.

Имея потенциал, более высокий чем потенциал воздуха, эти стоки в специальных теплообменниках способны сначала частично подогревать холодную воду путём теплопередачи, а затем, при более глубоком их охлаждении в тепловом насосе, получить достаточное количество тепловой энергии для подогрева воды, используемой в системе горячего водоснабжения. При этом коэффициент преобразования имеет самые высокие значения, а расход электроэнергии на привод тепловых насосов минимален. Несмотря на высокую энергетическую эффективность подобной системы, отсутствие теплообменников заводского изготовления для сточных вод, а также необходимость устройства отдельных систем внутренней канализации для условно чистых и фекальных вод не позволяют пока реализовать подобную технологию в городских жилых домах.

Запасы ГРУНТОВОГО тепла практически неисчерпаемы и при аккумулировании излишков других видов ВЭР могут улучшать энергетические показатели теплонасосных систем теплоснабжения. Они отличаются от воздуха и сточных вод, рассмотренных выше, меньшей температурой (0-8°C) и удельной плотностью теп-лосъёма (около 100 Вт на метр скважины-теплообменника).

Основным теплоисточником системы горячего водоснабжения дома [9] является теплонасосная установка (ТНУ). Она состоит из четырёх работающих параллельно (каждая на свой аккумулятор горячей воды) парокомпрессионных тепловых насосов типа HRHN с расчётной теплопроизводительностью 34 кВт и потребляемой мощностью

компрессора 8,1 кВт при значениях температуры источника тепла 12°C на входе и 7°C на выходе (соответственно, 40 и 45°C - для горячей воды). При указанных значениях температуры номинальная теплопроизводительность ТНУ составляет 132 кВт, что почти в два раза превышает среднечасовое теплотребление ГВС (70 кВт), а её номинальный коэффициент преобразования - 4,2.

№	Наименование системы,	Производ	Потенциал энергосбережения	Г
1	Система вытяжной вентиляции	12000 м ³ /ч	Q _в =72 кВт, при охлаждении от Г=25°C до 5°C Q _г =262 кВт, при охлаждении в	1
2	Система водоотведения условно чистых сточных вод	1,3м ³ /ч	Q _в =52 кВт, при охлаждении от t _в =40°C до t _г =+5°C (Р	
3	Грунтовые теплообменники	16 М ³ /ч	O _{2р} =54 кВт, при охлаждении теплоносителя от 8 до 5°C	
4	Система предварительного приточного воздуха' (остекление лоджий)	-	5% годового теплотребления	
5	Система поквартирного программного отпуска тепла	-	Экономия до 10%	
6	Ресурсосберегающая арматура поэтажных регуляторов давления и оборудования	-	Снижение расхода холодной и горячей воды до 15%	
7	Приборы поквартирного учёта расхода энергоресурсов	-	Снижение расхода тепла и воды до 20%	
8	Система предварительного подогрева холодной воды	1,2м ³ /ч	Q=12 кВт, при подогреве от 5 до 15°C	1

Фактически эти характеристики заметно ниже из-за меньшей

температуры теплоисточника (грунтовая система теплосбора) и более высоких значений требуемой температуры горячей воды. Для работы ТНУ это означает уменьшение подачи компрессора (соответственно объемной холодопроизводительности) и увеличение потребляемой мощности. Например, при температуре грунта около 5°C теплопроизводительность теплового насоса не превышает 20 кВт, а коэффициент преобразования (КОП) - 3-3,2.

Поэтому в проект была заложена двухступенчатая последовательная схема системы теплосбора (рис. 2): на нижней ступени производится отбор тепла от грунтовых теплообменников, на верхней - теплоноситель через промежуточный теплообменник догревается от системы утилизации тепла вентвыбросов. С целью получения оптимального значения КОП в пределах 3,3+3,5 температура воды на выходе из конденсатора ТНУ принята равной 45°C . Для этого теплоноситель через встроенный змеевиковый теплообменник нагревает воду в баках-аккумуляторах объемом по 2 м^3 каждый. Режим работы тепловых насосов - нерегулируемый, осуществляется методом «пуск-остановка» по уставкам минимальной и максимальной температур воды в аккумуляторах. Приготовление для потребителей горячей воды с температурой 55°C предусмотрено путём её смешения из баков тепловых насосов и двух «высокотемпературных» аккумуляторов, в которых вода подогревается до 85°C проточными электроводонагревателями «РУСНИТ» мощностью по 18 кВт каждый. Электроводонагреватели автоматически включаются в период провала графика электропотребления, с 23.00 до 07.00 ч., оплата производится по льготному ночному тарифу.

Эксперименты по определению эксплуатационных показателей функционирования ТНУ проводились в процессе наладки в период заселения дома методом моделирования водопотребления: путем слива воды в количестве от среднечасового ($1,2 \text{ М}^3/\text{ч}$) до максимального

часового ($4 \text{ м}^3/\text{ч}$) расхода. Тепловые потоки в элементах системы определялись расчётным способом по балансам различных контуров теплообмена, расход электроэнергии - косвенным путём. В результате было установлено следующее.

1. Система надёжно функционирует в автоматическом режиме без вмешательства обслуживающего персонала и способна обеспечивать теплоснабжение жилого дома в пределах проектных параметров.

2. Среднесуточный коэффициент преобразования тепловых насосов - 3-3,5. Таким образом, затраты электроэнергии на получение горячей воды составляют менее 0,33 кВт·ч на 1 кВт·ч тепловой нагрузки.

3. Система механической вытяжной вентиляции обеспечивает нормативный воздухообмен во всех квартирах независимо от погодных условий, а также утилизацию 30% тепла вытяжного воздуха (около 50-60% всего низкопотенциального тепла, потребляемого тепловыми насосами).

4. Коэффициент эффективности калорифера - 0,3 (от воздуха отбирается не более 20 кВт тепла).

5. Грунтовая система теплосбора функционирует в двух режимах: теплоотдачи и теплоснабжения (аккумуляции тепла), сглаживая переменный характер нагрузки тепловых насосов. Температура теплоносителя на выходе из грунтовых теплообменников колеблется в пределах от 0 до 8°C , а темп ее изменения - около $2-2,5^\circ\text{C}/\text{ч}$.

Опытная эксплуатация здания выявила ряд факторов, снижающих эффективность функционирования его инженерных систем. Анализ этих факторов позволяет дать ряд рекомендаций по их устранению.

1. Потребление электроэнергии на привод многочисленных насосов и вентиляторов (более 15 кВт) уменьшает интегральный коэффициент преобразования ТНУ до 2. Его значение можно было бы повысить на 0,3-0,4, обеспечив работу испарителей ТН при более высокой средней

температуре теплоносителя системы теплосбора. Для этого следует довести эффективность калориферов-теплоутилизаторов до 0,5-0,6 (вместо 0,3) без опасности обмерзания внешней поверхности за счет увеличения их рабочей площади. Кроме того, завышенный на 20-30% расход теплоносителя в системе грунтового теплосбора также снижает температурный уровень отбора тепла.

Дополнительный перепад температуры во строенных в баки-аккумуляторы змеевиках, не обладающих достаточной для данных систем поверхностью теплопередачи, вызывает повышенный расход энергии на привод компрессоров ТНУ и проток подпиточной воды в верхнюю «горячую» зону аккумулятора (при на одноконтурную схему «аккумулятор - конденсатор»).

Это повысило эффективность трансформации тепла на 5-7%.

3. Организация посекционной температурной стратификации в баках-аккумуляторах, когда тепловые насосы последовательно подогревают исходную воду, позволяет снизить суммарный расход потребляемой энергии на 10- 12%. Для этого помимо изменения обвязки баков с параллельной на последовательную и изменения схемы присоединения тепловых насосов необходимо реализовать автоматизированную систему управления режимами их работы (АСУ верхнего уровня).

4. Максимальное использование тепловых насосов в ночное время при повышенной температуре конденсации позволило бы замещать большую часть нагрузки проточных электронагревателей. Для этого также необходима реализация АСУ верхнего уровня.

7.1 Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий

Наиболее целесообразно использовать тепло солнечной радиации в

теплый период года для выработки холода, так как максимум потребления энергии в системах кондиционирования воздуха совпадает с максимумом прихода солнечной радиации.

