Е.Я. Соколов

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

7-е издание, стереотипное

Рекомендовано Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений,
обучающихся по направлению
«Теплоэнергетика»

Москва



Издательство МЭИ
2001

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

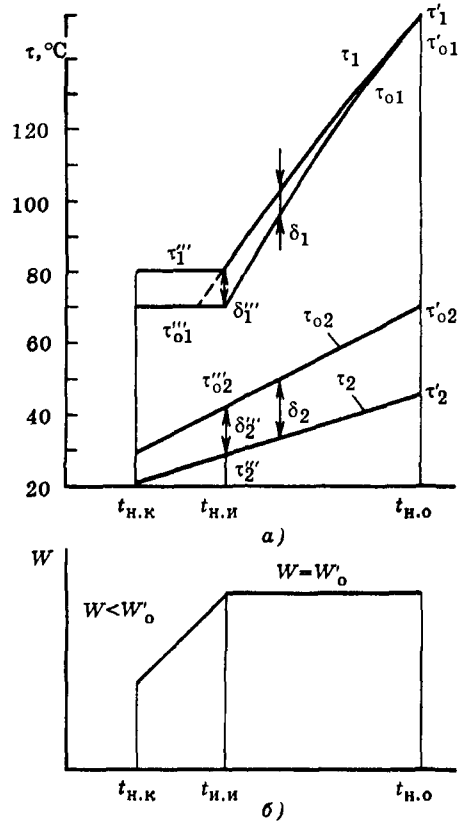


Рис. 4.18. Графики температур (*а*) и расхода сетевой воды (*б*) при центральном качественном регулировании совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения (закрытая система)

основной расчет проводится по балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б$, несколько превышающей средненедельную $Q_г^{ср\,н}$. Это объясняется тем, что при нагрузке горячего водоснабжения $Q_г$ более высокой, чем $Q_г^{ср\,н}$, по которой выбирается площадь поверхности нагрева подогревателя нижней ступени, разность нагрузок $Q_г - Q_г^{ср\,н}$ покрывается в основном подогревателем верхней ступени за счет теплоты воды подающей линии тепловой сети, что приводит к снижению отпуска теплоты на отопление. Поэтому из условия обеспечения суточного баланса теплоты на отопление при расчете температурного графика в качестве расчетной нагрузки горячего водоснабжения принимают не средненедельную, а так называемую балансовую нагрузку $Q_г^б = \varkappa_б Q_г^{ср\,н}$, где $\varkappa_б$ — поправочный коэффициент для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения.

При искусственном выравнивании суточного графика горячего водоснабжения у абонентов с помощью аккумуляторов горячей воды $\varkappa_б = 1$. При отсутствии аккумуляторов можно принимать для жилых зданий ориентировочно $\varkappa_б = 1{,}2$. Возможные неточности, связанные с ориентировочным выбором значения $\varkappa_б$, устраняются путем проверочного расчета температурного графика центрального регулирования по суточному тепловому балансу отопительных установок с типовым отношением нагрузок горячего водоснабжения и отопления.

Расчет температурного графика заключается в определении перепадов температур сетевой воды в подогревателе нижней ступени горячего водоснабжения δ_2 и подогревателей верхней ступени δ_1 при различных наружных температурах $t_н$ и балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б$. Расчет значений δ_2 и δ_1 проводится следующим образом. Задаются недогревом $\Delta t'''_н$ в нижней ступени, т.е. разностью между температурой обратной воды после системы отопления τ'''_{o2} и температурой водопроводной воды после нижней ступени подогревателя $t'''_п$ при нагрузке $Q_г^б$ и наружной температуре $t_{и\,и}$:

$$\Delta t'''_и = \tau'''_{o2} - t'''_п . \qquad (4.64)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

УДК 697.34 (075.8)
ББК 31.38
С 59

Федеральная программа книгоиздания России

Научный редактор канд. техн. наук, зам. начальника отдела РАО «ЕЭС России»
В.А. Малафеев
Рецензент кафедра тепловых электрических станций Московского энергетического
института (технического университета)

Соколов Е.Я.

С 59 Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. —
7-е изд., стереот. — М.: Издательство МЭИ, 2001. — 472 с.: ил.

ISBN 5-7046-0703-9

Изложены энергетические основы теплофикации. Даны классификация и методика расчета тепловой нагрузки городов и промышленных районов. Описаны системы централизованного теплоснабжения и режимы их регулирования. Приведены методика гидравлического и теплового расчетов тепловых сетей, схемы, конструкции и методы расчета теплофикационного оборудования ТЭЦ, тепловых сетей, групповых и местных тепловых подстанций. Рассмотрены основные задачи и структура организации эксплуатации систем централизованного теплоснабжения.

Предыдущее издание учебника переработано с учетом изменения экономической ситуации в стране за период с 1985 г. и вышло в Издательстве МЭИ в 1999 г.

Для студентов теплоэнергетических специальностей вузов. Может быть полезен инженерам, проектирующим и эксплуатирующим теплофикационные системы.

УДК 697.34(075.8)
ББК 31.38

Учебное издание

СОКОЛОВ Ефим Яковлевич

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Учебник для вузов

Редактор Е.А. Улановская
Технический редактор З.Н. Ратникова
Корректоры Р.М. Ваничкина, В.В. Сомова
Художественное оформление В.Е. Гришина
Набор и верстка выполнены на компьютерах Издательства МЭИ
Компьютерная верстка Л.В. Валдаевой, Н.В. Пустошновой
ЛР № 020528 от 05.06.97

Подписано в печать с оригинала-макета 20.10.99 Формат 70×100/16
Бумага офсетная № 1 Гарнитура Times Печать офсетная
Усл. печ. л. 38,05 Усл. кр.-отт. 38,05 Уч.- изд. л. 41,06
Тираж 4000 экз. (4-й завод 3001—4000 экз.) Заказ 736. С-010

Издательство МЭИ, 111250, Москва, Красноказарменная, д. 14

Отпечатано с готовых диапозитивов в ООО Типография ИПО
профсоюзов «Профиздат», 109044, Москва, Крутицкий вал, 18

ISBN 5-7046-0703-9

© Автор, с изменениями, 1999

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Строго говоря, значение $\Delta t'''_н$ должно определяться технико-экономическим расчетом, предварительно можно принимать $\Delta t'''_н = 5—10$ °С.

Вычисляют перепад температур сетевой воды в нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения при $Q^б_г$ и $t_{н\,и}$ по формуле

$$\delta'''_2 = \rho^б_г \frac{t'''_п - t_х}{t_г - t_х}(\tau'_{о1} - \tau'_{о2}), \quad (4.65)$$

где $\rho^б_г = \frac{Q^б_г}{Q'_о}$; $t'''_п$ — температура водопроводной воды после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения;

$$t'''_п = t_х + \delta'''_2.$$

Определяют значение δ_2 при $Q^б_г$ и любой наружной температуре $t_н$ из условия $\frac{\delta_2}{\delta'''_2} = \frac{\nabla}{\nabla'''} = \frac{\tau_{о2} - t_х}{\tau'''_{о2} - t_х}$ по формуле

$$\delta_2 = \delta'''_2 (\tau_{о2} - t_х)/(\tau'''_{о2} - t_х). \quad (4.66)$$

При нагрузке горячего водоснабжения $Q^б_г$ суммарный перепад температур $\delta = \delta_1 + \delta_2$ постоянен при всех температурах наружного воздуха и равен

$$\delta = \rho^б_г(\tau'_{о1} - \tau'_{о2}). \quad (4.67)$$

Перепад температур сетевой воды в верхней ступени подогревателя горячего водоснабжения при любой наружной температуре может быть найден по формуле

$$\delta_1 = \delta - \delta_2. \quad (4.68)$$

Если расчетный недогрев воды в нижней ступени при наружной температуре $t_{н.и}$

$$\Delta t'''_н = \frac{\tau'_{о2} - t_г}{\tau'_{о2} - t_х}(\tau'''_{о2} - t_х), \quad (4.69)$$

то при расчетной наружной температуре $t_{н\,о}$ «балансовая» нагрузка горячего водоснабжения $Q^б_г$ целиком покрывается за счет теплоты обратной воды после отопления и перепад $\delta_1 = 0$. По найденным значениям δ_2 и δ_1 и известным значениям температур воды в сети при чисто отопительной нагрузке $\tau_{о1}$ и $\tau_{о2}$ и любой наружной температуре в подающей и обратной линиях тепловой сети при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения легко определять τ_1 и τ_2:

$$\left.\begin{aligned} \tau_1 &= \tau_{о1} + \delta_1; \\ \tau_2 &= \tau_{о2} - \delta_2. \end{aligned}\right\} \quad (4.70)$$

При центральном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения температура сетевой воды в подающей линии тепловой сети при повышенных наружных температурах выше, чем по отопительному графику $\tau_1 > \tau_{о1}$.

Это обстоятельство дает возможность сдвинуть наружную температуру излома графика $t_{н\,и}$ в сторону более высоких $t_н$ и благодаря этому уменьшить диапазона излома графика в ряде случаев до нуля.

Такое решение существенно улучшает работу теплофикационной системы, но требует увеличения поверхностей нагрева подогревателей горячего водоснабжения (см. пунктир на рис. 4.18).

По приведенным выше формулам находят значения δ_1 и δ_2 для диапазона центрального качественного регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, т.е. для диапазона наружных температур от $t_{н\,о}$ до $t_{н\,и}$.

На всем этом диапазоне расход сетевой воды у абонентов с типичным отношением нагрузок $\rho^{ср.и}_{г\,т} = (Q^{ср\,и}_г / Q'_о)_т$ практически постоянный $W = W'$.

В диапазоне излома температурного графика, т.е. в диапазоне наружных температур от $t_{н.и}$ до $t_{н\,к}$, регулятор отопления, установленный на ГТП или МТП, снижает

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



ЕФИМ ЯКОВЛЕВИЧ СОКОЛОВ
(1905—1999)

Доктор техиических наук, профессор, лауреат Лениискоя премии, заслужеиный деятель иауки Российской Федерации, почетный доктор Дрезденского технического уииверситета Ефим Яковлевич Соколов родился 6 декабря 1905 г. в д. Городище Черкасской губ. Украины.

Инжеиерную деятельиость Е.Я. Соколов начал в 1925 г. в качестве теплотехиика фабрики «Пролетарская победа» (Пирогово, Московской обл.), куда ои был иаправлеи после окоичаиия Харьковского техиологического (ныие политехиического) иистигута. С 1928 по 1930 г. ои главиый механик фабрики им. В.И. Леиина в Обухове Московской обл.

В 1930 г. Е.Я. Соколов перешел иа работу в Теплосеть Мосэнерго заместителем иачальника проектиого отдела. С этого времеии его деятельиость иепрерывио связаиа с развитием теплофикации.

Ои разрабатывал первые проекты теплофикации Москвы и принимал участие в разработке проектов иа последующих стадиях развития теплофикации столицы, а также оказывал помощь в разработке проектов развития и совершеиствоваиия теплофикациоииых систем во многих городах и промышлеииых районах страиы.

В 1932 г. Е.Я. Соколов начал преподавать в МЭИ, а в 1937 г. — работать в лаборатории теплофикации ВТИ. В 1939 г. ему была присвоена учеиая степеиь кандидата технических наук, а в 1943 г. он защитил докторскую диссертацию, а в 1945 г. получил звание профессора.

В течение 24 лет, до 1980 г. Е.Я. Соколов возглавлял кафедру промышлеиных теплоэнергетических систем Московского энергетического иистигута и в течеиие 35 лет, до 1978 г. — лабораторию теплофикации Всесоюзного теплотехнического института.

Им подготовлеио свыше 60 каидидатов технических наук.

Ефим Яковлевич Соколов — автор около 200 опубликоваиных работ, в том числе 20 учебников, учебиых пособий, моиографий. Наиболее известные из иих: учебник «Теплофикация и тепловые сети», выходящий 6-м издаиием; учебное пособие «Эиергетические осиовы трансформации тепла и процессов охлаждения» (вышло два издаиия); «Струйные аппараты» (вышло два издаиия); «Эксплуатация тепловых сетей» (вышло два издаиия); «Элемеиты оборудования тепловых сетей» и др.

В 1966 г. за создание и освоение в эксплуатации турбииы Т-100-130 Е.Я. Соколову совместно с работииками Уральского турбомоторного завода и Мосэиерго присуждеиа Леиинская премия.

Е.Я. Соколов многие годы был членом Научио-техиического совета Минэнерго СССР, членом редакциоиых коллегий журналов «Электрические станции», «Теплоэнергетика», «Известия вузов», «Эиергетика», секций теплофикации и централизованиого теплосиабжения Госкомитета СССР по иауке и техиике, бюро секции теплофикации Центральиого правления и Московского отделения НТОЭиЭП, научио-технического совета РАО «ЕЭС России», активиым участииком многих отечествеииых и междуиародиых коиференций.

В течение ряда лет Е.Я. Соколов успешио читал лекции в Дрезденском техиическом уииверситете, за что был иаграждеи в 1974 г. медалью Молье. В 1976 г. ему присвоеио звание почетиого доктора Дрездеиского техиического университета. За оказаиие иаучно-технической помощи в развитии теплофикации Монгольской Народной Республики ои награждеи медалью «50 лет Моигольской революции».

Активиая иаучиая и общественная деятельиость Е.Я. Соколова отмечеиа правительствеииыми иаградами: двумя ордеиами «Знак Почета» и медалями СССР.

Е.Я. Соколов скоичался в 1999 г.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

расход сетевой воды по мере повышения наружной температуры, так как температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1 = \tau_1'''$ превышает температуру, требующуюся для качественного регулирования тепловой нагрузки.

Для поддержания в этом диапазоне постоянного расхода воды непосредственно в отопительной установке должен включаться в работу смесительный насос на МТП или ГТП (например, насос *2* на рис. 4.11). В этом случае в отопительной установке поддерживается постоянный расход воды W_0 на всем диапазоне излома температурного графика, хотя подача воды из тепловой сети W снижается с повышением наружной температуры $t_н$. Таким образом осуществляется количественное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения при качественном регулировании отопительной нагрузки.

Расчет параметров теплоносителя при любой наружной температуре и балансовой нагрузке горячего водоснабжения на диапазоне излома температурного графика проводится в такой последовательности:

1) предварительно задают эквивалент расхода сетевой воды $W < W'$;

2) определяют по (4.18) коэффициент эффективности подогревателя горячего водоснабжения нижней ступени $\varepsilon_н$;

3) находят по (4.39) температуру обратной воды после системы отопления τ_{o2};

4) определяют по (4.6) тепловую нагрузку $Q_г^н$ подогревателя нижней ступени;

5) вычисляют тепловую нагрузку подогревателя верхней ступени

$$Q_г^в = Q_г^б - Q_г^н;$$

6) рассчитывают эквивалентный расход сетевой воды по формуле

$$W = \frac{Q_o + Q_г^в}{\tau_1''' - \tau_{o2}}.$$

Если найденное значение W не совпадает с предварительно принятым, то задаются новым значением W и повторяют расчет. Расчет считается законченным, когда расхождение между полученным и предварительно принятым значениями W не превышает 3 %.

Температура обратной сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения нижней ступени определяется по формуле

$$\tau_2 = \tau_{o2} - Q_г^н / W.$$

Пример 4.4. Расчетная отопительная нагрузка $Q_o' = 1000$ кДж/с; средненедельная нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср.н} = 250$ кДж/с; $\varkappa_б = 1{,}2$; $\rho_г^б = 0{,}3$; $\tau_{o1}' = 150$ °С; $\tau_{o2}' = 70$ °С; $t_{н.о} = -25$ °С; $t_{в.р} = 18$ °С; $t_{н.и} = -3$ °С; $t_г = 60$ °С; $t_х = 5$ °С; $\tau_{o1}''' = 70$ °С; $\tau_{o2}''' = 41$ °С. При $t_{н.к} = 10$ °С, $\tau_{o2} = 30$ °С $Q_o = 185$ кДж/с.

Определить температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети τ_1 и τ_2 и эквивалент расхода сетевой воды W при $t_{н.о}$, $t_{н.и}$ и $t_{н.к}$.

Решение. Задаемся $\Delta t_н''' = 6$ °С. По (4.64) находим $t_п''' = 41 - 6 = 35$ °С.

По (4.65) определяем

$$\delta_2''' = 0{,}3\,\frac{35-5}{60-5}(150-70) = 13\ °С.$$

По (4.66)

$$\delta_2' = 13\,\frac{70-5}{41-5} = 23{,}4\ °С;$$

$\tau_2''' = 41 - 13 = 28$ °С; $\tau_2' = 70 - 23{,}4 = 46{,}6$ °С.

По (4.67) находим

$$\delta = 0{,}3(150-70) = 24\ °С;$$

$\delta_1''' = 24 - 13 = 11$ °С; $\delta_1' = 24 - 23{,}4 = 0{,}6$ °С.

По (4.70)

$\tau_1''' = 70 + 11 = 81$ °С; $\tau_1' = 150 + 0{,}6 = 150{,}6$ °С.

Эквивалент расхода сетевой воды в диапазоне наружных температур $t_{н.о} - t_{н.н}$ постоянный и равен расчетному эквиваленту расхода сетевой воды на отопление

$$W = \frac{Q_o'}{\tau_{o1}' - \tau_{o2}'} = \frac{1000}{150-70} = 12{,}5\ кДж/(с \cdot К).$$

Переходим к расчету режима работы установки при наружной температуре $t_{н.к} = 10$ °С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Определяем параметр подогревателя нижней ступени по данным для режима его работы при $t_{н\,и}$.

Тепловая нагрузка $Q_г^н = Q_г^б \dfrac{t_п''' - t_х}{t_г - t_х} =$

$= 300\dfrac{35-5}{60-5} = 165$ кДж/с.

Средняя разность температур в подогревателе при этом режиме $\Delta t_б''' = \tau_2''' - t_х = 28 - 5 = 23$ °С; $\Delta t_м''' = \tau_{о2}''' - t_п''' = 41 - 35 = 6$ °С; $\Delta t_{ср} =$

$= \dfrac{23-6}{\ln(23/6)} = 12{,}5.$

Эквиваленты расхода первичной (греющей) и вторичной (нагреваемой) среды в подогревателе нижней ступени $W_п = 12{,}5$ кДж/(с · К); $W_в = 300/(60-5) = 5{,}45$ кДж/(с · К).

По (4.16) находим параметр подогревателя нижней ступени

$$\Phi = \frac{Q_г^н}{\Delta t_{ср}\sqrt{W_п W_в}} = \frac{165}{12{,}5\sqrt{12{,}5 \cdot 5{,}45}} = 1{,}6.$$

Задаемся предварительно эквивалентом расхода сетевой воды при $t_{н\,к}$: $W < W_о'$, $W = 7{,}5 < 12{,}5$.

По (4.18) находим

$$\varepsilon_н = \frac{1}{0{,}35\dfrac{5{,}45}{7{,}5} + 0{,}65 + \dfrac{1}{1{,}6\sqrt{\dfrac{5{,}45}{7{,}5}}}} = 0{,}7.$$

По (4.6) вычисляем тепловую нагрузку подогревателя нижней ступени при $t_{н\,к}$

$$Q_г^н = 0{,}7 \cdot 5{,}45(30-5) = 95 \text{ кДж/с}.$$

Тепловая нагрузка подогревателя верхней ступени

$$Q_г^в = 300 - 95 = 205 \text{ кДж/с}.$$

Определяем эквивалент расхода сетевой воды

$$W = \frac{Q_о + Q_г^в}{\tau_1''' - \tau_{о2}} = \frac{185 + 205}{81 - 30} = 7.6 \text{ кДж/(с · К)}.$$

Найденное W практически совпадает с предварительно принятым значением Температура обратной сетевой воды при наружной температуре $t_{н\,к} = 10$ °С

$$\tau_2 = 81 - \frac{300 + 128}{7{,}6} = 25 \text{ °С}.$$

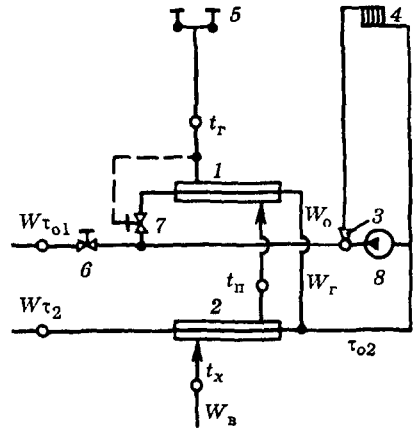


Рис. 4.19. Присоединение установки горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме с ограничителем суммарного расхода воды и отопительной установки по зависимой схеме

8 — смесительный насос; остальные обозначения те же, что и на рис. 4.17

Наряду с двухступенчатой последовательной схемой присоединения установок горячего водоснабжения в последние годы при центральном регулировании находит также применение двухступенчатая смешанная схема с так называемым ограничением суммарного расхода сетевой воды (рис. 4.19). При одинаковой структуре тепловой нагрузки района, т.е. при $\rho_г = idem$, температуры воды в тепловой сети и расходы сетевой воды получаются при этой схеме практически такие же, как и при двухступенчатой последовательной схеме. Поскольку при смешанной схеме расход сетевой воды на отопление практически всегда меньше расчетного, так как часть расхода отводится в подогреватель верхней ступени горячего водоснабжения, то для обеспечения нормальной работы отопительных установок необходима постоянная работа механического смесительного насоса *8*.

При независимой схеме присоединения отопительных установок и двухступенчатой последовательной схеме присоединения горячего водоснабжения (рис. 4.20) расчет центрального регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения проводится следующим образом.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДИСЛОВИЕ К ШЕСТОМУ ИЗДАНИЮ

Тепловое потребление — одиа из основных статей топливно-энергетического балаиса нашей страны[1]. На удовлетворение тепловой нагрузки страны расходуется ежегодно более 600 млн т условного топлива, т.е. около 30 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов.

Тепловое хозяйство России в течение длительного периода развивается по пути концентрации тепловых нагрузок, централизации теплоснабжения и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Широкое развитие получила теплофикация, являющаяся наиболее рациональным методом использоваиия топливных ресурсов для тепло- и электроснабжения.

Развитие теплофикации способствует решению многих важных народнохозяйственных и социальных проблем таких, как повышение тепловой и общей экономичности электроэнергетического производства, обеспечеиие экономичного и качественного теплоснабжения жилищно-коммунальиых и промышлениых комплексов, улучшение экологической обстановки в городах и промышленных районах, снижение трудозатрат в тепловом хозяйстае.

Наряду с теплофикацией рационально используется теплоснабжение от экономичных котельных установок, а также от теплоутилизационных промышленных установок. Каждый из этих источнпков теплоснабжения имеет свою область экономически целесообразного применения.

Приведенные в книге материалы об осиовных тенденциях и достигнутых масштабах развития теплофикации на период до 1.01.1990 г., по существу, — итог развития теплофикации в СССР за 67 лет, т.е. от начала развития теплофикации в 1924 г. до 1990 г., а также в России за 1991—1995 гг. Следует отметить, что все эти годы осиовным организатором и координатором развития теплофикации в СССР было Министерство энергетики и электрификации СССР, в ведении которого находились наиболее крупные теплофикационные системы — ТЭЦ и магистральные тепловые сети.

В настоящее время трудно прогнозировать дальиейшее развитие теплофикации в страие. Можно лишь высказать надежду, что положительный опыт развития и совершенствования теплофикационных установок и систем — результат труда нескольких поколений теплофикаторов — ученых, инженеров и рабочих, не будет утерян, а будет умножен путем дальнейших научио-техиических исследований и практических разработок.

Развитие теплофикации и централизованного теплоснабжения выдвигает сложные научные и инженерные задачи, решение которых в значительной мере зависит от подготовкн квалифнцированных инженерно-технических и научных кадров. В настоящее время подготовка инженеров по теплофикации и системам централизованного теплоснабжения (СЦТ) ведется по специ-

[1] Осиовиое содержание учебиика, кроме глав 11—13, подготовлено в 1990—1991 гг., и читатели должны иметь в виду, что под «иашей страной» здесь и далее понимается все экономическое пространство, занимавшееся раиее республиками, входившими в состав СССР.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

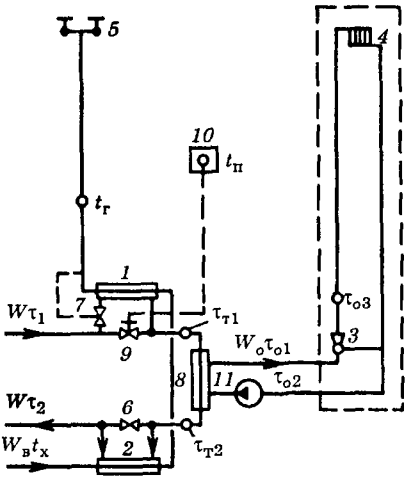


Рис. 4.20. Присоединение установки горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме и отопительной установки по независимой схеме (закрытая система)

8 — подогреватель отопления, *9* — регулятор отопления, *10* — моделирующее устройство, *11* — насос, остальные обозначения те же, что и на рис 4 17

Для ряда наружных температур, или, что то же самое, для ряда значений относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_о$, по (4.43), (4.44) определяют температуры первичной (греющей) сетевой воды перед отопительным теплообменником $\tau_{т1}$ и после него $\tau_{т2}$. Находят значения $\tau'''_{т1}$ и $\tau'''_{т2}$ при $t_{н.и}$, т.е. при температуре излома температурного графика. Если температурный график не имеет излома, то значения $\tau'''_{т1}$ и $\tau'''_{т2}$ относят к наружной температуре конца отопительного периода $t_{н.к}$. Далее расчет ведется по (4.64)—(4.70) и в той же последовательности, что и при зависимой схеме присоединения отопительных установок, с той лишь разницей, что вместо значений $\tau_{о1}$ и $\tau_{о2}$ в формуле подставляются значения $\tau_{т1}$ и $\tau_{т2}$.

Расчет суточной подачи теплоты на отопление при любой наружной температуре и любом суточном графике горячего водоснабжения выполняют по формуле

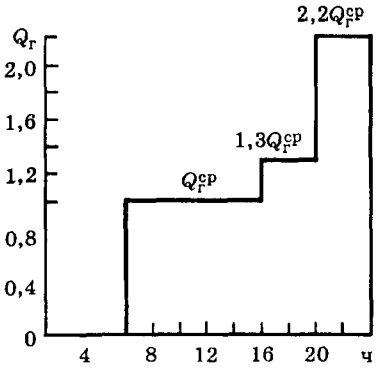


Рис. 4.21. Примерный суточный график горячего водоснабжения жилого дома

$$Q_о^{сут} = \sum_1^{24} nQ_о = n_1Q_{о1} + \\ + n_2Q_{о2} + \ldots + n_nQ_{оn}, \qquad (4.71)$$

где $n_1, n_2, \ldots, n_n$ — длительность в течение суток отдельных режимов горячего водоснабжения, ч/сут или с/сут; $Q_{о1}$, $Q_{о2}$, ..., $Q_{оn}$ — расход теплоты на отопление в единицу времени при данном режиме горячего водоснабжения.

Результат расчета $Q_о^{сут}$ по (4.71) зависит от нагрузки и длительности отдельных режимов горячего водоснабжения. Последовательность протекания отдельных режимов не отражается на результатах расчета, поэтому суточный график горячего водоснабжения типового здания может быть задан в виде простого ступенчатого графика.

На рис. 4.21 в качестве примера приведен расчетный суточный график горячего водоснабжения, принятый для центрального регулирования систем теплоснабжения жилых районов Москвы.

При двухступенчатой последовательной схеме горячего водоснабжения и зависимой схеме присоединения отопительной установки (см. рис. 4.17) относительный расход теплоты на отопление при любой нагрузке

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

альности 0305 «Тепловые электрические станции» (ТЭС).

Для подготовки таких специалистов в МЭИ в 1948 г. был создан учебник «Теплофикация и тепловые сети», который в настоящее время является практически единственным учебником для специальностей 0305 и 0308, а также пособием для научных работников и инженеров в области теплофикации и централизованного теплоснабжения.

Книга также используется в инженерно-строительных вузах в качестве учебного пособия по специальности тепло- и газоснабжение.

За прошедшие годы вышло пять изданий этого учебника — в 1948, 1956, 1963, 1975, 1982 гг. Перевод этой книги издан в ряде стран. Перевод первого издания вышел в Китайской Народной Республике и в Польской Республике[1] в 1955 г. Перевод пятого издания — в Югославии в 1985 г.[2] и в Китайской Народной Республике в 1988 г.

В процессе подготовки очередного издания автор стремился обобщить накопленный опыт и осветить передовые тенденции в развитии этой отрасли энергетики.

При подготовке настоящего, шестого, издания необходимо было, не выходя за границы программы курса и не увеличивая объема книги, отразить в ней современные актуальные задачи в области повышения надежности и экономичности систем теплоснабжения и теплофикации.

В шестом издании по сравнению с пятым получили дополнительное освещение и развитие следующие основные вопросы: энергетическая эффективность газотурбинных и парогазовых теплофикационных установок; оптимизация параметров теплонасосных установок; схемы сверхдальней транспортировки теплоты в химически связанном состоянии; гидравлическая устойчивость систем теплоснабжения; потокораспределение в тепловой сети, питаемой от нескольких источников; аккумулирование теплоты; автоматизация регулирования в системах теплоснабжения; испытания тепловых сетей; методы оперативной оценки расхода теплоты; пути повышения надежности и качества теплоснабжения; методы экономического анализа при создании теплофикационных систем в новых экономических условиях.

Автор с благодарностью отмечает ценные замечания по пятому изданию книги, высказанные в устной форме, а также в печати [61, 65, 126], которые были учтены в пределах, допускаемых программой курса и ограниченным объемом книги.

Автор выражает также благодарность кафедре теплоэнергоснабжения промышленных предприятий Ивановского государственного энергетического университета за ценные замечания, послужившие улучшению содержания учебника, а также считает необходимым отметить большой вклад в научное редактирование книги канд. техн. наук В.А. Малафеева*.

Е.Я. Соколов

[1] **E. Sokolov. Sieci cieplne. Warszawa: Panstwowe Wydawnictwo Naukowe, 1955.**

[2] **E. Sokolov. Toplifikacija i Toplotne Mrese. Beograd: Gradevinska Knjiga, 1985.**

* От издательства.

В последний год жизни Е.Я. Соколова с его согласия к существенной переработке глав учебника, касающихся современного состояния экономики и хозяйства России, издательство привлекло канд. техн. наук, зам. начальника отдела РАО «ЕЭС России» В.А. Малафеева и канд. экон. наук, доцента Государственного университета управления В.Н. Фомину. После кончины автора учебника большую работу по проверке и корректировке подготовленного к печати издания осуществил канд. техн. наук доцент Московского энергетического института В.А. Мартынов.

Издательство выражает свою глубокую признательность В.А. Малафееву, В.Н. Фоминой и В.А. Мартынову.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

горячего водоснабжения определяется по формуле

$$\bar{Q}_o = \frac{\tau_1 - t_н - Q_г / W_o - \varepsilon_н \frac{W^н_м}{W_o}(t_х - t_н)}{\left(t_{в.р} - t_{н.о} + \frac{0{,}5 + u}{1 + u}\frac{\delta\tau'_o}{\bar{W}_o} + \frac{\Delta t'_o}{\bar{Q}^{0{,}2}_o}\right)\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{\times\left(1 - \varepsilon_н \frac{W^н_м}{W_o}\right) + \varepsilon_н \frac{W^н_м}{W_o}\frac{\delta\tau'_o}{\bar{W}_o}}, \quad (4.72)$$

где $\bar{Q}_o = Q_o / Q'_o$; $\bar{W}_o = W_o / W'_o$; $Q_г$ — нагрузка горячего водоснабжения; $W^н_м$ — меньшее значение эквивалента расхода воды, проходящей через нижнюю ступень подогревателя горячего водоснабжения; $\varepsilon_н$ — коэффициент эффективности нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения, см. формулу (4.18); τ_1 — температура воды в подающей линии тепловой сети; $t_н$ — температура наружного воздуха; $t_х$ — температуры холодной водопроводной воды; остальные обозначения — см. (4.31).