Среди многообразия возможных способов использования солнечной радиации для целей кондиционирования воздуха наиболее целесообразным является ее преобразование в тепловую энергию. Исходя из этого установка для выработки тепла или холода должна включать в себя следующие основные элементы: гелиоприемник, аккумулятор тепла, а также при недостаточно высоком температурном потенциале теплоносителя тепловой насос. Для выработки холода в качестве теплового насоса может применяться абсорбционная машина.

В качестве гелиоприемников в настоящее время применяются два основных типа конструкций: плоский коллектор и плоский абсорбер (абсорбционный гелиоприемник).

Солнечный коллектор (рис. X.13) представляет собой металлическую или пластмассовую пластину с каналами для транспортировки теплоносителя. Для предотвращения потерь тепла пластина изолируется путем устройства остекления (иногда в несколько слоев) со стороны, обращенной к солнцу, и устройства теплоизоляции с обратной стороны. Для достижения более высоких температур теплоносителя поверхность пластины с каналами покрывают спектрально-селективными слоями, активно поглощающими коротковолновое излучение солнца и снижающими собственное тепловое излучение пластины в длинноволновой части спектра. Общим критерием, определяющим свойства данной селективной поверхности, является отношение направленной интегральной поглощательной способности в диапазоне длин волн солнечного излучения α к интегральной степени черноты этой поверхности ϵ в диапазоне инфракрасного излучения α/ϵ .

В разрабатываемых в настоящее время коллекторах нового поколения

для достижения более высоких температур поверхности, кроме того, выкачивают воздух из межстекольного пространства. Все эти мероприятия, однако, приводят к значительному удорожанию: коллекторов.

Для оценки степени термодинамического совершенства (см. § 74) гелиоприемника вводят параметр, представляющий собой отношение полезно используемого тепла солнечной радиации к приходу солнечной радиации на наклонную поверхность гелиоприемника $Q_{н.к.}$:

$$\eta = a_{гел} K - K_{об}(t_{wcp} - t_n) / Q_{н.к.} \quad (X.23)$$

$a_{гел}$ – коэффициент поглощения гелиоприемника, $K_{об}$ – коэффициент теплопередачи от жидкости к наружному воздуху; t_{wcp} — средняя температура жидкости; t_n – температура наружного воздуха; K — коэффициент совершенства конструкции гелиоприемника;

$$K = K_{об} / K', \quad (X.24)$$

где K' – коэффициент теплопередачи от теплопоглощающей поверхности к наружному воздуху.

Из уравнения (X.23) видно, что η является примерно линейной функцией отношения перепада температур к тепловому потоку солнечной радиации, поглощенному гелиоприемником.

Зависимость общего коэффициента теплопередачи от температуры теплопоглощающей панели несколько нарушает линейность.

Многие авторы предлагают вводить квадратичную зависимость η от $(t_{wcp} - t_n) / Q_{н.к.}$,

Величина η_0 определяет совершенство гелиоприемника при условии, когда теплотери его равны нулю:

$$\eta_0 = a_{гел} K$$

В паспорте выпускаемых различными заводами-изготовителями гелиоприемников приводятся данные о η , получаемые экспериментально в

лаборатории.

В работе [6] приводятся следующие расчетные формулы для коэффициентов η при трех-, двух- и однослойном остеклении;

$$\tau^{31} = 0,61 - 2,18 A // Q_{H>K} - 0,015 (A \wedge Q_{K.K})^a; \quad (X.26)$$

$$\tau^{(2)} = 0,69 - 3,3 A < \tau >_{H.K} \sim 0,018 (A \wedge Q_{H.K})^a; \quad (X.27)$$

$$\tau^{(1)} = 0,72 - 8 A i / Q_{K.K} - 0,018 (D t / Q_{R.K})^3. \quad (X.28)$$

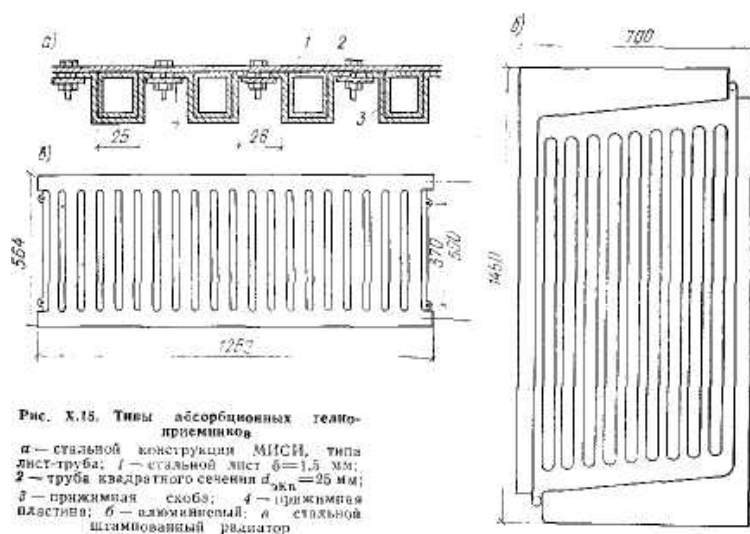
Выпускаемые в настоящее время солнечные коллекторы обладают в среднем высокой мгновенной эффективностью, но относительно низкими суточной ($\tau_{\text{сут}} = 0,5$) и годовой ($\tau_{\text{гпд}} = 0,25$) эффективностями. Это позволяет нагревать теплоноситель в коллекторе до температуры 30—40°C зимой при солнечном освещении и до 80—90°C в теплый период года.

В связи с относительно низкими суточной и годовой эффективностями работы солнечного коллектора наиболее целесообразно его использование в районах с высокой среднегодовой интенсивностью солнечной радиации (не ниже 300 Вт/м²) или количеством приходящего за год тепла солнечной радиации 800 кВт-год/м². Конструкция солнечного коллектора обладает тремя существенными недостатками: 1) высокой стоимостью; 2) неравномерностью выработки тепла, требующей применения емких аккумуляторов тепла; 3) необходимостью постоянной очистки стекол от пыли.

Другая конструкция гелиоприемника, позволяющая более эффективно использовать солнечную радиацию, представляет собой абсорбционный гелиоприемник, который в отличие от коллектора не имеет остекления, а часто и теплоизоляции с обратной стороны.

Он позволяет использовать не только прямую и рассеянную солнечную радиацию, но и тепло атмосферного воздуха, осадков, а также теплоту фазовых превращений при конденсации влаги и инееобразования

на его поверхности, а также трансмиссионные теплотери через ограждения здания (рис. X.14). Абсорбционные гелиоприсмники более равномерно загружены в течение года и обладают меньшей мгновенной эффективностью ($\eta_{\text{мгн}} = 0,4$), но большими суточной ($\eta_{\text{сут}} = 0,7$) и годовой ($\eta_{\text{год}} \text{ до } 0,85$) эффективностями. Они не требуют очистки от пыли, так как пыль, осевшая на поверхность, увеличивает коэффициент поглощения радиации с $a_{\text{гел}} = 0,92$ до 0.98. Низкий же температурный уровень теплоносителя, температура



которого должна быть постоянно ниже температуры окружающего воздуха, требует его применения, особенно в холодный период, в сочетании с тепловым насосом и обязательно в двухконтурных системах.. В качестве теплоносителя в контуре гелиоприемника рекомендуется глизантин (40%-ный водный раствор глицерина), который предохраняет металлы от коррозии.

В настоящее время в качестве абсорбционных гелиоприемников используют стальные нагреватели типа лист-труба или штампованные алюминиевые либо стальные панели (рис. X.15).

Гелиоприемники устанавливаются на кровле здания или служат конструктивным элементом, а также применяются в виде облицовки стен, балконных ограждений или элементов ограды. Количество тепла,

воспринимаемого гелиоприемником, описывается уравнением

$$Q_a = S_{H\Pi} a_{\text{гел}} F_a + D_{H\Pi} a_{\text{гел}} F_a + K' F (/,, — /«), \quad (\text{X.29})$$

где $S_{H\Pi}$ — интенсивность прямой солнечной радиации на поверхность абсорбера, Вт/м²; $F_{-,}$ — площадь обращенной к солнцу поверхности абсорбера; $O_{\text{ЯАI}}$ — интенсивность диффузной радиации, Вт/м²; F — площадь всей тепловоспринимающей поверхности абсорбера; t_a — температура поверхности абсорбера, °С.

На основе теоретических и экспериментальных исследований рекомендуется для более эффективной эксплуатации устанавливать гелиоприемники при эксплуатации в зимний период под углом 60—80° к горизонту, а в летний период под углом 20—30°. При круглогодичной эксплуатации оптимальным будет угол наклона к горизонту, равный приблизительно широте местности. При этом отклонение от южного направления не должно превышать 20—30°.