В частном случае, при отсутствии нагрузки горячего водоснабжения, т.е. при $Q_г = 0$ и $W^н_м = 0$, уравнение (4.72) полностью совпадает с (4.31), поскольку в этом случае $\tau_1 = \tau_{o1}$.

При двухступенчатой последовательной схеме присоединения системы горячего водоснабжения и независимой схеме присоединения отопительной установки (см. рис. 4.20) относительный расход теплоты на отопление при любой нагрузке горячего водоснабжения определяют по формуле

$$\bar{Q}_o = \frac{\tau_1 - t_н - \frac{Q_г}{W} - \varepsilon_н \frac{W^н_м}{W}(t_х - t_н)}{\left(t_{в.р} - t_{н.о} + \frac{\Delta t'_o}{\bar{Q}^{0{,}2}_o} - \frac{0{,}5}{1 + u}\frac{\delta\tau'_o}{\bar{W}_o} + \frac{W'_o}{W^т_м}\frac{\delta\tau'_o}{\varepsilon_т}\right)\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{\times\left(1 - \varepsilon_н \frac{W^н_м}{W}\right) + \varepsilon_н \frac{W^н_м}{W}\frac{W'_o}{W}\delta\tau'_o}, \quad (4.73)$$

где W — эквивалент расхода сетевой воды, проходящей через отопительный теплообменник; $W^т_м$ — меньшее значение эквивалента расхода воды, проходящей через отопительный теплообменник; $\varepsilon_т$ — коэффициент эффективности отопительного теплообменника. Остальные обозначения — см. (4.72) и (4.43).

В частном случае, при отсутствии нагрузки горячего водоснабжения $Q_г = 0$ и $W^н_м = 0$, уравнение (4.73) полностью совпадает с (4.32), поскольку в этом случае $\tau_1 = \tau_{т1}$.

В формулах (4.72) и (4.73) в $Q_г$ входит как теплота, отданная непосредственно на нагрев воды для горячего водоснабжения, так и теплопотери разводящих в циркуляционных трубопроводов горячего водоснабжения.

По значениям $\bar{Q}_o$, найденным по (4.72) и (4.73), легко расшифровать параметры теплоносителя в любой точке схемы присоединения групповой или местной тепловой подстанции к тепловой сети.

Температура воды на входе в отопительную установку τ_{o1} определяется по (4.31); температура воды на выходе из отопительной установки τ_{o2} — по (4.34); внутренняя температура отапливаемых помещений $t_в$ — по (4.37). Температура сетевой (первичной) воды перед отопительным теплообменником (см. рис. 4.20)

$$\tau_{т1} = \tau_{o2} + Q_o / (\varepsilon_т W^т_м). \quad (4.74)$$

Температура сетевой (первичной) воды после отопительного теплообменника (см. рис. 4.20)

$$\tau_{т2} = \tau_{т1} - Q_o / W. \quad (4.75)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ВВЕДЕНИЕ

Энергетикой называется система установок и устройств для преобразования первичных энергоресурсов в виды энергии, необходимые для народного хозяйства и населения, и передачи этой энергии от источников ее производства до объектов использования.

Несмотря на большое разнообразие первичных энергоресурсов и видов вырабатываемой энергии, энергетика бывшего СССР развивалась планомерно в сочетании с топливной базой как единый топливно-энергетический комплекс.

Экономика страны полностью базировалась только на собственных топливно-энергетических ресурсах. На строительство топливно-энергетического комплекса, объединяющего добычу первичных энергоресурсов и их преобразование в используемые виды энергии, выделялась значительная доля всех капиталовложений в промышлениость.

Из всех видов вырабатываемой энергии наиболее широкое использование находят два вида — электрическая энергия и теплота низкого и среднего потенциалов[1], на выработку которых затрачивается в настоящее время более 55 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов страны. Особенно важное значение имеет электрическая энергия, которой в современном мире принадлежит ведущая роль в развитии производительных сил общества.

В области электрификации наша стр прошла огромный путь.

В начале XX в. Россия по производс электроэнергии занимала одно из посл них мест среди промышленно развит стран мира. В настоящее время по масш бам производства электроэнергии Рос занимает первое место в Европе и втор место в мире (после США).

В 1995 г. в России было произведе 861 млрд кВт·ч электроэнергии, из н 62 % (534,6 млрд кВт·ч) на тепловых эл тростанциях (ТЭС) общего пользования, что было израсходовано 151,1 млн т топл ва (в пересчете на условное[2]).

В промышленности и коммунальио-б товом секторе России широко использует теплота низкого (с температурой до 150 °(и среднего (до 350 °С) потенциалов.

На отопление, вентиляцию, кондицион рование воздуха и на горячее водоснабж ние жилых, общественных и промышле ных зданий, а также на технологические н жды промышленных и коммунальных пре приятий в 1995 г. в России было израсход вано 7850 млн ГДж (1875 млн Гкал) теплот среднего и низкого потенциалов.

На выработку указанного количества те плоты было затрачено 323,6 т, что вдво превышает расход топлива на выработк электроэиергии и составляет около одно трети всех потребляемых в стране топлив но-энергетических ресурсов. При этом ТЭ(

[1] Низкопотенциальным считается тепловое потребление, которое может быть удовлетворено теплоносителем с температурой до 150 °С. Среднепотенциальное тепловое потребление может быть удовлетворено теплоиосителем с температурой от 150 до 350 °С.

[2] Условным топливом в России (как и в бывше СССР) называется топливо, низшая теплота сгорани (теплотворная способность) которого равна 29,3 МДж/к (7000 ккал/кг). Далее везде расход топлнва дается условном исчислении.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.3. Температура воды в тепловой сети при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети

$\bar{Q}_o^p$	$\rho_г^{ср\,н} = 0$		$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}15$		$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}3$		$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}45$	
	$\tau_1 = \tau_{o1}$	$\tau_2 = \tau_{o2}$	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2
1,0	150	70	151,2	56,8	151,8	43,0	153,2	30
0,8	126	62	128,8	50,4	131,2	38,4	134,2	27,0
0,6	101,5	53,5	106	43,6	110,3	33,5	114,9	23,7
0,4	76	44	82,4	36,0	88,6	27,8	95,3	20,1
0,354	70	41,7	76,9	34,2	83,6	25,5	90,7	19,2

Температура водопроводной воды после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$t_п = t_х + Q_г^н / W_в, \qquad (4.76)$$

где $W_в$ — эквивалент расхода водопроводной воды.

Температура сетевой воды после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$\tau_2 = \tau_{i2} - Q_г^н / W_i. \qquad (4.77)$$

Тепловая производительность нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$Q_г^н = \varepsilon_н W_м^н (\tau_{i2} - t_х). \qquad (4.78)$$

Тепловая производительность верхней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$Q_г^в = W_i(\tau_1 - \tau_{i1}). \qquad (4.79)$$

При зависимой схеме присоединения отопительных установок (см. рис. 4.17) $\tau_{i1} = \tau_{o1}$, $\tau_{i2} = \tau_{o2}$, $W_i = W_o$.

При независимой схеме присоединения отопительных установок (см. рис. 4.20) $\tau_{i1} = \tau_{т1}$, $\tau_{i2} = \tau_{т2}$, $W_i = W$.

В (4.72)—(4.79) все значения W и $q_o V$ должны быть выражены в одних и тех же единицах. Если расчеты проведены правильно, то при любом режиме работы должны соблюдаться условия

$$\left.\begin{aligned} Q_г &= Q_г^н + Q_г^в; \\ W_i(\tau_1 - \tau_2) &= Q_o + Q_г. \end{aligned}\right\} \qquad (4.80)$$

При проверке графика центрального регулирования по суточному балансу расхода теплоты на отопление значения ε_o, $\varepsilon_г$, $\varepsilon_н$, W, W_o должны приниматься для типового абонента с отношением нагрузок $\rho_{г.т}^{ср.н} = (Q_г^{ср\,н} / Q_o')_т$.

Проверка суточного баланса расхода теплоты на отопление здания проводится по формуле

$$\sum_{n=1}^{n=24} nQ_o = q_o V \sum_{n=1}^{n=24} (t_{в\,р} - t_н), \qquad (4.81)$$

где n — длительность работы отопления с тепловой нагрузкой Q_o.

В табл. 4.3 приведены значения τ_1, $\tau_2 = f(\bar{Q}_o^p, \rho_г^{ср\,н})$ при рассматриваемом методе регулирования и зависимой схеме присоединения (см. рис. 4.17). При расчете таблицы принято $\tau'_{o1} = 150$ °С; $\tau'_{o2} = 70$ °С; $\Delta t'''_н = 8$ °С; $\varkappa_б = 1{,}2$; $t_г = 60$ °С; $t_х = 5$ °С. (В составлении таблицы участвовали М.С. Закатова и И.В. Дмитриев.)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

общего пользования в 1995 г. выработали 2353,5 млн ГДж (562,1 млн Гкал) теплоты на что было израсходовано 106,2 млн т [1].

Главным ресурсом для выработки электрической и тепловой энергии в стране в настоящее время служит в основном органическое топливо (природный газ, уголь, мазут).

Тепловое хозяйство страны развивается на основе непрерывно идущего процесса концентрации тепловых нагрузок в городах и промышленных районах.

Для организации рационального энергоснабжения страны особенно большое значение имеет теплофикация, являющаяся наиболее совершенным технологическим способом производства электрической и тепловой энергии и одним из основных путей снижения расхода топлива на выработку указанных видов энергии.

Под термином «теплофикация» понимается энергоснабжение на базе комбинированной, т.е. совместной, выработки электрической и тепловой энергии в одной установке.

Термодинамической основой теплофикации служит полезное использование отработавшей в тепловом двигателе теплоты, отводимой из теплосилового цикла.

В комбинированной выработке заключается основное отличие теплофикации от так называемого раздельного метода энергоснабжения, при котором электрическая энергия вырабатывается на конденсационных тепловых электростанциях (КЭС), а тепловая — в котельных.

Основной энергетический эффект теплофикации заключается в замене теплоты, вырабатываемой при раздельной схеме энергоснабжения в котельных, отработавшей теплотой, отведенной из теплосилового цикла электростанции, благодаря чему на ТЭС ликвидируется бесполезный отвод теплоты в окружающую среду при превращении химической, а на АЭС внутриядерной энергии топлива в электрическую энергию. Развитие комбинированной выработки является одним из основных путей повышения тепловой экономичности энергетического производства в нашей стране.

В табл. В.1 приведены основные технико-экономические показатели развития теплофикации от ТЭС общего пользования.

Экономия топлива за счет комбинированной выработки электрической и тепловой энергии составляла в СССР около 45 млн т, или около 13 % расхода топлива на выработку электроэнергии на всех ТЭС страны.

На рис. В.1 показана динамика изменения удельных расходов условного топлива (нетто) на ТЭС Минэнерго СССР за 25 лет (с 1961 по 1987 г.). За этот период удельный расход топлива снизился: на КЭС на 94 г/(кВт·ч) — с 450 до 356 г/(кВт·ч); на ТЭЦ на 196 г/(кВт·ч) — с 462 до 266 г/(кВт·ч); в среднем по всем ТЭС на органическом топливе на 128 г/(кВт·ч) — с 454 до 326 г/(кВт·ч) (1985 г.). Разность средних удельных расходов топлива КЭС и ТЭЦ составляла около 90 г/(кВт·ч) [124].

Приведенные выше данные по удельным расходам топлива на выработку электроэнергии в комбинированном цикле на ТЭЦ рассчитаны в соответствии с так называемым физическим методом распределения энергетических затрат (топлива) в теплофикационных установках [27].

Согласно этому методу расход топлива или эквивалентный ему расход теплоты на выработку электроэнергии на ТЭЦ получают путем вычитания из всего количества теплоты, подведенного к теплофикацион-

[1] Здесь и ниже при расчете количества топлива, расходуемого на ТЭЦ при совместной выработке электрической и тепловой энергии, использовался так называемый «физический метод» распределения расходов топлива между электрической и тепловой энергией Согласно этому методу вся экономия топлива, получаемая за счет комбинированной выработки, относится на электрическую энергию Подробнее см гл 1

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.4. Температура воды в тепловой сети при центральном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и независимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети

$\bar{Q}_o^p$	$\rho_г^{ср.н} = 0$		$\rho_г^{ср.н} = 0{,}15$		$\rho_г^{ср.н} = 0{,}3$		$\rho_г^{ср.н} = 0{,}45$	
	$\tau_1 = \tau_{т1}$	$\tau_2 = \tau_{т2}$	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2
1,0	150	75	150	61.5	150	45	150	34
0,8	126,7	66,7	128,3	54,7	129,5	42,5	130,9	30,4
0,6	102,1	57,1	105,4	46,9	108,7	36,7	112	26,5
0,4	76,4	46,4	81,8	38,3	87,2	30,2	92,6	22,1
0,35	70	43,8	75,9	36,2	81,8	28,6	87,3	21,0
1,0	180	75	180,3	56,4	180,6	37,8	180,9	19,2
0,8	148,3	64,3	151,5	48,6	154,7	32,9	157,9	17,2
0,6	118,3	55,3	124,9	42,0	120,5	28,7	135,1	15,4
0,4	87,2	45,2	95,5	34,6	103,8	24	112,1	13,4
0,295	70	39	79,9	30	89,8	21	99,7	12

В табл. 4.4 приведены значения τ_1, $\tau_2 = f(\bar{Q}_o^p, \rho_г^{ср.н})$ при рассматриваемом методе регулирования и независимой схеме присоединения (см. рис. 4.20). При расчете значений таблицы принято $\tau'_{o1} = 130$ °С; $\tau'_{o2} = 70$ °С; $\tau'_{т2} = 75$ °С; $\Delta t'''_н = 8$ °С; $\varkappa_б = 1{,}2$; $t_г = 60$ °С; $t_х = 5$ °С.

Для поддержания расчетной внутренней температуры $t_{в.р}$ в отапливаемых зданиях при двухступенчатой последовательной схеме присоединения установок горячего водоснабжения (см. рис. 4.17 и 4.20) необходимо проводить дополнительное местное регулирование расхода воды W_o у абонентов, у которых показатель структуры тепловой нагрузки $\rho_г^{ср.н} = (Q_г^{ср.н}/Q'_o)$ отличается от $\rho_{г.т}^{ср.н}$, принятой для расчета центрального регулирования. Дополнительное местное регулирование производится регулятором отопления по импульсу внутренней температуры $t_в$ отапливаемых помещений или моделирующего устройства или же по заданной программе изменения расхода W_o, рассчитанной на основе (4.72) и (4.73), в зависимости от наружной температуры $t_н$. Характер необходимого изменения расхода сетевой воды показан на рис. 4.22. При понижении наружной температуры от $t_{н.и}$ до $t_{н.о}$ расход сетевой воды W или W_o должен снижаться у абонентов с $\rho > \rho_т$ и должен повышаться у абонентов с $\rho < \rho_т$. Только у абонентов с $\rho = \rho_т$ расход сетевой воды W или W_o в этом диапазоне остается постоянным.