В табл. X.6 приведены коэффициенты теплопередачи K' различных типов гелиоприемников.

Исходя из вышеизложенных свойств гелиоприемников, они могут включаться в гелиоустановки кондиционирования воздуха по трем основным схемам (рис. X.16, X.17, X.18).

В качестве теплового насоса может быть использована компрессионная холодильная машина установки кондиционирования воздуха. В холодный и переходный периоды она работает для выработки тепла в режиме теплового насоса, а в теплый период года — в режиме холодильной машины. Режим работы холодильной машины можно аппроксимировать линейной зависимостью:

$$Q_k = a_0 + a_1 t_u$$

$$Q_u = a_0 + b_1 t_u$$

$$W = c_0 + c_1 t_u$$

16	17
	18
	19

Рис. X.16. Непосредственное включение гелиоприемника в СКВ

1 — гелиоприемник; 2 — аккумулятор тепла; 3 — калорифер первого подогрева; 4 — циркуляционный насос

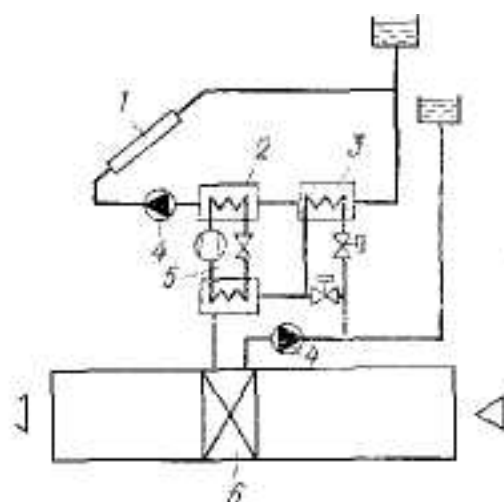


Рис. X.17. Подключение гелиоприемника к СКВ через постоянно работающий тепловой насос

1 — гелиоприемник; 2 — аккумулятор тепла; 3 — тепловой насос; 4 — калорифер первого подогрева; 5 — циркуляционный насос

Рис. X.18. Комбинированная схема включения гелиоприемника в СКВ

1 — гелиоприемник; 2 — аккумулятор тепла; 3 — теплообменник; 4 — циркуляционный насос; 5 — тепловой насос; 6 — калорифер первого подогрева

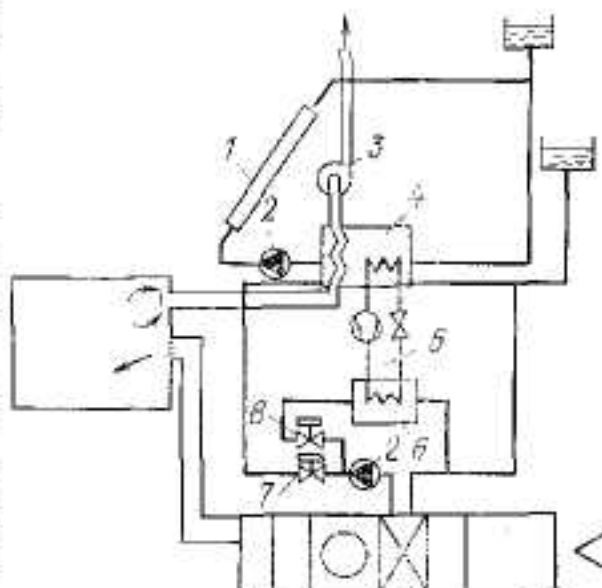


Рис. X.19. Использование компрессорной холодильной машины для выработки тепла и холода в СКВ

1 — гелиоприемник; 2 — циркуляционный насос; 3 — теплообменник на удаляемом воздухе; 4 — испаритель холодильной машины; 5 — холодильная машина; 6 — конденсатор холодильной машины; 7, 8 — магнитные вентили

где Q_H — тепло, выделяющееся в конденсаторе; Q_a — тепло, поглощаемое в испарителе; W — мощность, затрачиваемая на привод теплового насоса; t_H — температура испарения, °C.

Значения коэффициентов a_0 , B_a , c_0 , c_1 , а также a_2 и B_2 для выпускаемого в порядке кооперации по линии СЭВ в ГДР теплового насоса WW-12 мощностью 10 кВт приведены в табл. X.7 [44].

7.2 Использование солнечной энергии для холодоснабжения зданий

Холодильную машину, работающую в режиме теплового насоса, рекомендуется включать в цикл работы установки согласно рис. X.19.

В холодный период года холодильная машина работает в режиме теплового насоса. Для этого вентиль 8 должен быть открыт, а вентиль 7 закрыт. Через теплообменник 3 дополнительно проходит удаляемый из помещений воздух, отдавая свое тепло и подогревая теплоноситель, циркулирующий в контуре 1,

В теплый период года магнитный вентиль в контуре 7 открывается, а вентиль 8 закрывается. Охлаждаемая вода проходит через испаритель, охлаждается, а затем поступает в поверхностный воздухоохладитель. Поток удаляемого воздуха при этом минует испаритель холодильной машины.

Расчет необходимой площади поверхности гелиоприемников и выбор холодильной машины следует осуществлять в такой последовательности.

1. Определяют тепловую нагрузку на систему для теплого и холодного периодов года Q_x и Q_T .

2. В качестве расчетного выбирают холодный период года.

3. По тепловой нагрузке на систему, примерно равной теплоотдаче конденсатора $Q_H = Q_K$ при расчетной температуре для отопле

ния 45—50°C, выбирают холодильную машину из типового ряда, сравнивая ее холодильную мощность для теплого периода года с потребностью в холоде (выбирается по меньшей мощности).

4. По характеристике холодильной машины при заданной температуре конденсации (45—50°C) и температуре испарения на 3°C ниже, чем расчетная наружная температура воздуха для отопления, $t_{\text{и}} = t_{\text{н}} - 3$ определяют тепловую нагрузку на испаритель $Q_{\text{п}} = Q_0 +$

5. По тепловой нагрузке на испаритель определяют необходимую площадь поверхности гелиоприемника

где $I_{\text{ср}}$ — средняя интенсивность суммарной солнечной радиации за наиболее холодную пятидневку; $a_{\text{а}}$ — коэффициент поглощения абсорбера.

6. Определяют необходимый объем бака-аккумулятора для покрытия суточной неравномерности поступления тепла, так как режим работы компрессионного теплового насоса устанавливается в зависимости от среднесуточной температуры наружного воздуха. В баке-аккумуляторе существует температурная стратификация: в нижней части бака находится наиболее холодная вода, а в верхней — наиболее теплая, поэтому для потребления следует забирать воду из верхней части бака, а к гелиоприемнику — из нижней. Это позволяет получать для потребления горячую воду, не дожидаясь прогрева всего бака. Для укрупненных расчетов можно рекомендовать принимать объем аккумулятора равным 50—100 л на 1 м² площади абсорбера.

Как показали экономические расчеты МИСИ, выполненные для систем солнечного отопления, спроектированных для многоквартирного и административного зданий, в годовом режиме работы удастся сэкономить до 40% затраченного топлива, причем 25% за счет тепла окружающего воздуха и 15% за счет солнечной радиации.

Значительную экономию топлива можно получить также при применении в качестве теплового насоса абсорбционной машины. Принцип работы абсорбционной машины представлен на рис. X.20. Как видно из рисунка, тепло солнечной радиации используется в холодильном цикле для выпаривания хладагента (LiCl , LiBr , аммиака) из раствора. Производимый же в испарителе холод используется для охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе установки кондиционирования воздуха. Основная трудность при этом заключается в том, что солнечные коллекторы не обеспечивают высокого уровня температур, необходимого для эффективной регенерации раствора.

Разработаны системы абсорбционного охлаждения с открытым регенератором (рис. X.21). В этих установках хладагентом является хлористый литий, а абсорбентом вода, которая в открытых коллекторах выпаривается из раствора под действием солнечной радиации. К сожалению, распространение таких установок ограничено сухим и жарким климатом.

Выпускаемые до настоящего времени абсорбционные холодильные машины требуют для работы с высокой эффективностью температур регенерации $120\text{—}175^\circ\text{C}$. Коллекторы же способны эффективно обеспечивать температуру $65\text{—}95^\circ\text{C}$.