Пример 4.5. Расчетный расход теплоты на отопление типового здания $Q'_o = 1$ МДж/с = = 0,86 Гкал/ч при $t_{н.о} = -20$ °С. Среднеотдель-

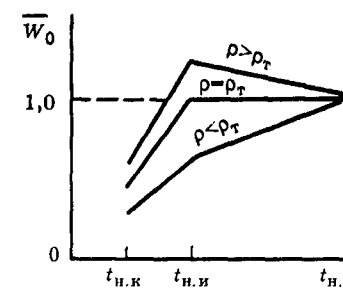


Рис. 4.22. График изменения расхода сетевой воды у абонентов с разной структурой тепловой нагрузки

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица В.1. **Основные технико-экономические показатели развития теплофикации от тепловых электростанций общего пользования**

Наименование	СССР		Россия					
	1990	1991	1990	1991	1992	1993	1994	199
Установленная мощность ТЭС на органическом топливе, млн кВт	212,7	213,3	130,0	130,3	129,9	129,45	131,26	131,5
Выработка электроэнергии на ТЭС на органическом топливе, млрд кВт · ч	1197,75	1158,9	733,6	721,9	661,54	606,24	551,37	534,5
Установленная мощность теплофикационных турбин, млн кВт	76,7	77,2	60,2	60,6	60,72	59,82	61,82	61,9
Доля мощности теплофикационных турбин в суммарной мощности ТЭС на органическом топливе, %	36,1	36,2	46,3	46,5	46,74	46,21	47,1	47,1
Выработка электроэнергии теплофикационными турбинами, млрд кВт · ч	421,7	418,3	331,7	330,4	315,0	298,1	285,1	276,9
Выработка электроэнергии теплофикационными турбинами на тепловом потреблении, млрд кВт · ч	250,5	246,4	197,7	194,6	193,1	186,61	171,63	161,1
Доля комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ, %	59,4	58,9	59,6	58,9	61,3	62,6	60,2	58,2
Доля комбинированной выработки ТЭЦ в электрической выработке на органическом топливе, %	20,9	21,26	27,0	27,0	29,2	30,78	31,13	30,15
Отпуск теплоты от ТЭС общего пользования, млн Гкал	983,6	986,2	752,8	752,2	731,8	694,6	616,0	562,14
Отпуск теплоты от ТЭЦ АО-энерго, млн Гкал	787,3	792,4	618,0	619,5	601,9	573,1	510,8	465,7
В том числе отработавшей теплоты, млн Гкал	662,9	655,3	529,6	521,6	510,4	482,75	427,54	393,52
Доля отработавшей теплоты в суммарном отпуске теплоты от ТЭЦ, %	84,2	82,7	85,7	84,2	84,8	84,5	83,7	84,5
Удельная комбинированная выработка электроэнергии, отнесенная к суммарному отпуску теплоты от ТЭЦ, (кВт · ч)/Гкал	318,2	310,9	319,9	314,1	320,8	326,6	336,0	346,06
Удельная комбинированная выработка электроэнергии, отнесенная к отпуску отработавшей теплоты от ТЭЦ, (кВт · ч)/Гкал	377,9	376,0	373,3	373,1	387,2	387,0	401,44	409,54
Средний удельный расход топлива (нетто) на ТЭС, г/(кВт · ч)	325,8	327,9	311,9	313,8	310,5	308,6	310,5	312,3
Средний удельный расход топлива на ТЭЦ, г/(кВт · ч)	272,2	274,9	271,1	274,1	268,7	265,8	271,5	276,5
Средний удельный расход топлива на отпущенную теплоту, кг/Гкал	173,9	174,2	173,5	173,6	173,9	173,8	174,5	174,7

ной установке, количества теплоты конденсата, направляемого в энергетические котлы ТЭЦ, и количества теплоты, отпускаемой от теплофикационной установки внешним потребителям. Другими словами, вся экономия топлива, расходуемого на выработку электроэнергии и теплоты в комбинированном (теплофикационном) цикле на ТЭЦ, относится только на электроэнергию.

В дальнейшем все показатели по удельным расходам топлива на выработку элек-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ная нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср.н}$ = = 0,25 МДж/с = 0,215 Гкал/ч; $\varkappa_б$ = 1,2. Расчетные параметры тепловой сети и отопительной установки: τ'_{01} = 150 °С; τ'_{02} = 70 °С; τ'_3 = 95 °С; $t_{в.р}$ = 18 °С; $\Delta t'_0$ = 64,5 °С; u = 2,2; $\delta t'_0$ = 80 °С; $W_0 = 10^6/(150 - 70)$ = 12 500 Дж/(с · К).

Отопительная установка присоединена к тепловой сети по зависимой схеме, установка горячего водоснабжения — по двухступенчатой последовательной схеме (см. рис. 4.17).

Основные данные для расчета нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения: $t_г$ = 60 °С; $t_х$ = 5 °С; τ'''_{02} = 42 °С; $t'''_п$ = 36 °С; $W_{в\,б}$ = 250 000 · 1,2 /(60 – 5) = 5450 Дж/(с · К); $Q'''_{г.н}$ = 5450(36 – 5) = 169 тыс. Дж/(с · К).

Определить при $Q_г$ = 0,5 МДж/с, τ_1 = 85 °С и $t_н$ = –5 °С следующие параметры: а) тепловую нагрузку отопительной установки; б) тепловые нагрузки подогревателей нижней и верхней ступеней; в) температуру воды в характерных точках установки.

Решение. По (4.21) и (4.16) вычисляем параметр подогревателя горячего водоснабжения нижней ступени

$$kF = \frac{\ln\dfrac{37 - 16\,900/12\,500}{37 - 16\,900/5\,450}}{1/5\,450 - 1/12\,500} = 13\,400 \text{ Дж/(с · К)};$$

$$\Phi = \frac{13\,400}{\sqrt{12\,500 \cdot 5\,450}} = 1{,}7.$$

По (4.18) определяем коэффициент эффективности подогревателя нижней ступени при $Q_г$ = 0,5 МДж/с.

При рассматриваемом режиме

$$W_в = 500\,000/(60 - 5) = 9100 \text{ Дж/(с · К)} = W_м;$$

$$W_0 = 12\,500 \text{ Дж/(с · К)} = W_б;$$

$$W_м/W_б = 9100/12\,500 = 0{,}73;$$

$$\varepsilon_н = \frac{1}{0{,}35 \cdot 0{,}73 + 0{,}65 + \dfrac{1}{1{,}7}\sqrt{0{,}73}} = 0{,}72 < 1.$$

Далее определяем $\bar{Q}_0$ по (4.72) (предварительно принимаем $\bar{Q}_0$ = 0,3; $\bar{Q}_0^{0,2}$ = 0,78):

$$\bar{Q}_0 = \frac{85 + 5 - \dfrac{500\,000}{12\,500} - 0{,}72\dfrac{9\,100}{12\,500}(5 + 5)}{\left(18 + 20 + \dfrac{2{,}7}{3{,}2}80 + \dfrac{64{,}5}{0{,}78}\right)\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{\times\left(1 - 0{,}72\dfrac{9\,100}{12\,500}\right) + 0{,}72\dfrac{9\,100}{12\,500}80} = 0{,}34.$$

Полученное значение $\bar{Q}_0$ = 0,34 близко к предварительно принятому $\bar{Q}_0$ = 0,3, поэтому значение $\bar{Q}_0$ не уточняем и принимаем Q_0 = = 340 кДж/с.

По (4.33) находим τ_{01} = 59 °С.

Тепловая нагрузка верхней ступени подогревателя горячего водоснабжения $Q_г^в$, рассчитанная по (4.79), равна 325 кДж/с.

Температура сетевой воды после отопительной установки определяется по (4.34): τ_{02} = 31,8 °С.

Тепловая нагрузка нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$Q_г^н = Q_г - Q_г^в = 500 - 325 = 175 \text{ кДж/с}.$$

Температура сетевой воды на выходе из нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения по (4.77) τ_2 = 17,8 °С.

Температура водопроводной воды на выходе из нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения по (4.76) $t_п$ = 24 °С.

Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения. Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения производится обычно качественным или качественно-количественным методом при свободном располагаемом или постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ.

Качественное регулирование. В зависимости от применяемых на ГТП или МТП типов регуляторов при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке узлы присоединения абонентских

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

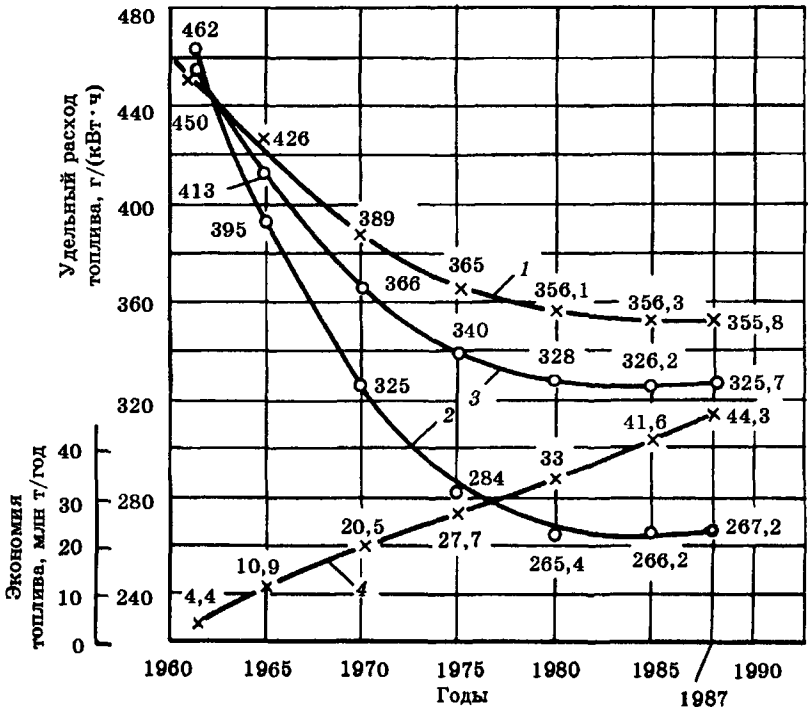


Рис. В.1. Динамика удельных расходов условного топлива (нетто) на ТЭС общего пользования и экономии топлива на базе комбинированной выработки

1 — средний расход по КЭС; *2* — средний по ТЭЦ; *3* — средний по ТЭС; *4* — экономия топлива; *1*, *2*, *3* — в г/(кВт·ч); *4* — в млн т/год

троэнергии на ТЭЦ приведены в соответствии с указанным методом.

Комбинированное производство электрической и тепловой энергии может быть реализовано на энергоустановках электрической мощностью, измеряемой сотнями МВт и тепловой мощностью в сотни ГДж/с (Гкал/ч), а также на установках мощностью в десятки (сотни) кВт и кДж/с (ккал/ч). Такой широкий диапазон мощностей теплофикационных установок и систем теснейшим образом связан с уровнем централизации теплоснабжения, который, в свою очередь, зависит от плотности тепловых нагрузок (тепловой мощности на единицу площади района теплоснабжения); вида топлива, на котором работают энергоустановки; от экологических требований, диктуемых состоянием воздушного бассейна; наличия избытков теплоты на промышленных предприятиях, расположенных на рассматриваемой территории и т.п.

В бывшем СССР и в России в период планового регулирования экономики наибольшее развитие получили достаточно крупные городские и промышленные теплофикационные системы, базирующиеся на централизованном теплоснабжении городов и промышленных узлов. Таким образом, при теплофикации в России было реализовано два основных принципа:

1) комбинированное (совместное) производство электрической и тепловой энергии, осуществляемое на ТЭЦ;

2) централизация теплоснабжения, т.е. передача теплоты от одного или нескольких источников, работающих на одну тепловую сеть, многочисленным тепловым потребителям.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

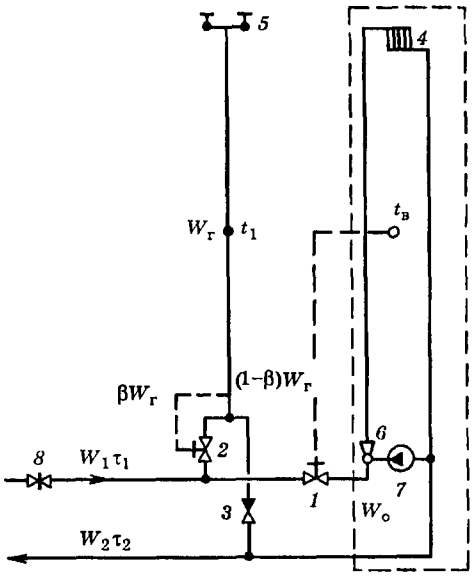


Рис. 4.23. Схема абонентского ввода открытой системы теплоснабжения при зависимом присоединении отопительной установки

1 — регулятор отопления, *2* — регулятор температуры горячей воды, *3* — обратный затвор, *4* — отопительный прибор, *5* — водоразборный кран, *6* — элеватор, *7* — насос, *8* — ограничитель расхода

установок к тепловой сети выполняются по различным схемам.

При применении регуляторов отопления для количественного регулирования отопительной нагрузки по внутренней температуре отапливаемых помещений эти регуляторы устанавливаются: при зависимой схеме присоединения — перед смесительными узлами отопительных установок (рис. 4.23); при независимой схеме присоединения — перед отопительными подогревателями (см. рис. 4.25).

При применении регуляторов расхода их устанавливают на подающей линии тепловой сети перед узлом отбора воды на горячее водоснабжение (см. рис. 3.10).

При применении регуляторов отопления, поддерживающих заданную температуру в отапливаемых помещениях, можно использовать температуру воды в подающей линии тепловой сети в качестве одного из маневренных параметров системы теплоснабжения. Такое решение повышает маневренную способность тепловой сети и позволяет обеспечить относительно качественное теплоснабжение абонентов, имеющих различное отношение $Q_г^{ср\,н}/Q_о'$ без установки дополнительных регуляторов.

При рассматриваемом методе регулирования строительная конструкция зданий используется в качестве аккумулятора, выравнивающего неравномерности суточного графика тепловой нагрузки. При соответствующем температурном режиме подающей линии расчетный расход воды в сети может быть равен расчетному расходу воды на отопление.

Поскольку суточный график горячего водоснабжения неравномерен, то основной расчет проводится по «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б = \varkappa_б Q_г^{ср\,н}$. При отсутствии у абонентов аккумуляторов горячей воды можно принимать для жилых зданий $\varkappa_б = 1{,}1$.

При применении как регуляторов отопления, так и регуляторов расхода задача расчета режима центрального регулирования заключается в определении температур воды τ_1 и τ_2 в подающей и обратной линиях тепловой сети при различных наружных температурах $t_н$ и балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б$.

На рис. 4.24, *а* показан температурный график открытой системы теплоснабжения при рассматриваемом методе качественного регулирования по совмещенной нагрузке и зависимом присоединении отопительной установки к тепловой сети (см. рис. 4.23), а на рис. 4 24, *б* — расход сетевой воды.

При качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения эквивалент расхода воды в подающей линии тепловой сети в диапазоне наружных температур от $t_{но}$ до $t_{ни}$ поддерживается постоянным, равным рас-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Первый принцип был рассмотрен выше, второй — централизация теплоснабжения не является особенностью теплофикации и может быть реализован в системах теплоснабжения не только от ТЭЦ, но и от других источников теплоты, таких как промышленные, районные и квартальные котельные, от мусоросжигающих заводов и энергоустановок, утилизирующих избытки теплоты, образующиеся в технологических установках промпредприятий, и т.п.

Несмотря на дополнительные потери энергии в тепловых сетях, централизация в теплосиабжении может обеспечить экономию топлива за счет:

утилизации теплоты от промышленных технологических (включая крупные ГРЭС) и мусоросжигающих установок;

более высокого КПД крупных промышленных и районных котельных, а также мощных котельных установок крупных ТЭЦ по сравнению с мелкими местными котельными, работающими на неквалифицироваиных низкокалорийных и многозольных видах твердого топлива;

более рациональной загрузки источников теплоты с различной эффективностью при работе этих источников на одну сеть.

Выбор рациональной степени централизации теплоснабжеиия, т.е. числа источников теплоснабжения, для удовлетворения тепловой нагрузки района зависит от ряда экономических и местных условий. С повышением степени централизации, т.е. уменьшением числа источников теплоснабжения, как правило, повышается экономичность выработки теплоты и снижаются удельные начальные затраты и расходы по эксплуатации источников теплоснабжения, но одновременно увеличиваются начальные затраты на сооружение тепловых сетей и эксплуатационные расходы на транспорт и распределение теплоты.

Централизация теплоснабжения способствует благоустройству теплоснабжаемых районов, позволяет уменьшить трудозатраты на обслуживание теплового хозя городов и промышленности, обле использование низкосортного топли сбросной теплоты промышленности.

При централизованном теплоснабж от котельных без комбинированной в ботки электрической энергии на базе т вого потребления суммарный расход тс ва на удовлетворение теплового и эле ческого потребления получается бол чем при теплофикации. Теплофикация четании с централизацией теплоснабж является наиболее рациональным мет использования топливных ресурсов ст для тепло- и электроснабжения. Благо социальным, экономическим и эколог ским преимуществам централизованна плофикация стала одним из основных правлений развития энергетики на страны.

Ориентация советской и российс энергетики на комбинированное произ ство электрической энергии и теплоть крупных ТЭС была предусмотрена еще в сударственном плане электрификации Р сии — плане ГОЭЛРО. Эта идея, полнос оправдавшая себя опытом развития со ской теплофикации, широко реализуе в городах и промышленных районах на страны. Для успешного развития тепло кации необходима разработка и практи ская реализация согласованных по сро и масштабам планов сооружения и вв в эксплуатацию источников теплоты и т ловых сетей в соответствии с растуш спросом на теплоту низкого и среднего п тенциалов.

Днем рождения советской теплофи ции и централизованного теплоснабжен считается 25 ноября 1924 г. В этот ден Ленинграде был введен в строй первый т лопровод общего пользования, сооруж ный по проекту и под руководством пио ров советской теплофикации — инжене Л.Л. Гинтера и профессора В.В. Дмитрие

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

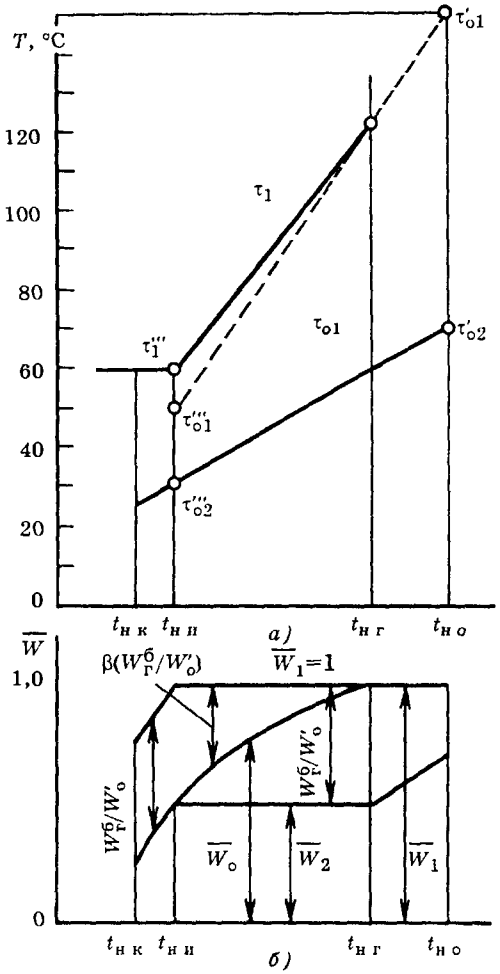


Рис. 4.24. Температурный график (*а*) и график расхода сетевой воды (*б*) при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (открытая система; зависимая схема присоединения отопительной установки)

четному эквиваленту расхода воды на отопление $W_1 = W'_1 = W'_o = Q'_o/\delta\tau'_o$;

$\overline{W}_1 = W_1/W'_o = 1$.

Поэтому водоразбор из подающей линии снижает расход сетевой воды в систему отопления. Для предупреждения гидравлической и тепловой разрегулировки отопительных установок необходимо в узлах смешения устанавливать кроме струйного насоса (элеватора) также механический насос, как это показано на рис 4.23.

Такое решение позволяет поддерживать постоянный расход воды в отопительной установке при переменном расходе сетевой воды, поступающей в систему отопления В этом случае температурный режим непосредственно отопительной установки, т.е. температурный режим отопительных приборов, соответствует режиму качественного регулирования Поэтому температура обратной воды после отопительной установки τ_{o2} соответствует уравнению (4.39)

Температура воды в подающей линии в диапазоне $t_{но} - t_{ни}$ определяется на основе уравнения

$$(W'_o - W^{б}_{гп})(\tau_1 - \tau_{o2}) = Q_o, \quad (4\,82)$$

где $W^{б}_{гп}$ — эквивалент расхода воды из подающей линии на горячее водоснабжение при балансовой нагрузке.

Поскольку $W'_o = Q'_o/\delta\tau'_o$; $W^{б}_{гп} = \beta\dfrac{\rho^{б}_г Q'_o}{t_г - t_х}$;

$Q_o = \overline{Q}^{р}_o Q'_o$; $\beta = \dfrac{t_г - \tau_{o2}}{\tau_1 - \tau_{o2}}$, то из совместного решения следует

$$\tau_1 = \tau_{o2} + \delta\tau'_o\left[\frac{t_г - \tau_{o2}}{t_г - t_х}\rho^{б}_г + \overline{Q}^{р}_o\right] =$$

$$= \tau_{o1} + \delta\tau'_o\rho^{б}_г\frac{t_г - \tau_{o2}}{t_г - t_х}. \quad (4.83)$$

Из (4.83) следует, что при качественном регулировании открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения температура воды в подающей линии тепловой сети выше температуры в подающей линии при качественном регулировании по отопительной нагрузке (4.38) на величину, равную $\delta\tau'_o\rho^{б}_г\dfrac{t_г - \tau_{o2}}{t_г - t_х}$. Поэтому при наружной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По этому теплопроводу теплота от ЛГЭС-3 (Ленинградской государственной электростанции № 3, впоследствии ТЭЦ им. Л.Л. Гинтера) была передана в жилой дом № 96 по набережной р. Фонтанки, а затем в Казачьи бани и другие здания.

Широкое развитие теплофикации на базе централизованного теплоснабжения началось в 1931 г. после специального решения правительства страны, отметившего важное народнохозяйственное значение этого направления развития энергетики.

Развернулось строительство мощных по тому времени ТЭЦ (100—200 МВт) для районного электро- и теплоснабжения в крупных городах и при вновь создаваемых крупных промышленных комбинатах.

В годы Великой Отечественной войны объектам теплофикации, как и другим энергетическим объектам страны, был нанесен значительный ущерб. Однако, несмотря на это, мощность теплофикационных установок во время войны не снижалась. Советские энергетики сумели быстро демонтировать и перебазировать значительную часть оборудования ТЭЦ из прифронтовой полосы на восток, развернуть строительство объектов теплофикации на Урале, в Сибири и на Волге.

Особенно большое развитие теплофикация и централизованное теплоснабжение получили в послевоенный период. На рис. В.2 приведены показатели, характеризующие развитие теплофикации со времени ее возникновения до 1987 г.

До 1990 г. основной организацией, сооружающей и эксплуатирующей теплофикационные установки в СССР, было Министерство энергетики и электрификации СССР (Минэнерго СССР).

Теплоэлектроцентрали Минэнерго СССР составили в 1990 г. 85 % по электрической и 80 % по тепловой мощности всех ТЭЦ страны.

В 1989 г. электрическая мощность теплофикационных турбин достигла 98 ГВт, в том числе на станциях Минэнерго 85 ГВт [124].

Годовая выработка электрической энергии теплофикационными турбинами достигла $515 \cdot 10^9$ кВт · ч, в том числе на станциях Минэнерго $450 \cdot 10^9$ кВт · ч. Комбинированная выработка электрической энергии составила $310 \cdot 10^9$ кВт · ч, в том числе на станциях Минэнерго $272 \cdot 10^9$ кВт · ч.

В 1987 г. годовой отпуск теплоты от ТЭЦ составил $5{,}5 \cdot 10^9$ ГДж. Примерно таким же был суммарный отпуск теплоты от всех других установок централизованного теплоснабжения, т.е. от промышленных, районных, квартальных котельных и от теплоутилизационных установок промышленных предприятий.

При суммарном годовом теплопотреблении народного хозяйства и жилищно-коммунального сектора СССР в 1989 г. в размере $16 \cdot 10^9$ ГДж централизованным теплоснабжением удовлетворялось около 70 % теплового потребления, из них половина за счет теплофикации.

Уровень современного развития теплофикации России характеризуется следующими данными.

В 1995 г. в рамках РАО «ЕЭС России» (Российского акционерного общества «Единая энергетическая система России»), которое стало правопреемником Минэнерго СССР на территории России, действовали 163 ТЭС с начальными параметрами 9 МПа и выше, из них 123 ТЭЦ. Распределение этих ТЭЦ по электрическим мощностям приведено в табл. В.2.

Наибольшую суммарную электрическую мощность имеют ТЭЦ единичной мощностью от 200 до 500 МВт.

Теплофикационные турбины установлены и работают не только на ТЭЦ, но и на ряде крупных ТЭС (ГРЭС). Так, электрическая мощность Среднеуральской

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

температуре $t_н = t_{н.г}$, когда $\tau_{02} = t_г$, указанная надбавка равна нулю. При наружных температурах $t_н < t_{н.г}$ график температур подающей линии при качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения совпадает с графиком качественного регулирования отопительной нагрузки $\tau_1 = \tau_{01}$ [см. (4.38)].

В диапазоне наружных температур $t_{н.о} - t_{н.г}$, когда $\tau_{02} \geq t_г$, весь водоразбор осуществляется из обратной линии тепловой сети, $\beta = 0$ и расход сетевой воды, поступающей в отопительную систему $W_o = W'_o$; $\overline{W}_o = 1$. В диапазоне наружных температур $t_{н.г} - t_{н.и}$ водоразбор частично удовлетворяется из подающей линии тепловой сети. Доля водоразбора из подающей линии $\beta = \dfrac{t_г - \tau_{02}}{\tau_1 - \tau_{02}}$ возрастает от $\beta = 0$ при $t_н = t_{н.г}$, когда $t_г = \tau_{02}$, до $\beta = 1$ при $t_н = t_{н.и}$, когда $t_г = \tau_1$.

Эквивалент расхода сетевой воды на отопление в этом диапазоне

$$\overline{W}_o = \frac{W_o}{W'_o} = \overline{Q}_o \frac{\delta\tau'_o}{\tau_1 - \tau_{02}}. \quad (4.84)$$

В диапазоне наружных температур $t_{н.и} - t_{н.к}$, когда $t_г = \tau_{01}$, $\beta = 1$ и весь расход воды на горячее водоснабжение отбирается только из подающей линии тепловой сети. В этом диапазоне эквивалент расхода воды в подающей линии тепловой сети

$$W_1 = W_o + W_г = \frac{Q^p_o}{\tau'''_1 - \tau_{02}} + \frac{Q^б_г}{\tau'''_1 - t_х} \quad (4.85а)$$

или

$$\overline{W}_1 = \frac{W_o}{W'_o} + \frac{W_г}{W'_o} = \delta\tau'_o \left[\frac{\overline{Q}^p_o}{\tau'''_1 - \tau_{02}} + \frac{\rho^б_г}{\tau'''_1 - t_х} \right]. \quad (4.85б)$$

В правой части (4.85а) первое слагаемое — эквивалент расхода сетевой воды на отопление, второе — на горячее водоснабжение.

Расход воды в обратной линии сети равен расходу в подающей линии минус расход на горячее водоснабжение:

$$W_2 = W_1 - W^б_г.$$

В диапазоне наружных температур $t_{н.о} - t_{н.и}$

$$W_2 = W'_o - W^б_г$$

или

$$\frac{W_2}{W'_o} = \overline{W}_2 = 1 - \frac{\rho^б_г \delta\tau'_o}{t_г - t_х}. \quad (4.86)$$

При наружных температурах $t_{н.о} - t_{н.г}$ обратная вода после отопительной установки, отбираемая на горячее водоснабжение, имеет температуру $\tau_{02} > t_г$, причем температура τ_{02} возрастает при снижении $t_н$. Поэтому в этом диапазоне снижается эквивалент расхода воды на горячее водоснабжение и возрастает $\overline{W}_2$.

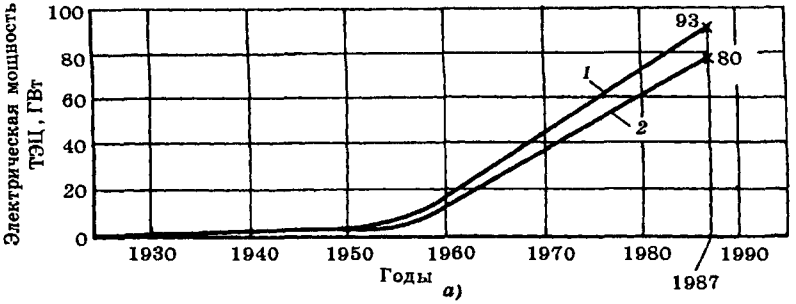
В диапазоне наружных температур $t_{и.и} - t_{н.к}$ эквивалент расхода воды в обратной линии равен расходу на отопление, поскольку вода на горячее водоснабжение отбирается только из подающей линии тепловой сети:

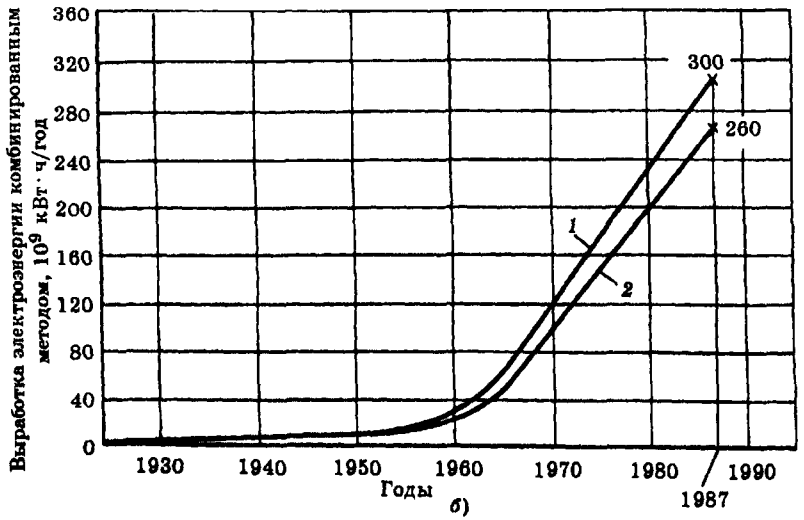
$$\overline{W}_2 = \frac{\overline{Q}^p_o \delta\tau'_o}{\tau'''_1 - \tau_{02}}. \quad (4.87)$$

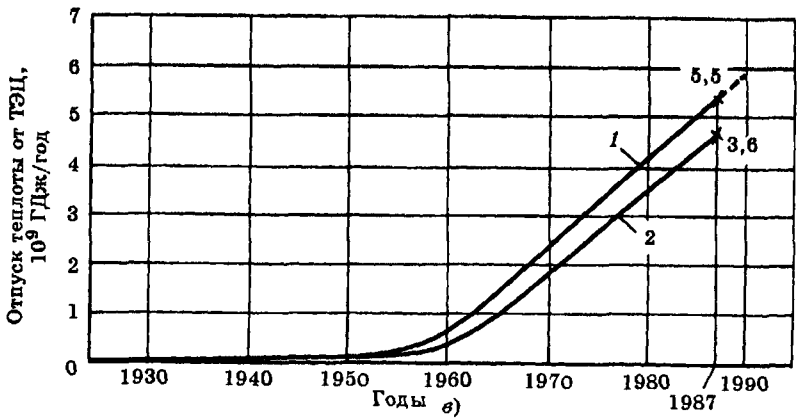
Метод расчета центрального качественного регулирования открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения при установке в узлах смешения только струйных насосов (элеваторов) и работе отопительных установок при сниженном расходе воды приведен в [101].