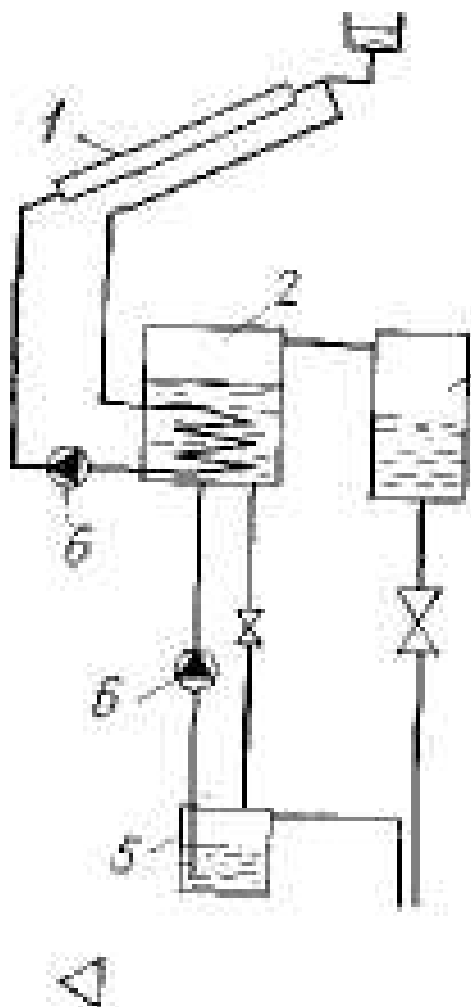
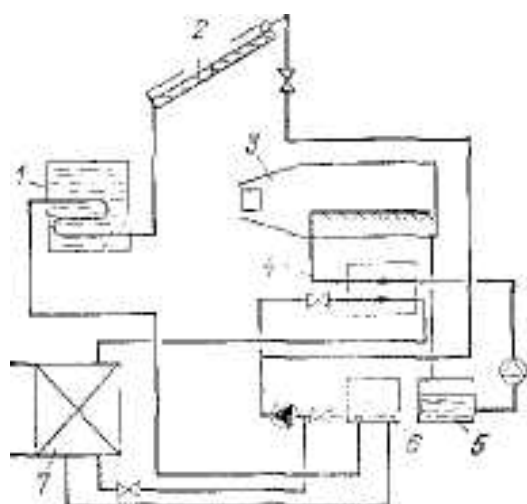
В настоящее время в стадии разработки находятся малые абсорбционные холодильные машины мощностью от 3 до 15 кВт, которые требуют для своей работы температуру в регенераторе 80°C . Эти машины могут быть применены в широком масштабе для выработки холода и тепла с помощью энергии солнечной радиации. Солнечные коллекторы при этом должны иметь конструкцию, выдерживающую высокое давление теплоносителя и обладать высокой прозрачностью покрытий. Теплоприсмники должны иметь специальные селективные покрытия.

Такие установки позволяют сэкономить в годовом режиме работы

до 80% затрачиваемой энергии для выработки холода и до 30% затрачиваемой энергии для выработки тепла по сравнению с традиционными системами выработки тепла и холода на нужды кондиционирования воздуха.

Установки рассчитывают по предложенной схеме, только в качестве расчетного выбирают теплый период года и бак-аккумулятор предназначают для аккумуляирования тепла на четырех-пятидневный срок. Для аккумуляирования тепла чаще всего используют водяные баки-аккумуляторы, так как вода является наиболее доступным, дешевым и хорошим с теплотехнической точки зрения теплоаккумулирующим материалом. Вода помещается в металлические баки, облицованные теплоизоляционным материалом, например легким бетоном. Баки заглубляются в грунт для увеличения их аккумуляирующей способности. Обычно баки-аккумуляторы устанавливают на высокотемпературной стороне теплового насоса. В теплый период года возможно также их непосредственное подключение к гелиоприемникам. Основное внимание при этом следует уделять защите бака от коррозии.

Долговременное аккумуляирование тепла, например, при солнечном охлаждении или при непосредственном включении гелиоприемников в систему кондиционирования, требует применения аккумуляторов большого объема, сопоставимого в случае сезонного аккумуляирования с объемом здания. В этом случае рекомендуется использовать для аккумуляирования тепла грунт вблизи здания путем закладки в него пластмассовых труб на глубину от 1 до 1,5 м с расстоянием между ними 1,5—2 м, подземные резервуары, скальные выработки, подземные озера или эффективные аккумуляторы, высокая теплоемкость которых обусловлена теплом фазовых превращении аккумуляирующего материала



В качестве фазовых аккумуляторов обычно применяют расплавы солей с низкой температурой плавления. Так, если теплоемкость воды составляет" $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, то глауберова соль, имеющая температуру

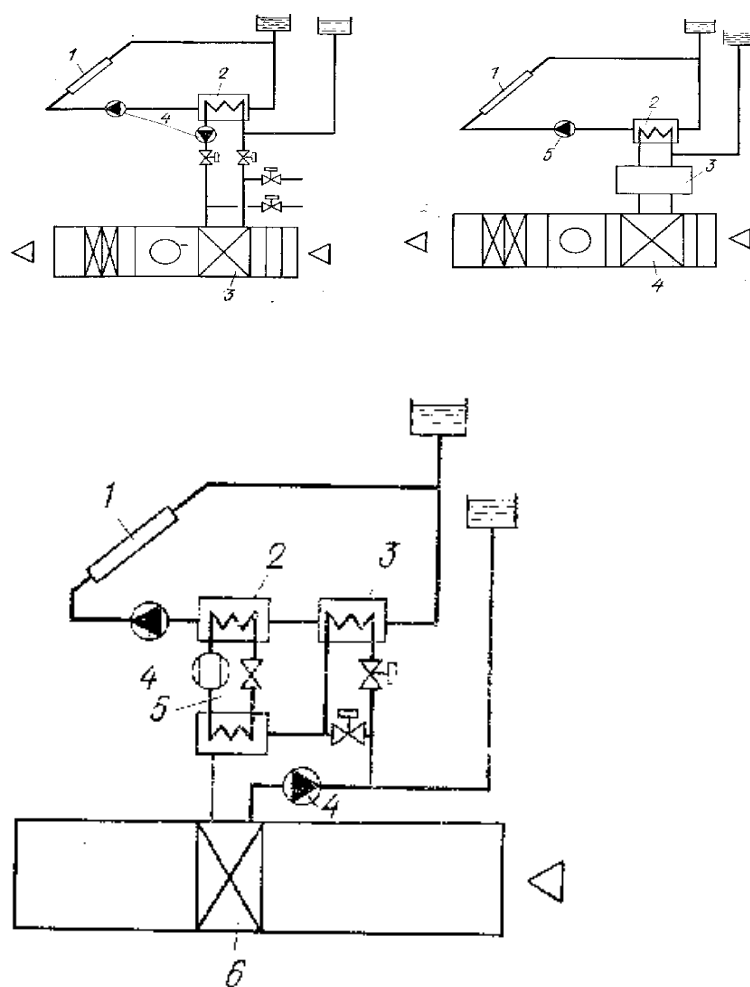
плавления $32,2^{\circ}\text{C}$, аккумулирует в процессе плавления 253 кДж/кг . Это позволяет уменьшить объем аккумулятора (при работе, например, в диапазоне температур аккумулирования $40—30^{\circ}\text{C}$ при разности температур аккумулятора и теплоносителя 10°C) на 80% по сравнению с водяным. В табл. X.8 приведены теплотехнические характеристики гидратов некоторых солей, применяющихся для аккумулирования тепла в системах солнечного кондиционирования.

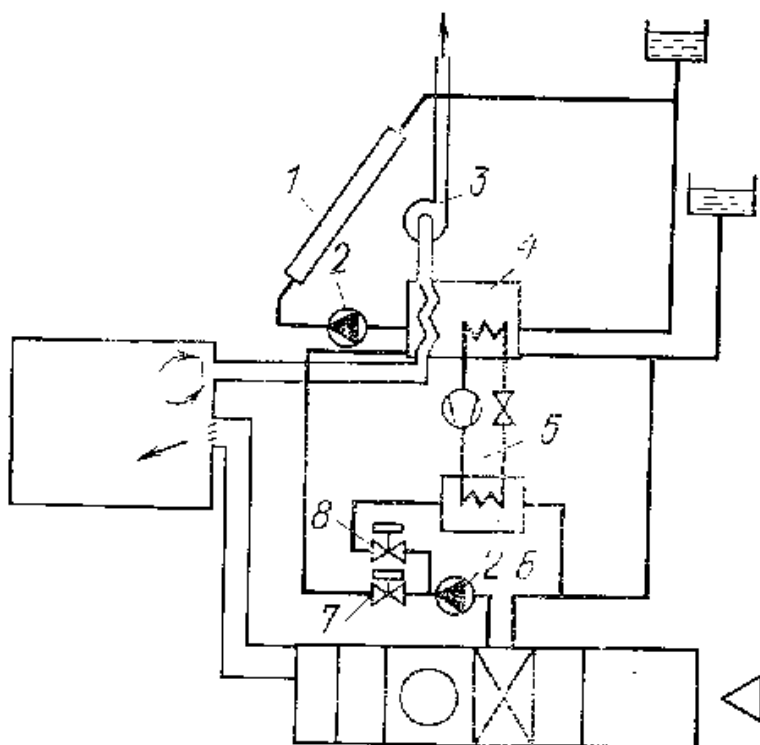
Наибольшее применение из перечисленных солей в фазовых аккумуляторах получила глауберова соль $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ из-за ее невысокой стоимости и доступности (глауберова соль является отходом химического производства). Другие соли имеют более высокую стоимость, значительно удорожающую систему солнечного кондиционирования в целом.

Целесообразность применения системы солнечного кондиционирования определяется экономическим расчетом и сравнением с традиционными системами. При этом необходимо учитывать, что строительные конструкции нельзя рассматривать в отрыве от проектируемой системы кондиционирования, так как увеличение теплоизоляции зданий ведет к снижению капитальных и эксплуатационных затрат на систему солнечного кондиционирования и наоборот. На рис. X.22 приведено определение экономически эффективной толщины теплоизоляции ограждения при применении системы солнечного кондиционирования.

Исходя из вышеуказанного, при проектировании зданий с системами солнечного кондиционирования необходимо прежде всего выбрать оптимальное конструктивно-планировочное решение здания, а также оптимальную толщину теплоизоляционного слоя, и лишь затем проектировать один из предложенных выше вариантов систем гелиокондиционирования. При оптимальном сочетании всех параметров S

КМ удастся достичь значительной экономии топлива и превратить проектируемое здание в современное здание с эффективным использованием энергии.





7.3 ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ

Более двух третей общего теплопотребления в городах и населенных пунктах покрывается системами централизованного теплоснабжения, принципы создания которых были сформулированы еще в предвоенные годы.

Системы централизованного теплоснабжения городов и промышленных комплексов

создавались на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии путем строительства крупных теплоэлектроцентралей (ТЭЦ). При этом ТЭЦ рассчитывались на покрытие примерно половины расчетной тепловой нагрузки ($a_a - 0.5$). Обусловлено это было тем, что дорогое энергетическое оборудование,

устанавливаемые на ТЭЦ, целесообразно эксплуатировать с полной загрузкой значительную часть года (число часов использования максимума тепловой нагрузки - порядка 5000 часов в год).

Для покрытия пиковой тепловой нагрузки были созданы сравнительно дешевые водогрейные котлы ПТВМ (пиковые теплофикационные водогрейные котлы, в дальнейшем модернизированные). Однако с целью ускорения ввода тепловых мощностей для покрытия тепловой нагрузки быстро растущих городов и населенных пунктов котлы ПТВМ в большинстве случаев, начиная с 60-70 годов, проектировались на всю тепловую нагрузку района, часто не связанного тепловыми сетями с ТЭЦ.

В связи с изложенным, а также значительным физическим износом тепловых сетей и основного теплоэнергетического оборудования теплоисточников, жесткими ограничениями подачи газового топлива, низкой платежеспособностью муниципальных образований системы централизованного теплоснабжения в холодное время года недопоставляют потребителям тепловую энергию. Температура теплоносителя в подающей магистрали на выходе из теплоисточника в большей части городов при низких значениях температуры наружного воздуха не поднимается выше 80-90°C. вместо расчетной температуры 150°C (и температуры верхней срезки - 130°C).

Анализ существующей технологической структуры построения систем централизованного теплоснабжения, схем тепловых сетей, принципиальных схем абонентских вводов и абонентских систем отопления, конструкций применяемого технологического оборудования показывает, что они не в полной мере отвечают современным требованиям, предъявляемым к объектам автоматизированного управления. В крупных системах теплоснабжения многочисленные абонентские установки присоединяются к магистральным тепловым сетям, как правило, без

промежуточных узлов управления. В связи с этим система / оказывается недостаточно маневренной,

остается негибкой, по сетям приходится пропускать излишнее количество воды, ориентируясь на абонентов с наихудшими условиями [40].

Недостаток применяемого метода распределения тепловой энергии по многочисленным тепловым пунктам особенно проявляется в настоящее время, когда потребители не получают ее необходимого количества в холодный период года из-за того, что температура воды, подаваемой от теплоисточника, оказывается значительно ниже требуемой по графику регулирования,

В этот период вмешательство персонала потребителей в регулировку сети при невозможности действенного контроля со стороны теплоснабжающей организации приводит к нарушениям гидравлического режима, к возможности возникновения аварий.

Свыше 80% тепловых пунктов присоединяются в России и бывших союзных республиках, по зависимой схеме с помощью водоструйных; насосов-элеваторов. Предложенный в 20-х годах элеватор представляет собой простое и надежное устройство, но вместе с тем принцип его действия находится в противоречии с условиями местного автоматического регулирования расхода теплоты на отопление: элеватор работает практически с постоянным коэффициентом смешения, а при местном автоматическом регулировании (для предотвращения разрегулировки абонентских систем отопления) этот коэффициент должен быть переменным.

Для индивидуального автоматического регулирования теплоотдачи отопительных приборов малопригодны вертикальные однотрубные системы водяного отопления, наиболее распространенные ранее в массовом жилищном строительстве. Из-за высокой остаточной теплоотдачи ото-

питательных приборов (при закрытии регулирующего органа), существенного взаимного влияния приборов при работе регуляторов и других факторов, возможности эффективного индивидуального регулирования в этих системах оказываются весьма низкими,

И, наконец, следует отметить, что технологические схемы районных водогрейных котельных, выполненные по типовым проектам, не отвечают требованиям комплексной автоматизации систем теплоснабжения. Эти схемы ориентированы на качественный график отпуска тепловой энергии, т.е. на поддержание постоянного расхода воды в подающем трубопроводе (или постоянного напора на коллекторах котельной). Вместе с тем в автоматизированных системах теплоснабжения при местном автоматическом регулировании у потребителей, а также в условиях совместной работы нескольких источников на общие тепловые сети гидравлический режим в тепловой сети на выходе из котельной должен быть переменным.

Из изложенного следует, что все звенья теплоснабжения (источник, тепловые сети, тепловые пункты, абонентские системы отопления) проектировались без учета требований автоматизации управления режимам их работы. Поэтому на практике при выборе возможных технических решений по автоматизации существующей системы теплоснабжения, учитывая ее несовершенство как объекта управления, приходится отступать от оптимального (по эффективности управления) варианта, идти на определенные компромиссы, а в ряде случаев учитывать необходимость серьезной реконструкции.

Важной особенностью большинства городских систем централизованного теплоснабжения является то, что ее отдельные звенья (источник — сети — абонент), функционально связанные между собой в едином технологическом процессе производства-транспортировки-потребления тепловой энергии, разобщены в организационном отношении,

так как находятся в ведении различных организаций с различными формами собственности. Указанное обстоятельство необходимо учитывать при создании автоматизированных систем управления теплоснабжением.

Одним из важнейших свойств больших систем в энергетике является их экономическая устойчивость, т.е. пологий характер зависимости приведенных затрат от внешних факторов.

Учитывая неполноту и недостаточную достоверность исходных данных о количественных значениях технико-экономических показателей разрабатываемых автоматизированных систем теплоснабжения, принципиально невозможно выбрать один оптимальный по денежным затратам вариант. Речь может идти о сравнительной оценке достаточно большого количества вариантов, приведенные затраты по которым находятся в зоне примерно равноэкономичных значений.

При этом должны быть приняты во внимание дополнительно такие факторы, как надежность функционирования этих систем, удобство в обслуживании, совместимость с организационными формами эксплуатации, дефицитность оборудования, степень риска при использовании новых решений, уровень подготовки персонала и др.

Ввиду невозможности формализованного описания и строгой количественной оценки всех перечисленных факторов, характер и совершенство принятого решения в конечном итоге будет существенно зависеть от опыта и интуиции разработчика.