На рис. 4.25 приведена схема открытой системы теплоснабжения при независимом присоединении отопительной установки

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/







Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

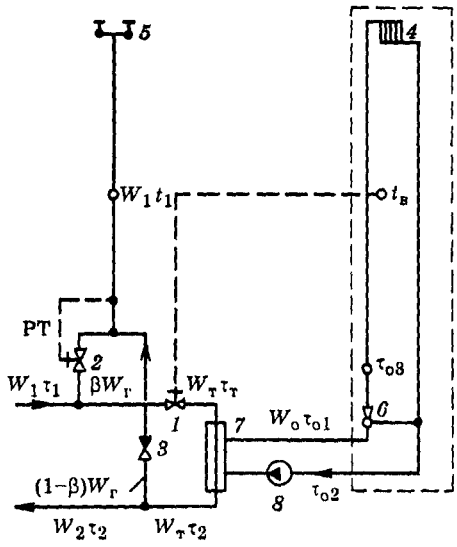


Рис. 4.25. Схема абонентского ввода открытой системы теплоснабжения при независимом присоединении отопительной установки

1 — регулятор отопления, *2* — регулятор горячего водоснабжения, *3* — обратный затвор, *4* — отопительный прибор, *5* — водоразборный кран, *6* — элеватор, *7* — подогреватель отопления, *8* — насос

и центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

При использовании этой системы эквивалент расхода воды во вторичном контуре (между отопительным подогревателем и отопительной установкой) является постоянным при всех температурах отопительного периода W_o = const. Значение W_o зависит от расчетного перепада температур $\delta\tau'_o$, принятого для вторичного контура. При заданной балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б$ эквиваленты расхода воды в подающей и обратной линиях первичной сети W_1 и W_2 связаны уравнением

$$W_1 = W_2 + W_г^б = \text{const},$$

причем

$$W_1 = Q'_o/\delta\tau', \qquad (4.88)$$

где $\delta\tau' = \tau'_1 - \tau'_2$;

$$W_г^б = Q_г^б/(t_г - t_х). \qquad (4.89)$$

Температура в подающей и обратной линиях первичного контура τ_1 и τ_2 при больших значениях относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_o$, когда $\tau_2 > t_г$, т.е. когда вода для горячего водоснабжения отбирается только из обратной линии тепловой сети ($\beta = 0$), определяется по (4.43), (4.44) для качественного регулирования отопительной нагрузки при независимой схеме присоединения отопительных установок.

При $\tau_2 < t_г$ расчет температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети первичного контура при заданной балансовой нагрузке горячего водоснабжения и различных относительных значениях отопительной нагрузки $\bar{Q}_г^р$ проводится следующим образом.

Определяют относительный расход греющей воды через отопительный подогреватель по следующему уравнению:

$$\bar{W}_т\left[\frac{W'_т}{W_г^б} + \frac{t_г - \tau_{o2}}{\delta\tau'}\frac{1}{\bar{Q}_г^р} - a\frac{\delta\tau'_o}{\delta\tau'}\right] -$$

$$- \frac{1}{\Phi_т}\sqrt{\bar{W}_т\frac{\delta\tau'_o}{\delta\tau'}} - \left[\frac{W'_т}{W_г^б} - 1 + b\right] = 0, \qquad (4.90)$$

где $\bar{W}_т = W_т/W'_т = W_т/W'_1$; τ_{o2} — температура обратной воды после отопительной установки при отопительной нагрузке $\bar{Q}_г^р$.

Параметр отопительного подогревателя $\Phi_т$ определяют по известным данным для его расчетного режима (Q'_o, $W'_т = W'_1$, τ'_1, τ'_2, W_o, τ'_{o1}, τ'_{o2}).

Для секционных водо-водяных подогревателей $a = 0{,}35$, $b = 0{,}65$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

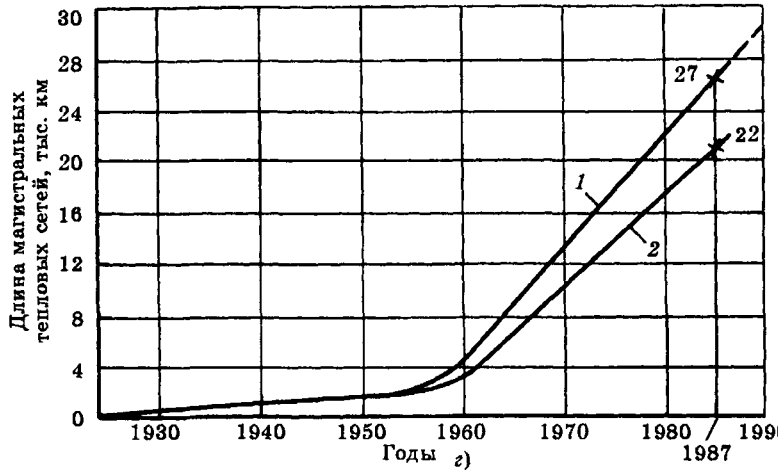


Рис. В.2. Развитие теплофикации бывшего СССР

а — электрическая мощность ТЭЦ; *б* — выработка электрической энергии комбинированным методом; *в* — отпуск теплоты от ТЭЦ; *г* — протяженность магистральных тепловых сетей; *1* — всего; *2* — станции общего пользования

Таблица В 2. **Распределение ТЭЦ РАО «ЕЭС России» по электрическим мощностям**

Показатель	Электрическая мощность ТЭЦ, МВт						Всего
	50—100	101—200	201—500	501—750	751—1000	Более 1000	
Количество ТЭЦ	3	11	79	19	3	8	123
Суммарная мощность ТЭЦ, МВт	267	1932	28647	11229	2505	10280	54860

ГРЭС (СУГРЭС) равна 1216 МВт, тепловая — 1548 Гкал/ч, или 1800 МВт.

Суммарная электрическая мощность всех теплофикационных турбин, установленных на ТЭС общего пользования РАО «ЕЭС России», равна $61{,}92 \cdot 10^6$ кВт, что составляет 47,1 % суммарной электрической мощности этих ТЭС.

Выработка электрической энергии теплофикационными турбинами за 1995 г. составила $276{,}9 \cdot 10^9$ кВт·ч, или 51,4 % суммарной выработки электроэнергии ТЭС общего пользования. При этом на базе теплового потребления, т.е. комбинированная выработка электрической и тепловой энергии, в 1995 г. составила $161{,}1 \cdot 10^9$ кВт·ч, или 58,2 % суммарной выработки электроэнергии теплофикационными турбинами. Это значит, что более 40 % электроэнергии было произведено теплофикационными турбинами в конденсационном режиме.

Средний удельный расход условного топлнва на выработку электроэнергии в России в 1995 г. составил, г/(кВт·ч):

По всем ТЭЦ.....276,5

По всем КЭС.....352,0

Здесь значение удельного расхода условного топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ приведено в соответствии с расчетом, основанном на физическом методе распределения энергетических затрат в теплофикационных установках [27].

Поэтому годовая экономия топлива в 1995 г. за счет более высокой экономичности ТЭЦ при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии в сравнении с раздельной выработкой электроэнергии (на КЭС) и теплоты (в котельных) может быть определена как произведение

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.5. Температура и относительный расход воды на отопление при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и зависимой схеме присоединения отопительных установок (открытая система)

$\bar{Q}_г^р$	$\rho_г^{ср\,н} = 0$			$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}15$			$\rho_г^{ср\,н} = 0.3$		
	τ_1	τ_2	$\bar{W}_о$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_о$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_о$
1	150	70	1,0	150	70	1,0	150	70	1,0
0,8	126	62	1,0	126	62	1,0	126	62	1,0
0,6	101,5	53,5	1,0	103	53,5	0,97	104,6	53,5	0,94
0,4	76	44	1,0	79,8	44	0,894	83,7	44	0,806
0,3	62,9	38,9	1,0	68	38,9	0,825	73	38,9	0,703
0,28	60,2	37,8	1,0	65,5	37,8	0,809	70,8	37,8	0,679
0,25	56,2	36,2	1,0	61,2	36,2	0,8	67,6	36,2	0,636
0,2	49,3	33,3	1,0	60	33,3	0,6	62,1	33,3	0,555

Таблица 4.6. Температура и относительный расход сетевой воды через отопительный водоподогреватель при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и независимой схеме присоединения отопительных установок (открытая система)

$\bar{Q}_г^р$	$\rho_г^{ср\,н} = 0$			$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}15$			$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}3$		
	τ_1	τ_2	$\bar{W}_т$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_т$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_т$
1,0	150	75	1,0	150	75	1,0	150	75	1,0
0,8	126,7	66,7	1,0	126,7	66,7	1,0	126,7	66,7	1,0
0,6	102,1	57,1	1,0	102,2	56,5	0,985	103	56,5	0,97
0,4	76,4	46,4	1,0	78,5	45,2	0,895	81,5	44,7	0,815
0,28	61	40,0	1,0	65,0	39,6	0,82	69,5	39,0	0,69
1,0	180	75	1,0	180	75	1,0	180	75	1,0
0,8	148,3	64,3	1,0	148,3	64,3	1,0	148,3	64,3	1,0
0,6	118,3	55,3	1,0	120	55,3	0,98	121	54,6	0,94
0,4	87,2	45,2	1,0	91,5	44,7	0,895	96,3	44	0,80
0,23	60	35,8	1,0	67,7	35,6	0,76	75,4	35,6	0,60

Находят температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети по (4.43) и (4.44).

В табл. 4.5 приведены значения τ_1, τ_2, $\bar{W}_о = f(\bar{Q}_г^р, \rho_г^{ср\,н})$ при открытой системе теплоснабжения и зависимой схеме присоединения.

При проведении расчета принято: $\tau'_{о1} = 150$ °С; $\tau'_{о2} = 70$ °С; $\varkappa_б = 1{,}1$.

В табл. 4.6 приведены те же величины, что и выше, но при независимой схеме присоединения. При проведении расчета принято: $\tau'_{о1} = 130$ °С; $\tau'_{о2} = 70$ °С; $\varkappa_б = 1{,}1$.

Качественно-количественное регулирование при свободном или постоянном располагаемом напоре на коллекторах ТЭЦ. Принципиальная схема абонентского ввода при рассматриваемом методе регулирования отпуска теплоты показана на рис. 4.26.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

разности удельных расходов топлива на выработку электроэнергии на КЭС и ТЭЦ и объема выработки электроэнергии на ТЭЦ: $\Delta B = (352 - 276{,}5) \cdot 276{,}9 \approx 22$ млн т.

В 1995 г. производство теплоты на ТЭС и в районных котельных общего пользования РАО «ЕЭС России» составило $2590 \cdot 10^6$ ГДж ($615{,}5 \cdot 10^6$ Гкал), из них $2355 \cdot 10^6$ ГДж ($562{,}1 \cdot 10^6$ Гкал), или 91 %, произведено на ТЭС, включая пиковые котлы этих ТЭС; $197{,}6 \cdot 10^6$ ГДж ($47{,}2 \cdot 10^6$ Гкал), или 7,7 %, произведено в районных котельных общего пользования и $25{,}6 \cdot 10^6$ ГДж ($6{,}1 \cdot 10^6$ Гкал), или 0,9 %, в электрокотельных общего пользования, т.е. не являющихся собственностью потребителей теплоты.

Количество теплоты, отпущенной из отборов теплофикационных турбин ТЭС общего пользования России, равно $1907 \cdot 10^6$ ГДж ($455{,}1 \cdot 10^6$ Гкал), что составляет 81 % количества теплоты, отпущенной всеми указанными выше ТЭС.

В качестве иллюстрации ниже приведены некоторые данные о теплофикации и централизованном теплоснабжении г. Москвы.

Теплоснабжение Москвы в 1989 г. осуществлялось от 14 ТЭЦ или их объединений суммарной электрической мощностью 82 ГВт и суммарной тепловой мощностью 31,8 ГДж/с (27 390 Гкал/ч), из них мощность отборов турбин 16,3 ГДж/с (14 025 Гкал/ч), и от 28 крупных районных котельных суммарной тепловой мощностью 9,15 ГДж/с (7870 Гкал/ч). Около 95 % московских ТЭЦ работают при давлении 13 МПа и выше.

Располагаемая тепловая мощность централизованных источников теплоты составляет 80 %, а тепловая мощность ТЭЦ — около 62 % тепловой нагрузки города.

Суммарная протяженность тепловых сетей от ТЭЦ и районных котельных до групповых и местных тепловых подстанций (пунктов) 3500 км.

В 1989 г. ТЭЦ Москвы отпустили 335 млн ГДж (80 млн Гкал) теплоты, из них 83,1 % из отборов турбин, и выработали 57,6 ТВт · ч (млрд кВт · ч) электрической энергии, из них 64,8 % комбинированным методом.

Средняя удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплоты из отборов турбин составила 130 кВт · ч/ГДж (550 кВт · ч/Гкал).

Средний удельный расход условного топлива (нетто) на теплоэлектростанциях Москвы за 1989 г.: на отпущенную электроэнергию 233,5 г/(кВт · ч), что соответствует КПД (нетто) 52,5 %, на отпуск теплоты 40,1 кг/ГДж (168,6 кг/Гкал), что соответствует КПД (нетто) 85 %.

Теплофикация и централизованное теплоснабжение применяются во многих странах, в том числе в Австрии, Болгарии, Венгрии, Германии, Дании, Исландии, Китае, Монголии, Польше, Румынии, США, Финляндии, Швеции, Чехии, Югославии и др.

Развитие теплофикации способствует решению многих важных народнохозяйственных и социальных проблем, таких как повышение тепловой и общей экономичности энергетического производства, обеспечение экономичного и качественного электро- и теплоснабжения жилищно-коммунальных и промышленных комплексов, снижение трудозатрат в тепловом хозяйстве, улучшение экологической обстановки в городах и промышленных районах.

Отечественная теплофикация базируется на районных ТЭЦ общего пользования и на промышленных ТЭЦ в составе предприятий, от которых теплота отпускается как промышленным предприятиям, так и расположенным поблизости городам и населенным пунктам. Для удовлетворения отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузок жилых и общественных зданий, а также промышленных предприятий используется главным образом горячая вода. Применение горячей воды в качестве теплоносителя позволяет использовать для теплоснабжения теплоту отработавшего пара низкого давления, что повышает эффективность теплофикации благодаря увеличению удельной выработки электрической энергии на базе теплового потребления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

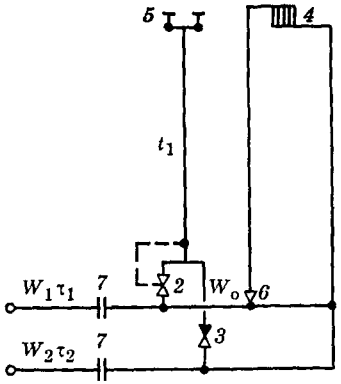


Рис. 4.26. Схема абонентского ввода в открытой системе теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

7 — постоянное гидравлическое сопротивление, остальные обозначения те же, что и на рис 4 23

Для получения одинакового закона изменения расхода воды у всех абонентов необходимо при начальной регулировке сети, которая производится при выключенном горячем водоснабжении, установить одинаковые напоры в подающей и обратной линиях на всех абонентских вводах [23, 143]. Пьезометрический график тепловой сети при начальной регулировке показан на рис. 4.27. При этом должны быть соблюдены следующие условия на всех абонентских вводах: $H_п$ = idem; $H_{об}$ = idem; $H_а$ = idem.

Все избытки напора при начальной регулировке должны гаситься постоянными сопротивлениями 7, установленными на вводе перед узлом водоразбора (см. рис. 4.26).

При данном методе регулирования расход воды в тепловой сети зависит от относительной нагрузки горячего водоснабжения и характера распределения этой нагрузки между подающей и обратной линиями тепловой сети.

Основной расчет центрального регулирования, т.е. расчет графика температур воды в подающей и обратной линиях тепловой сети ведется по типовому абоненту района и по средненедельной нагрузке горяче-

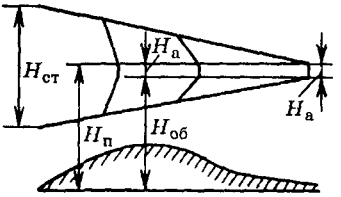


Рис. 4.27. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения при начальной регулировке

го водоснабжения. Как показывают проведенные исследования, при этом, как правило, обеспечивается суточный баланс теплоты на отопление.

Основным расчетным уравнением для рассматриваемого метода центрального регулирования является уравнение гидравлики, связывающее потери давления в системе теплоснабжения с располагаемым перепадом давлений на коллекторах станции.

Для двух режимов работы тепловой сети, из которых при одном имеется водоразбор на горячее водоснабжение, а при другом водоразбор полностью отсутствует, можно написать следующие уравнения гидравлики:

$$s_п(V_o + \beta V_г)^2 + s_э V_o^2 + \\ + s_o[V_o - (1-\beta)V_г]^2 = H_{ст}; \quad (4.91а)$$

$$(s_п + s_э + s_o)(V'_o)^2 = H'_{ст}, \quad (4.91б)$$

где V_o и $V_г$ — расходы сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение при наличии водоразбора, м^3/с или м^3/ч; V'_o — расход сетевой воды на отопление при отсутствии водоразбора, м^3/с или м^3/ч; $H_{ст}$, $H'_{ст}$ — располагаемый напор на коллекторах станции при двух рассматриваемых режимах работы сети, м; $s_п$, $s_э$, s_o — сопротивления подающей линии тепловой сети, элеваторного узла и обратной линии тепловой сети, м · с^2/м^6 или м · ч^2/м^6; β — доля отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии тепловой сети.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Тепловая экономичность ТЭЦ улучшается при повышении начальных параметров пара, снижении давления пара в отборах турбин, применении многоступенчатого подогрева сетевой воды, увеличении числа часов использования тепловой мощности отборов, ограничении доли конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ.