Многообразие условий теплоснабжения определяет неоднозначность принципиальных решений, используемых при выборе методов, уровней и технических средств автоматизации. Их выбор зависит от назначения отапливаемых зданий и сооружений, характера теплоснабжающей системы, природно-климатических, социальных и других факторов.

Вместе с тем анализ отечественного и зарубежного опыта позволяет составить представление о путях научно-технического прогресса в рас-

смаатриваемой области и сформулировать требования, предъявляемые к современным автоматизированным системам теплоснабжения.

Режимы отпуска тепловой энергии в этих системах должны быть маневренными и гибкими, учитывать многообразие возмущающих воздействий на функционирование системы и специфические условия температурного режима отдельных потребителей, рационально использовать динамические свойства составляющих ее звеньев, основываться на оптимальном сочетании нескольких ступеней управления (на источнике, в тепловых сетях и в абонентских установках, см. табл. 5.1.), обеспечивать возможность программного изменения температуры воздуха в зданиях, предусматривать параллельную работу нескольких источников на общие тепловые сети и участие теплоэлектроцентралей в прохождении пиков (провалов) электрической нагрузки.

При этом затраты на производство и распределение тепловой энергии, с учетом взаимосвязей между источниками теплоты и электроэнергетической системой, а также между различными системами инженерного обеспечения населенных мест,

промышленных узлов, отдельных зданий, должны быть минимальными.

Краткая характеристика основных задач, решаемых автоматизированной системой управления технологическими процессами теплоснабжения, приведена в таблице 5.2.

При децентрализованном теплоснабжении задачи автоматизации упрощаются. Если теплоисточником является групповая котельная, то выпадают промежуточные ступени районного и группового регулирования. При теплоснабжении от домовой котельной в одной ступени совмещаются функции центрального и местного регулирования.

Автоматизация тепловых пунктов

Автоматизация тепловых пунктов решает следующие задачи:

- автоматическое, регулирование расхода тепла на отопление (стабилизацию температуры внутреннего воздуха, либо изменение температуры по заданной программе с учетом тепловых характеристик данного здания};

Таблица 5.2. Основные задачи, решаемые АСУ ТП теплоснабжения

Задачи оптимизации	Достижимая цель	Краткая характеристика (состав) задачи
Производства тепловой и электрической энергии	Минимизация суммарных затрат на производство теп-	Оперативное перераспределение тепловых нагрузок между источниками в зависимости от режима тепло- и электропотребления в рамках ОЭЭС. Обеспечение
Режимов отпуска теплоты потребителям	Обеспечение требуемого режима теплопотребления с	Оперативное управление отпуском теплоты на тепловом источнике, в КРП, в тепловых пунктах потребителей в зависимости от метеорологических
Потокораспределения в тепловых сетях	Обеспечение устойчивой работы тепловых сетей,	Оперативное управление гидравлическим режимом тепловой сети при перераспределении нагрузки между источниками, а также потребителями теплоты о
Режимов работы основного технологического оборудования, источников тепловой энергии	Минимизация затрат на производство теплоты (данном теплоисточником}	Оперативное перераспределение нагрузок между отдельными агрегатами (котлами, насосами, деаэраторами и др.) а зависимости от изменения общей нагрузки. Обеспечение работы теплового источника с <u>максимально возможным коэффициентом полезного</u>
Режимов работы системы теплоснабжения в аварийных ситуациях	Минимизация ущерба от нарушений снабжения теплом потребителей при авариях	Обнаружение и локализация аварий. Управление гидравлическим и тепловым режимами в аварийных ситуациях

- стабилизацию температуры воды в системе горячего водоснабжения. Автоматизация тепловых пунктов может осуществляться по зависимой схеме с установкой водоструйных насосов с регулируемым сечением сопла или насосов смешения с электроприводом либо по независимой схеме с установкой теплообменников, разделяющих внешний контур тепловой сети и внутренний контур отопления здания.

Сравнительная оценка технологических схем I местных

(индивидуальных) тепловых пунктов 1 (ИТП) с автоматическим регулированием расхода тепла приведена в табл. 5.3. [5, 21].

Из таблицы следует, что приведенные схемные решения имеют ряд ограничений, область их применения определяется конкретными местными условиями и обосновывается технико-экономическими расчетами.

Реконструкция зданий, подключенных к тепловым сетям, обычно приводит к увеличению расчетной тепловой нагрузки. Это связано с надстройкой этажей, увеличением площади зданий, с перепрофилированием некоторых помещений и др. В таких случаях часто принимается решение об отключении реконструируемого здания от тепловой сети и о строительстве автономного теплоисточника, например, крышной котельной.

С целью сохранения городской инженерной инфраструктуры, сложившейся в течение десятилетий, представляется целесообразным установить в существующем тепловом пункте (ЦТП или ИТП) пиковый теплоисточник: либо газовый котел, либо емкостный водонагреватель. Помимо покрытия дополнительной тепловой нагрузки, установка пикового теплоисточника решит задачу обеспечения требуемых температурных условий в здании при недостаточной подаче тепла от систем централизованного теплоснабжения в период резкого похолодания либо при аварийном прекращении подачи тепла. Кроме того, решается задача круглогодичного горячего водоснабжения на время летних испытаний тепловой сети или профилактического ремонта. При применении пикового емкостного электронагревателя последний включается в работу в ночное время, когда действует сниженный тариф *из* электроэнергию, и накапливает за это время тепло, которое расходуется в остальное время суток. Помимо сокращения затрат на покупку теп-

лоносителя, программное регулирование отпуска тепла позволяет снизить общий объем тепло-потребления в зданиях (в общественных и

промышленных на 30-40%), а также снизить неравномерность суточного графика электрической нагрузки, что улучшает экономические показатели работы энергосистемы.

Таблица 5.3. Сравнительная оценка технологических схем местных тепловых пунктов с автоматическим регулированием расхода тепла

Преимущес	Недостатки	Основной	Преимущества	Недостатки
Зависимая схема				
1. Меньшая стоимость по сравнению с не-зависимой	1. Зависимость гидравлического режима системы отопления	Элеватор с регулируемым сечением сопла	Сохранение расчетного режима в системе при прекращении подачи электроэнергии	Выпуск оборудования ограничен. Меньший опыт применения по сравнению с насосной схемой. Перепад давлений на вводе должен быть выше, чем при схеме с насосом
		Насос смешения	Большие возможности регулирования режимов по сравнению с элеваторными схемами	Требуются дополнительные мероприятия по защите систем отопления при прекращении подачи электроэнергии
Независимая схема				
1. Независимость гидравлического режима системы отопления от режима внешней сети 2. Сохранение постоянного объема воды в системе отопления, защита воды от загрязнений	Необходимость обеспечения высокой герметичности системы и защиты от несанкционированного водоразбора	Водоводяной теплообменник, расширительный сосуд	Сохранение циркуляции и обеспечение сохранности системы отопления при аварии во внешней сети	Более высокая стоимость теплового пункта по сравнению с зависимой схемой

При недостаточной пропускной способности тепловых сетей представляет интерес применение автоматизированных тепловых пунктов с использованием низкопотенциальной тепловой энергии обратного трубопровода тепловой сети.

Сравнительная эффективность схем автоматического регулирования в системах отопления и горячего водоснабжения

Автоматическое регулирование в системах отопления и горячего водоснабжения решает следующие задачи:

стабилизацию температурного режима здания, квартиры или отдельного помещения; ' . • программное изменение температуры внутреннего воздуха по заданному закону в течение суток, недели;

• стабилизацию температуры горячей воды на нужды горячего водоснабжения.

Автоматическое регулирование, как и коммерческий учет энергоносителей, может осуществляться:

- в автономной котельной или мини-ТЭЦ;
- в местном тепловом пункте с распределением тепла по всему зданию;
- в местном тепловом пункте с распределением тепла по фасадам здания;
- на вводе в отапливаемую квартиру;
- непосредственно в отапливаемых помещениях на отопительных приборах.

Соответственно различают местное, пофасадное, поквартирное и индивидуальное автоматическое регулирование.

С позиции эффективности использования тепла в различных системах отопления и с различным уровнем автоматизации системы водяного отопления можно классифицировать следующим образом:

- 1 традиционные однотрубные системы с вертикальным

распределением теплоносителя;

2 традиционные двухтрубные системы с вертикальным распределением теплоносителя;

3 традиционные одно- и двухтрубные системы с вертикальным пофасадным регулированием теплоносителя;

4 горизонтальные радиаторные системы с поквартирным распределением теплоносителя;

5 горизонтальные низкопотенциальные системы с поквартирным распределением теплоносителя (типа «теплый пол»);

6 системы отопления от автономных (квартирных) теплогенераторов.

В силу ряда причин не представляется возможным дать обобщенную количественную оценку потерь при распределении теплоносителя между отапливаемыми помещениями и эффективности автоматического регулирования для различных вариантов перечисленных выше схемных решений. Это обусловлено тем, что факторы, определяющие режимы теплоснабжения и теплорасхода зданий, имеют в большей своей части вероятностный характер и зависят от особенностей условий функционирования данной конкретной системы (ее размера, состояния оборудования, метеорологических условий, режима центрального регулирования отпуска тепла, теплофизических характеристик ограждающих конструкций и др.).

Вместе с тем целесообразно оценить перечисленные варианты схем систем отопления, способов автоматического регулирования с точки зрения эффективности использования тепловой энергии и уровня поддержания теплового комфорта в отапливаемых помещениях.

Результаты попытки сделать такую оценку даны в таблице 5.4. Варианты технических решений изложены в таблице в такой последовательности, при которой каждый последующий обладает более высокими потенциальными возможностями эффективного

распределения тепловой энергии и обеспечения лучших условий теплового комфорта в отапливаемых помещениях. Результаты оценки базируются на материалах исследований большого количества авторов, обобщают отечественный и зарубежный опыт. Оценка выполнена по десятибалльной шкале, при этом нижний балл обозначен единицей и соответствует значениям: $\eta_2\eta_3=0,5-0,7$, а верхний - десятью и соответствует значениям

$$\eta_2\eta=0.98-0,99.$$

Из таблицы видно, что эффективность автоматического регулирования в системах водяного отопления существенно зависит от схемы отопления и схемы теплового пункта, уровня автоматизации, степени децентрализации теплоснабжения.

В качестве базового варианта принят неавтоматизированный тепловой пункт с системой коммерческого учета энергоносителей (оценка по десятибалльной шкале— 1). Наименьший эффект дает автоматизация теплового пункта в зданиях, оснащенных традиционными вертикальными системами отопления.

Таблица 5.4. Эффективность вариантов распределения тепла и обеспечения теплового комфорта в автоматизированных системах отопления при различных вариантах технических решений

№ п.п.	Техническое решение	Факторы, повышающие значение η	Оценка
1	2	3	4
1 2	Система отопления традиционная с вертикальным распределением теплоносителя. Подключена к системе централизованного теплоснабжения. Местный тепловой пункт не автоматизирован.	Оплата фактически потребленного тепла, величина которой, как правило, меньше размера оплаты по проектным данным, снижает затраты потребителя. Коммерческий учет энергоносителей стимулирует потребителя экономить энергоресурсы	1 2

	Система традиционная с вертикальным распределением теплоносителя. Местный тепловой пункт автоматизирован	Корректировка режима подачи тепла с учетом тепловых характеристик конкретного здания, его удаленности от источника тепла, устранение перерасхода тепла в период нижней срезки температурного графика (переходный период	
3 4	Система традиционная с вертикальным распределением теплоносителя. Снабжение теплом от автономной котельной либо от местного автоматизированного	Исключается недогрев здания в холодный период отопительного сезона, когда температура теплоносителя в тепловой сети ниже, чем требуется по графику регулирования	3
	Система отопления традиционная с вертикальным распределением теплоносителя. Местный тепловой	Учет при регулировании влияния ветра и солнечной радиации на тепловой режим зданий	
5	Система отопления традиционная с вертикальным регулированием теплоносителя. Местный тепловой	Учет при регулировании влияния ветра и солнечной радиации на тепловой режим зданий, исключается недогрев здания в холодный период	4
6	Система отопления традиционная с пофасадным программным автоматическим регулированием	Эффект использования тепла по сравнению с п. 4 дополнительно повышается за счет снижения внутренней температуры в нерабочие часы в	4 5
7	Система отопления традиционная с пофасадным программным автоматическим регулированием тепла; снабжение теплом систем отопления по п. 3	См. повышающий фактор по п.3 и п.5	

При снабжении теплом от автономной котельной или от теплового пункта с местным пиковым догревом в периоды стояния низких наружных температур условия теплового комфорта в помещениях улучшаются, так как исключается недогрев в холодный период отопительного сезона.

Пофасадное автоматическое регулирование отпуска тепла позволяет улучшить температурные условия в здании за счет учета при регулировании влияния ветра и солнечной радиации.

Дополнительный эффект дает программное регулирование, предусматривающее снижение отпуска тепла в ночные часы в жилых зданиях и в нерабочее время - в общественных и промышленных.

Еще более высокие показатели достигаются при установке комнатных термостатов, особенно в двухтрубных системах отопления.

Наиболее высокой балльной оценки (от 8 до 10 баллов) заслуживают системы с поквартирным распределением теплоносителя, системы низкочастотного отопления с кондиционерами-доводчиками, и, наконец, системы отопления и горячего водоснабжения от индивидуальных теплогенераторов с комнатными термостатами и программным регулированием отпуска тепла.

Изложенные выше соображения дают основания при оценке рыночной стоимости жилья помимо общепринятых критериев учитывать энергоэкономичность здания: теплозащитные качества наружных ограждений: совершенство принятых технических решений инженерных систем, уровень их автоматизации.

Понятно, что повышение уровня применяемых технических решений вызывает увеличение капитальных затрат на строительство зданий. Однако эти дополнительные затраты, учитывая неизбежный рост тарифов на отпускаемую тепловую энергию и постепенный переход на 100% оплату населением коммунальных услуг, являются безусловно оправданными как с точки зрения экономии топливно-энергетических ресурсов, так и с позиции социальной защиты населения.

Конкретные цифры удорожания строительства либо реконструкции зданий и снижения эксплуатационных затрат зависят от многих факторов (климатических условий строительства, типа возводимых или реконструируемых зданий, характера и состояния инженерной инфраструктуры в данном районе и др.).

Расчеты с оценкой размера потребления тепла зданием должны быть подтверждены результатами энергетического аудита и отражены в энергетическом паспорте здания.

7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС ПРЕДПРИЯТИЯ

Энергетическое хозяйство предприятия. Составление и анализ энергетических балансов - важнейший элемент энергетического менеджмента предприятия. Анализ энергобалансов дает возможность установить фактическое состояние использования энергоресурсов в отдельных элементах предприятия и на предприятии в целом. Объектом подобного анализа является система энергоснабжения промышленного предприятия,

Энергетическое хозяйство предприятия включает два сектора: систему энергоснабжения предприятия и потребителей энергии (рис. 6.4).

Система энергоснабжения служит для надежного удовлетворения потребностей предприятия в необходимых видах энергии нужных параметров и качества. Общие принципы построения систем энергоснабжения одинаковы для любых предприятий и различаются только количеством включенных в них компонентов.

Необходимые виды энергии и энергоносителей могут поставляться предприятию через централизованное энергоснабжение (рис. 6.5).

К ним относятся электроэнергия, теплота и органическое топливо. Источником энергии может также служить непосредственно окружающая среда с потоками прямой или преобразованной энергии солнца, а также энергия недр земли.

Кроме того, для нормального функционирования энергетического хозяйства предприятия используются вода и воздух из водных и воздушных бассейнов Земли.

На следующей ступени системы энергоснабжения энергетические потоки при необходимости могут быть преобразованы в другие виды энергии или изменить свои параметры в соответствии с условиями эксплуатации

потребляющих устройств.

Преобразование энергии осуществляется на ТЭЦ, в котельных, на компрессорных станциях, в холодильных установках, на тепловых пунктах, трансформаторных подстанциях и других объектах, которые входят в энергетическое хозяйство предприятия (рис. 6.6).

Следует отметить, что в большинстве случаев размещение источников энергии и потребителей не совпадает. Поэтому энергетическое хозяйство предприятия должно включать разветвленную систему передачи и распределения энергии. В качестве источников энергии на предприятии могут служить также энергетические отходы (вторичные энергетические ресурсы). Эти отходы могут быть непосредственно готовыми к применению или использоваться после их преобразования.

Основными потребителями энергии на предприятии являются:

- технологические потребители, непосредственно связанные с выпуском готовой продукции или оказанием услуг;
- системы освещения;
- системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха;
- горячее и холодное водоснабжение.