Улучшению экономических показателей способствуют укрупнение ТЭЦ, увеличение единичной мощности котельных и турбинных агрегатов, блочная компоновка оборудования, а также применение дешевых водогрейных котлов и паровых котлов низкого давления для покрытия кратковременных пиков сезонной и технологической тепловой нагрузки и резервирования теплоснабжения. Использование в системах централизованного теплоснабжения водогрейных и паровых котлов большой мощности на первых этапах развития теплофикационных систем дает в ряде случаев выигрыш в капиталовложениях, позволяя с минимальными затратами на сооружение источников теплоты централизовать теплоснабжение до ввода в действие мощной ТЭЦ [37]. После ввода в действие ТЭЦ указанные выше котлы используются для покрытия пиковой части тепловой нагрузки и резервирования теплоснабжения.

Повышению эффективности теплофикационных систем способствует внедрение прогрессивных проектов ТЭЦ повышенной заводской готовности, предусматривающих осуществление строительства за счет набора строительно-технологических секций с различными типами турбин и однотипными котлами, что позволяет на 5—10 % уменьшить затраты на сооружение ТЭЦ и сократить сроки их строительства.

Отечественное энергомашиностроение является пионером создания мощного высокоэкономичного теплофикационного турбооборудования. Значительное повышение тепловой экономичности ТЭЦ может быть получено за счет улучшения структуры теплофикационных турбоустановок по начальным параметрам, посредством более широкого использования при сооружении и расширении мощных ТЭЦ теплофикационных турбин на сверхкритические начальные параметры.

В условиях ограниченного завоза органического топлива в европейскую часть нашей страны в качестве дополнительного пути развития теплофикации целесообразно использовать КЭС, расположенные вблизи крупных городов, путем реконструкции конденсационных блоков 160, 200, 300 МВт в теплофикационные с заменой всех изношенных узлов. Такая реконструкция позволяет продлить время активной эксплуатации этих КЭС и существенно (на 10—30 %) повысить их тепловую экономичность.

Наряду с этим создаются благоприятные условия для вывода из эксплуатации неэффективных котлов устаревших конструкций в местных котельных и для перевода теплоснабжения районов, подключаемых к реконструируемой КЭС, с газомазутного топлива (на котором зачастую работают местные котельные) на менее дефицитные и (или) более дешевые виды топлива, на которых работают эти КЭС.

В районах, располагающих газом в качестве базового топлива, перспективно применение парогазовых теплофикационных установок с высокотемпературными газовыми турбинами. Такие установки позволяют получить низкие удельные расходы топлива при невысоких удельных начальных затратах.

Важным звеном теплофикационной системы являются тепловые сети, по которым теплота транспортируется от источников теплоснабжения до тепловых потребителей.

В связи с повышением требований к качеству планировки и чистоте воздушного бассейна городов многие мощные ТЭЦ размещаются на значительном расстоянии от районов теплового потребления, часто

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Из совместного решения (4.91а) и (4.91б) получаем

$$\bar{V}_0 = \bar{W}_0 = \frac{\alpha}{\sqrt{\bar{s}_п\left(1+\beta\frac{V_г}{V_0}\right)^2+\bar{s}_э+\bar{s}_0\left[1-(1-\beta)\frac{V_г}{V_0}\right]^2}}, \quad (4.92)$$

где $\bar{V}_0 = \bar{W}_0 = V_0/V'_0 = W_0/W'_0$ — отношение расхода воды или эквивалента расхода воды на отопление при любом режиме к расходу или эквиваленту расхода воды при отсутствии водоразбора; $\alpha^2 = H_{ст}/H'_{ст}$ — отношение располагаемого напора на коллекторах станции при любом режиме к располагаемому напору при отсутствии водоразбора (при поддержании на станции постоянного напора $\alpha^2 = 1$); $\bar{s}_п$, $\bar{s}_э$, $\bar{s}_0$ — относительные сопротивления подающей линии, элеваторного узла, обратной линии, $\bar{s}_п = s_п/s$; $\bar{s}_э = s_э/s$; $\bar{s}_0 = s_0/s$; $s_п + s_э + s_0 = s$.

Температура воды в подающей и обратной линиях тепловой сети определяется по (4.33) и (4.34), в которых в данном случае $\tau_{01} = \tau_1$ и $\tau_{02} = \tau_2$.

Из совместного решения (4.33), (4.34), (4.58) выводится зависимость доли водоразбора из подающей линии сети от расхода воды на отопление и отопительной нагрузки:

$$\beta = \frac{\bar{W}_0}{\delta\tau'_0}\left(\frac{t_г - t_{в.р}}{\bar{Q}_0} - \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0^{0,2}}\right) + \frac{0,5}{1+u}, \quad (4.93)$$

а из совместного решения (4.92) и (4.93) — зависимость для расчета относительного эквивалента расхода воды на отопление

$$\bar{W}_0 = \frac{-n+\sqrt{n^2-4mp}}{2m}, \quad (4.94а)$$

где

$$\left.\begin{aligned} m &= (\bar{s}_п + \bar{s}_0)c^2 + \bar{s}_э; \\ n &= 2\left(\frac{0,5}{1+u}\bar{s}_п - \frac{0,5+u}{1+u}\bar{s}_0\right)cd; \\ p &= \left[\left(\frac{0,5}{1+u}\right)^2\bar{s}_п + \left(\frac{0,5+u}{1+u}\right)^2\bar{s}_э\right]d^2 - \alpha^2; \\ c &= 1 + \rho_г\frac{t_г - t_{в.р}}{t_г - t_х}\frac{1}{\bar{Q}_0^p} - \frac{\Delta t'_0}{t_г - t_х}\frac{\rho_г}{(\bar{Q}_0^p)^{0,2}}; \\ d &= \rho_г\frac{\delta\tau'_0}{t_г - t_х};\ \rho_г = \frac{Q_г}{Q'_0}. \end{aligned}\right\} \quad (4.94б)$$

Если принять $\rho_г = \rho_г^{ср.н} = Q_г^{ср.н}/Q'_0$, то по уравнениям (4.94) можно определить относительный эквивалент расхода воды на отопление при средненедельной нагрузке горячего водоснабжения при любой отопительной нагрузке $\bar{Q}_0^p$.

При $\rho_г = 0$; $d = 0$; $c = 1$; $p = -\alpha^2$; $n = 0$; $m = 1$

$$\bar{W}_0 = \frac{\sqrt{4\alpha^2}}{2} = \alpha.$$

На основе найденных значений $\bar{W}_0$ по (4.33) и (4.34) определяют температуру воды в подающей и обратной линиях тепловой сети.

Если найденное по (4.34) значение τ_2 удовлетворяет условию $\tau_2 < t_г$, то полученный результат не нуждается в уточнении. В том случае, когда найденное по (4.34) значение $\tau_2 > t_г$, следует провести корректировку $t_г$ путем подстановки в (4.94) значения $\tau_2 > t_г$, так как физически $t_г$ не может быть меньше τ_2. В этом случае задача решается методом последовательных приближений: уточняют значение $\bar{W}_0$ по (4.94) и вновь находят значения τ_1 и τ_2 по (4.33) и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

за пределами городской черты. Рост единичных мощностей источников теплоснабжения и радиусов передачи теплоты вызывает необходимость существенного повышения надежности и экономичности систем теплоснабжения.

Актуальная задача — совершенствование систем транспорта и распределения теплоты крупных городов в направлении:

а) расширения диапазона безопасных гидравлических режимов;

б) полноценного использования блокировочных связей между смежными тепломагистралями или смежными ТЭЦ;

в) снижения потерь сетевой воды при авариях иа магистральных теплопроводах;

г) обеспечения автономной, независимой от тепловой сети циркуляции воды в системах теплопотребления;

д) более широкого использования автоматического группового и местного регулирования в дополнение к центральному регулированию, внедрения систем дистанционного контроля и телеуправлеиия.

Начальные затраты на сооружение теплофикационных систем, а также эксплуатационные расходы на транспорт и распределение теплоты непосредственно зависят от удельного расхода сетевой воды на единицу тепловой нагрузки системы.

Известны следующие основные пути снижения удельного расхода сетевой воды:

а) повышение расчетной температуры в подающих трубопроводах до экономически оправданного уровня;

б) снижение температуры сетевой воды в обратных трубопроводах, т.е. более глубокое использование энтальпии теплоносителя в теплоиспользующих установках у потребителей за счет:

повсеместного внедрения местного автоматического регулирования всех видов тепловых нагрузок последовательного включения теплопотребляющих установок, которые могут использовать теплоноситель различного потенциала (например, отопление и горячее водоснабжение), экономически опра данного увеличения поверхностей иагре теплоиспользующих установок у потребит лей и других мероприятий, включая орган зационно-экономические (например, введ ние стимулирующих тарифов);

в) применение в открытых системах т плоснабжения при благоприятных усл виях однотрубной (однонаправленной) сх мы транспорта теплоты.

Важное народнохозяйственное значени имеет повышение технического уровня те ловых сетей. Все элементы тепловой сет должиы быть равнопрочны и обеспечиват качественную работу системы теплоснаб жения 25—30 лет.

Основной путь повышения надежност и долговечности тепловых сетей — защит от коррозии стальных труб, которые явля ются главным элементом теплопроводов транспортирующих теплоту от источнико до потребителей.

Опыт эксплуатации тепловых сете в России показывает, что наибольшей коррозии подвержена, как правило, наружная поверхность стальных труб (не менее 70 % всех повреждений связаны с коррозией труб). Поэтому важнейшая проблема, которая должна решаться при сооружении тепловых сетей, — проблема защиты стальных труб от воздействия на иих агрессивных сред.

Для защиты стальных труб от анутренней коррозии должен обязательно соблюдаться водно-химический режим работы теплопроводов в соответствии с «Правилами технической эксплуатации тепловых электрических станций и сетей» (ПТЭ).

Защита наружных поверхностей стальных труб — более сложная задача, которая должна решаться с использованием множества технологических приемов:

проведения мероприятий, исключающих доступ воды к наружной поверхности стальных труб;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.7*. Температура и относительный расход воды в тепловой сети и отопительной системе при постоянном располагаемом напоре на коллекторах станции и центральном регулировании совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения

$\bar{Q}_o^p$	$\rho_г^{ср\,н}=0$			$\rho_г^{ср\,н}=0{,}15$					$\rho_г^{ср\,н}=0{,}3$				
	$\tau_1=\tau_{o1}$	$\tau_2=\tau_{o2}$	$\bar{W}_o$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_o$	$\bar{W}_1$	$\bar{W}_2$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_o$	$\bar{W}_1$	$\bar{W}_2$
1,0	150	70	1,0	145,5	70,7	1,07	1,07	0,89	141	70,5	1,13	1,13	0,76
0,8	126	62	1,0	121,8	62,6	1,08	1,08	0,87	119	63,6	1,15	1,15	0,74
0,6	101,5	53,5	1,0	99	53,8	1,06	1,09	0,87	97,5	54,3	1,11	1,17	0,73
0,4	76	44	1,0	76,3	44,0	0,99	1,10	0,88	76,6	43,9	0,98	1,19	0,75
0,3	62,8	38,8	1,0	64,2	38,6	0,936	1,105	0,885	66	38,5	0,87	1,21	0,77
0,25	56,2	36,2	1,0	58,2	35,8	0,89	1,11	0,89	60,5	35,5	0,80	1,23	0,79

* Таблица рассчитана И В Дмитриевым

(4.34). Расчет считается законченным, когда полученное значение τ_2 совпадает со значением $t_г$, принятым в (4.94) при расчете $\bar{W}_o$.

Эквивалент расхода воды в подающей линии сети при любой нагрузке горячего водоснабжения

$$W_1 = W_o + \beta W_г, \qquad (4.95а)$$

или в относительных величинах

$$\bar{W}_1 = \bar{W}_o + \beta\frac{W_г}{W'_o} = \bar{W}_o + \beta\rho_г\frac{\delta\tau'_o}{(t_г - t_х)}. \qquad (4.95б)$$

Относительный эквивалент расхода воды в обратной линии тепловой сети

$$\bar{W}_2 = \bar{W}_o - (1-\beta)\rho_г\frac{\delta\tau'_o}{t_г - t_х}. \qquad (4.96)$$

Метод проверки суточного баланса расхода теплоты на отопление приведен в [101].

В табл. 4.7 и на рис. 4.28 приведены графики температур и расхода воды при открытой системе теплоснабжения и постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ. При расчете принято: $\bar{s}_п = \bar{s}_o = 0{,}4$; $\bar{s}_э = 0{,}2$; $\tau'_{o1} = 150$ °С; $\tau'_{o2} = 70$ °С; $t_г = 60$ °С; $t_х = 5$ °С; $Q_г^{ср\,н} = \text{const}$.

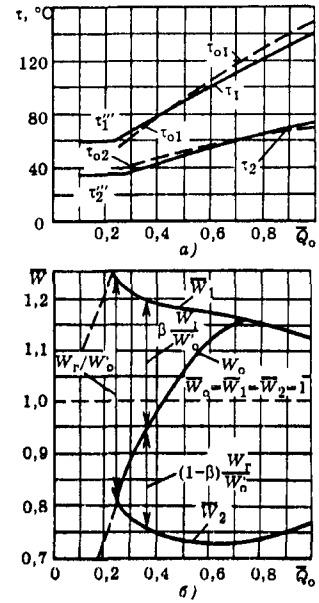


Рис. 4.28. Температурный график (*а*) и график (эквивалентов) расходов сетевой воды (*б*) открытой системы теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и постоянном располагаемом напоре на ТЭЦ

$$- \cdot - \cdot - \; Q_г = 0, \quad —— \; Q_г^{ср\,н}/Q'_o = 0{,}3$$

В некоторых случаях начальная регулировка (дросселирование) абонентских вводов производится не по «горизонтальной дорожке», показан-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нанесения антикоррозионных покрытий (стеклоэмалевых, алюминированных и др.);

осушения теплопроводов и их конструкций;

применения наземных способов укладки теплопроводов и т.п.

Надземные теплопроводы имеют более высокую надежность и долговечность, а также меньшую капиталоемкость по сравнению с подземными. Поэтому теплопроводы за городом и на окраинах, на промплощадках и в других местах, где это согласуется с архитектурными и планировочными требованиями, целесообразно сооружать надземными.

Значительный прогресс в повышении надежности тепловых сетей и снижении затрат при эксплуатации может быть достигнут при установке на теплопроводах сильфонных компенсаторов температурных деформаций вместо сальниковых компенсаторов, применяемых до сих пор.

Необходимо также повысить качество тепловой изоляции теплопроводов для снижения тепловых потерь.

В последние годы находят широкое применение конструкции теплопроводов индустриального изготовления с тепловой изоляцией из пенополиуретана, имеющего теплопроводность $\lambda = 0{,}03—0{,}05$ Вт/(м · К), что примерно втрое меньше, чем у широко использовавшихся теплоизоляционных конструкций из минеральной ваты или армопенобетона. Снаружи пенополиуретановая изоляция дополнительно защищена от увлажнения полиэтиленовой оболочкой. Такая конструкция не только сокращает тепловые потери, но и защищает стальной трубопровод от наружной коррозии.

Указанные теплопроводы укладываются в грунт бесканально [52]. Следует отметить, что радикально проблема надежности и долговечности теплопроводов может быть решена только за счет комплексного подхода, когда все без исключения элементы тепловой сети (прямолинейные участки, углы поворота, тройники и крестовины, запорная и регулирующая арматура, компенсаторы) изолируются пенополиуретаном и полиэтиленом на заводах, а на трассе строительства выполняется минимум строительно-монтажных работ.