Технологические потребители в зависимости от отрасли промышленности и сферы услуг существенно отличаются друг от друга, хотя имеются и идентичные, например электропривод устройств, механизмов и агрегатов. В то же время вспомогательные потребители имеют общую основу и отличаются лишь деталями, учитывающими специфику производства. В целом энергетическое хозяйство предприятия представляет собой сложную разветвленную структуру, характеризующуюся взаимосвязанными энергетическими и материальными потоками различного вида и назначения.

Содержание и порядок проведения энергетического обследования

предприятия. Обследование включает получение общей характеристики предприятия и данных, необходимых для оценки резервов экономии энергоресурсов.

Для всестороннего анализа использования ТЭР на предприятии составляются следующие виды энергобалансов:

- по видам используемых энергоносителей (топливо, тепловая энергия, электрическая энергия, механическая энергия);
- по целевому назначению, т. е. с выделением расхода на технологию и вспомогательные нужды (отопление, вентиляцию, освещение и др.);
- по производственно-территориальным единицам (цехам, участкам и т. д.);
- полный энергетический баланс.

Анализ приходной и расходной частей энергетического баланса позволяет установить специфику энергопотребления и эффективность использования энергоресурсов на промышленном предприятии. Полный энергетический баланс (в тепловом эквиваленте) включает все виды энергии, претерпевающие преобразование на предприятии.

При проведении энергетического обследования в общей характеристике предприятия должны быть отражены следующие вопросы:

- номенклатура продукции и фактические удельные расходы энергоресурсов на ее производство за год, предшествовавший началу проведения энергетического обследования;
- источники и схема энергоснабжения;
- показатели суточных (зимнего и летнего) графиков электрической и тепловой нагрузки;
- доля энергетической составляющей в себестоимости продукции;
- организационная структура энергетической службы.

Для оценки эффективности энергопользования проводится обследование по следующим направлениям:

- *состояние технического учета:*
 способы учета (расчетный, приборный, опытно-расчетный);
 формы получения, обработки и представления информации о контроле расхода энергии по цехам, участкам, энергоемким агрегатам;
 соответствие схемы учета энергии структуре норм; оснащение приборами расхода ТЭР;
- *состояние нормирования:*
 наличие на предприятии утвержденных норм расхода энерго ресурсов;
 охват нормированием статей потребления энергоресурсов;
 фактическая структура норм и соответствие ее технологии и организации производства;
 динамика норм и удельных расходов за три предшествующих обследованию года;
- *определение резервов экономии энергетических ресурсов* на основании обследования оборудования и технологических процессов, состояния использования ВЭР.

По результатам проведения энергетического обследования предприятия составляется перечень *организационно-технических мероприятий* (ОТМ) по экономии топлива и энергии.

Системный подход к анализу энергоэффективности технологических процессов предполагает выделение иерархических уровней соподчинения энерготехнологических элементов систем энергоснабжения и энергопользования промышленного предприятия (рис. 6.7).

Составление подобных схем помогает не только систематизировать и осмыслить исходную информацию о состоянии потребления ТЭР на предприятии, но и является основой для проведения интегрированного

анализа эффективности реализации организационно-технических мероприятий по их экономии,

Расчетный анализ энергетических балансов. Расчетный анализ расходов электрической энергии может быть выполнен на основе следующих соотношений:

- *расход электроэнергии на технологические установки, кВт-ч,*

$$W = N_H k_H t$$

где N_H - номинальная мощность электродвигателя технологической установки, кВт; k_H — коэффициент использования мощности электродвигателя; t - рассматриваемый промежуток времени, ч;

- *расход электроэнергии на освещение, кВт-ч,*

где E_j - норма освещенности в j -м помещении, лк (люкс - единица измерения освещенности); S_j - площадь j -го помещения, м²; z - коэффициент неравномерности освещения, принимающий значения от 1,1 до 1,15; t_j - время работы светильника в j -м помещении, ч; C ; — световая отдача светильника, лм/Вт (люмен - единица измерения светового потока), определяется по соотношению

$$C_j = (\Phi / N_c) n_c$$

где Φ - световой поток лампы светильника, лм; N_c - номинальная мощность лампы, Вт; n_c - КПД светильника.

Расчетный анализ содержания тепловой энергии в приходной и расходной частях энергетического баланса может быть выполнен на основе следующих соотношений:

- *содержание химической энергии, теплота фазовых превращений, Гкал,*

$$Q_n = M r 10^{-6}$$

где M - расход материального потока за рассматриваемый промежуток времени (час, год), кг или м^3 ; r — удельная химическая энергия, энергия фазовых превращений, кДж/кг или кДж/ м^3 ;

- *теплосодержание материальных потоков*, Гкал,

$$Q_n = McT \cdot 10^{-6}$$

где c — массовая или объемная удельная теплоемкость материального потока M , ккал/(кг-град) или ккал/(м^3 -град); T - температура потока, °C;

- *расход теплоты на отопление*, Гкал,

$$Q_{от} = q_o V (T_{вн} - T_{ос}) \tau$$

где q_o — объемная отопительная характеристика объекта, ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$); V - внешний объем объекта, м^3 ; $T_{вн}$, $T_{ос}$ - температуры внутри и вне объекта, °C; τ - рассматриваемый промежуток времени, ч;

- *расход тепла на вентиляцию*, Гкал,

где $\langle \gamma_B = m c_v (V_B/V) \rangle$; m - кратность воздухообмена, 1/ч; c_v -объемная удельная теплоемкость воздуха, ккал/($\text{м}^3 \cdot \text{град}$); V_3 - вентилируемый объем, м^3 ;

- *потери теплоты с дымовыми газам*, Гкал,

$$Q_{дг} = V_{дг} c_{дг} T_{дг}$$

где $V_{дг}$ - выход дымовых газов на 1 м^3 газообразного или на 1 кг твердого топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$ или $\text{м}^3/\text{кг}$; $c_{дг}$ - объемная удельная теплоемкость дымовых газов, ккал/($\text{м}^3 \cdot \text{град}$); $T_{дг}$ - температура дымовых газов;

- *тепловой эквивалент электрической энергии*, Гкал,

где W - подведенная (потребленная) за рассматриваемый промежуток времени (час, год) электрическая энергия, кВт.

Общие задачи. Нормирование расхода топливно-энергетических

ресурсов (ТЭР) - это определение меры рационального потребления этих ресурсов на единицу продукции установленного качества. Основная задача нормирования энергопотребления как составной части энергетического менеджмента — обеспечить применение в производстве методов рационального распределения и эффективного использования энергоресурсов.

Норма расхода ТЭР позволяет:

- планировать потребность ТЭР на производство определенного количества продукции;
- анализировать работу предприятия и его подразделений путем сопоставления норм и фактических удельных расходов ТЭР;
- определять удельную энергоемкость данного вида продукции;
- сравнивать энергоемкость одноименного продукта, производимого разными способами.

В основе составления норм расхода ТЭР лежит анализ энергетических балансов промышленных предприятий.

Классификация норм расхода ТЭР. Нормы расхода топлива, тепловой, электрической и механической энергии.

Основная литература

1 Полонский, В.М. Энергосбережение : учеб.пособие для вузов / В.М.Полонский, М.С.Трутнева .— М. : АСВ, 2005 .— 160с. : ил. — Библиогр.в конце кн. — ISBN 5-93093-360-X : 156.91.

Дополнительная литература

1. Андрижиевский, А.А. Энергосбережение и энергетический менеджмент : учеб.пособие для вузов / А.А.Андрижиевский,В.И.Володин .— 2-е изд.,испр. — Минск : Вышэйшая школа, 2005 .— 294с. : ил. —

Библиогр.в конце кн. — ISBN 985-06-1128-6 /в пер./ : 164.50.

2. Лисиенко, В.Г. Хрестоматия энергосбережения : Справочник:В 2 кн. Кн.2 / В.Г.Лисиенко,Я.М.Щелоков,М.Г.Ладыгичев;Под ред.В.Г.Лисиенко .— М. : Теплоэнергетик, 2002 .— 768с. : ил. — Библиогр.в конце гл. — ISBN 5-902202-05-1(Кн.2,1-й з-д) /в пер./ : 4059.00 .— ISBN 5-90222-03-5.

Рассмотрено на заседании кафедры
Протокол № ____ от «__» _____ 20__ г.
Зав. кафедрой _____

/Фамилия И.О./