Важными задачами являются разработка методов и приборов неразрушающего контроля и диагностики состояния подземных теплопроводов, установления мест утечки теплоносителя без вскрытия конструкций тепловых сетей и организация производства телемеханических систем информации и управления тепловыми сетями.

В нашей стране, как и за рубежом, основной прогресс в сооружении теплопроводов, создающий возможность существенного снижения начальной стоимости, трудовых затрат и сроков строительства при одновременном повышении надежности и долговечности, идет по пути индустриализации, т.е. изготовления блоков теплопроводов в заводских условиях.

В настоящее время назрела также необходимость централизовать капитальный ремонт магистральных и распределительных тепловых сетей, организовать заводское производство запасных частей.

Централизованное теплоснабжение должно стимулировать усовершенствование схем и оборудования систем теплоснабжения промышленных предприятий в направлении рационального сочетания технологических и энергетических процессов и оптимизации энергозатрат.

Необходимо проведение на практике активной энергосберегающей политики в промышленности, жилищно-коммунальном секторе и сельском хозяйстве. Задача заключается в сбережении расходуемых энергоресурсов на всем пути от источников теплоты, где происходит преобразование первичных энергоресурсов в другие виды энергии, и далее в системе транспорта этой энергии, распределении ее по потребителям и при использовании. КПД всех энергетиче-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

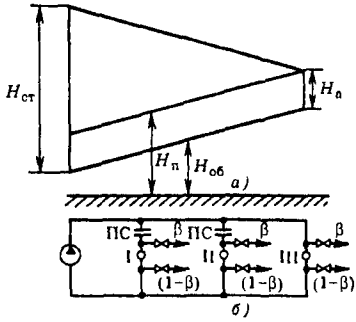


Рис. 4.29. Пьезометрический график (*а*) и принципиальная схема сети (*б*) при начальной регулировке по «наклонной дорожке»

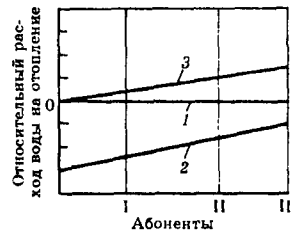


Рис. 4.30. Характер изменения вдоль сети относительного расхода воды на отопление

1 — водоразбор отсутствует, *2* — водоразбор только из подающей линии (β = 1), *3* — водоразбор только из обратной линии (β = 0)

ной на рис. 4.27, а по «наклонной», показанной на рис. 4.29, *а*. В этом случае все избытки напора при начальной регулировке гасятся постоянными сопротивлениями (дроссельными шайбами), устанавливаемыми только на подающих линиях вводов, перед узлами водоразбора (рис. 4.29, *б*). При такой начальной регулировке соблюдается только условие $H_а$ = idem. Что же касается полных напоров в подающей и обратной линиях в узлах водоразбора ($H_п = H_{об}$), то они различны вдоль сети. Они имеют минимальные значения у абонентов, ближайших к станции, и максимальные у концевых абонентов. При таком методе диафрагмирования полное значение включаемого постоянного сопротивления $s_{п\,с}$ на абонентском вводе такое же, как и при диафрагмировании по «горизонтальной дорожке». Однако в данном случае все сопротивление включается на подающей линии ввода, в то время как при «горизонтальной дорожке» половина сопротивления включается в подающем трубопроводе и половина — в обратном.

Поскольку при водоразборе расход воды в подающем трубопроводе больше, чем в обратном, то при диафрагмировании по «наклонной дорожке» потеря давления в диафрагме больше, чем при дифрагмировании по «горизонтальной дорожке». Так как включаемое сопротивление тем больше, чем ближе абонент к станции, то при водоразборе возрастает потеря давления у ближайших к станции абонентов, что создает более благоприятные условия для концевых абонентов. При этом получается разрегулировка вдоль сети, так как относительное изменение расходов воды на отопление различно, однако у концевых абонентов при водоразборе расход воды на отопление больше, чем у абонентов, ближайших к станции. Как видно из рис 4 30, при водоразборе из подающей линии, так же как и при водоразборе из обратной линии, расход воды на отопление у концевых абонентов такой же как у абонентов, присоединенных к начальным участкам сети. Такой метод начальной регулировки представляет интерес для систем теплоснабжения с недостаточными располагаемыми напорами на концевых участках.

4.6. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Из всех опубликованных в литературе описаний систем централизованного однотрубного теплоснабжения наиболее перспективной для дальнего транспорта теплоты является предложенная проф. В.Б. Пакшвером система с однотрубной транзитной магистралью и двухтрубной распределительной сетью, приведенная на рис. 3.12 [76].

Ниже рассмотрена методика расчета центрального регулирования такой системы теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Такой метод регулирования является для рассматриваемой системы теплоснабжения единственно возможным.

На рис. 3.11 показана принципиальная схема однотрубной системы теплоснабжения. Эквивалент расхода воды в транзитной однотрубной магистрали дальнего действия целесообразно выбрать из условия удовле-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ских и технологических установок должен быть повышен до экономически обоснованного уровня.

Для выравнивания годового графика тепловой нагрузки ТЭЦ представляет интерес использование в летний период отработавшей теплоты для выработки холода в эжекционных и абсорбционных холодильных установках для кондиционирования воздуха в промышленных и общественных зданиях.

Необходимо усовершенствовать также теплопотребляющие, в первую очередь отопительные, установки жилых и общественных зданий в направлении повышения механической прочности отопительных приборов, снижения их удельной емкости (на единицу расчетного расхода теплоты), повышения эффективности теплопередачи.

Важнейшей проблемой, требующей решения, является автоматизация теплопотребляющих приборов и установок в целом, так как оптимальные режимы подачи теплоты в отдельные помещения даже одного и того же здания могут существенно различаться. Это означает, что невозможно за счет центрального, группового и даже местного (на одно здание) регулирования добиться оптимальных режимов подачи и потребления теплоты в системах централизованного теплоснабжения.

В современных условиях перехода нашей страны от директивной экономики к рыночной приобретают важное значение вопросы ценообразования на отпускаемую энергию.

Успешному развитию отечественных теплофикационных систем способствуют исследования, тесно связанные с практикой. В этих исследованиях наряду с научными работниками активно участвует инженерно-технический персонал, проектирующий, сооружающий и эксплуатирующий теплофикационные установки. Энергетиками страны создана наука, позволяющая правильно решать все основные технические и технико-экономические вопросы теплофикации и централизованного теплоснабжения (ЦТ) разрабатывать пути их дальнейшего развития.

В настоящей книге изложены основы расчета систем теплоснабжения и теплофикации, оборудования теплофикационных установок ТЭЦ, тепловых сетей, тепловых подстанций и абонентских вводов. Освоение этого материала необходимо для грамотного проектирования и организации рациональной эксплуатации современных теплофикационных установок и систем.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ

1.1. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Энергетическая эффективность теплофикации оценивается по экономии топлива ΔB, получаемой при удовлетворении от ТЭЦ заданного энергопотребления (электрической и тепловой энергии) определенного круга потребителей или района в целом, по сравнению с расходом топлива при раздельном методе удовлетворения этих же нагрузок, т.е. при выработке электрической энергии на конденсационных электрических станциях (КЭС) и теплоты в котельных:

$$\Delta B = B_р - B_т, \qquad (1.1)$$

где $B_р$ — расход топлива при раздельной выработке электрической энергии и теплоты; $B_т$ — то же при теплофикации.

Другой возможный метод оценки эффективности теплофикации с помощью так называемого *коэффициента использования теплоты топлива* $\eta_и$ не является представительным и объективным, так как не всегда большее значение коэффициента $\eta_и$ соответствует большей экономии топлива, т.е. большему энергетическому эффекту.

Коэффициент использования теплоты топлива представляет собой отношение тепловых эквивалентов отпущенных от ТЭЦ теплоты и электрической энергии к тепловому эквиваленту сожженного топлива:

$$\eta_и = (Q + Э)/(BQ^р_н), \qquad (1.2а)$$

где Q — количество отпущенной теплоты; $Э$ — количество отпущенной электроэнергии; B — расход топлива; $Q^р_н$ — низшая удельная теплота сгорания топлива.

В (1.2а) электрическая энергия оценивается по тепловому эквиваленту и суммируется с теплотой. Однако электрическая и тепловая энергия не являются равноценными видами энергии, поэтому их сравнение по тепловому эквиваленту не считается экономически объективным, хотя и не противоречит первому закону термодинамики [3, 27, 104].

Электрическая энергия — наиболее совершенный вид энергии, но зато и выработка ее на ТЭС связана со значительно большими топливными затратами, чем выработка теплоты.

Как известно из второго закона термодинамики, невозможно всю теплоту, подведенную к рабочему телу в теплосиловом цикле, превратить в работу. При превращении теплоты в работу необходимо часть подведенной теплоты отвести в холодный источник.

При выработке электрической энергии на современных КЭС в холодный источник, т.е. в окружающую среду, отводится около 60 % теплоты, подводимой в цикле. Этим в основном определяется низкий КПД выработки электрической энергии, составляющий 36—40 %.

Что же касается КПД установок по производству теплоты, то даже в местных котельных с котлами устаревших конструк-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

творения средненедельного расхода воды на горячее водоснабжение.

Если положить в основу расчета не средненедельный, а другой расход воды, например средний расход за сутки максимального водопотребления, то в этом случае расход и температура воды в транзитной магистрали должны изменяться не только в зависимости от температуры наружного воздуха, но и по дням недели.

Расчетный эквивалент расхода воды в транзитной магистрали определяют по формуле

$$W'_{д} = Q_{г}^{ср\,н} / (t_{г} - t_{х}). \qquad (4.97)$$

Этот эквивалент расхода воды в транзитной магистрали поддерживается постоянным при всех режимах, когда температура воды в обратной линии городской тепловой сети $\tau_2 \le t_{г} = 60$ °С.

Температура воды, отбираемой из городской тепловой сети для горячего водоснабжения, $t_{г}$, не может быть ниже температуры воды в обратной линии городской тепловой сети τ_2. Поэтому в период низких наружных температур, когда $\tau_2 > 60$ °С, $t_{г} = \tau_2$, а эквивалент расхода воды $W_{д}$ в транзитной линии уменьшается по мере повышения температуры воды в обратной линии тепловой сети (рис. 4.31).

Минимальный эквивалент расхода воды в транзитной магистрали имеет место при $t_{н} = t_{н\,о}$ и равен

$$W'_{д} = Q_{г}^{ср\,н} / (\tau'_2 - t_{х}). \qquad (4.98)$$

В рассматриваемой системе теплоснабжения часть тепловой мощности источников теплоты размещается обычно в пиковых котельных, расположенных непосредственно вблизи районов теплопотребления. Это делается с целью ограничить максимальную температуру воды в транзитной магистрали пределом $\tau'_{д} = 180$—190 °С, при котором для сооружения транзитной линии

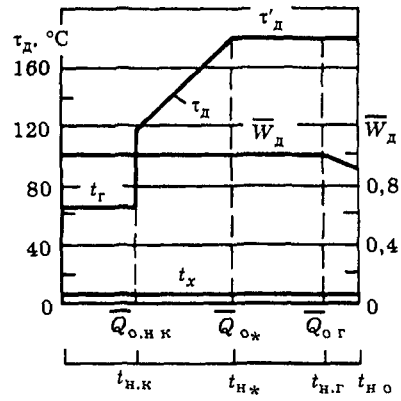


Рис. 4.31. График температур и относительного **(эквивалента) расхода воды в однотрубной магистрали дальнего теплоснабжения**

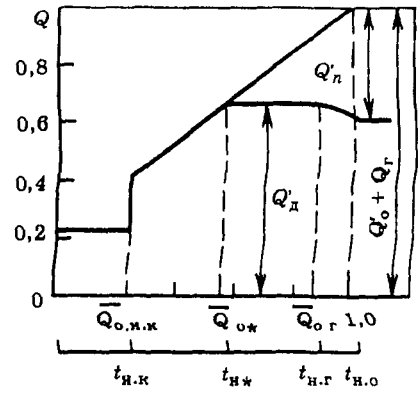


Рис. 4.32. Распределение тепловой нагрузки между дальней ТЭЦ и пиковой котельной района (ПКР)

может быть использован тот же сортамент стальных труб, что и для городских тепловых сетей. Для выполнения этого условия расчетная тепловая мощность источника дальнего теплоснабжения (загородная ТЭЦ) $Q'_{д}$ должна быть ограничена определенным пределом (рис. 4.32). Доля расчетной тепловой мощности дальнего источника теплоснабжения от суммарной расчетной тепловой нагрузки района должна быть не выше следующего значения:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\varphi_д = \frac{Q'_д}{Q'_о + Q_г} \le \frac{W'_д(\tau'_д - t_х)}{Q_г} \frac{\rho_г^{ср\,н}}{(1 + \rho_г^{ср\,н})} =$$

$$= \frac{(\tau'_д - t_х)}{(t_г - t_х)} \frac{\rho_г^{ср\,н}}{1 + \rho_г^{ср\,н}}, \qquad (4\,99)$$

где $Q'_д = \varphi_д(Q'_о + Q_г)$ — тепловая мощность источника дальнего теплоснабжения; $Q'_о$ — расчетный расход теплоты на отопление; $\tau'_д$ — максимальная температура воды в дальней транзитной магистрали (обычно 180—190 °С); $\rho_г^{ср\,н} = Q_г^{ср\,н} / Q'_о$ — отношение средненедельной нагрузки горячего водоснабжения к расчетной нагрузке отопления

При тепловой нагрузке района $Q \le Q'_д$ все теплоснабжение осуществляется от источника дальнего теплоснабжения При тепловой нагрузке района $Q > Q'_д$ в дополнение к источнику дальнего теплоснабжения включается в работу пиковая котельная района. Значение относительного расчетного расхода теплоты на отопление, при котором включается в работу ПКР, определяют по формуле

$$\bar{Q}_{о*} = \varphi_д - \rho_г^{ср\,н}(1 - \varphi_д). \quad (4.100)$$

Температура наружного воздуха, соответствующая включению в работу ПКР,

$$t_{н*} = t_{в\,р} - \bar{Q}_{о*}(t_{в\,р} - t_{п\,о}). \quad (4.101)$$

В диапазоне температур наружного воздуха от $t_{п\,к}$ до $t_{н*}$ температура воды в транзитной магистрали является функцией наружной температуры, ее определяют по формуле

$$\tau_д = t_г + (t_г - t_х)\bar{Q}_о^р / \rho_г^{ср\,н}. \quad (4.102)$$

Как видно из (4.102), в этом диапазоне температура воды в транзитной магистрали является линейной функцией относительной расчетной отопительной нагрузки.

При $\bar{Q}_о^р = 0$ $\tau_д = t_г$, при $\bar{Q}_о^р = Q_{о*}$ $\tau_д = \tau'_д$

В диапазоне более высоких значений относительного расхода теплоты на отопление от $\bar{Q}_о^р = \bar{Q}_{о*}$ до $\bar{Q}_о^р = 1$ температура воды в подающей линии транзитной магистрали сохраняется постоянной и равной максимальному значению $\tau'_д$. Тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения при любом режиме работы определяется по формуле

$$Q_д = W_д(\tau_д - t_х). \qquad (4.103)$$

В диапазоне от начала отопительного сезона до наружной температуры $t_{н*}$ тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения $Q_д$ изменяется по линейному закону и достигает расчетного значения $Q'_д = W'_д(\tau'_д - t_х)$ при $t_н = t_{н*}$

При более низких наружных температурах в диапазоне $t_{н*} - t_{н\,г}$ тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения остается постоянной $Q_д = Q'_д$. При дальнейшем снижении наружной температуры от $t_{н\,г}$ до $t_{н\,о}$ значение $Q_д$ уменьшается вследствие повышения температуры обратной воды в городской тепловой сети τ_2 выше $t_г$ и сокращения из-за этого эквивалента расхода воды в транзитной магистрали $W_д$.

При расчетной наружной температуре для отопления $t_{п\,о}$ тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения

$$Q_д = Q'_д \frac{t_г - t_х}{\tau'_2 - t_х} = Q_г^{ср\,н} \frac{\tau'_д - t_х}{\tau'_2 - t_х}. \quad (4.104)$$

Пиковая котельная района должна не только обеспечить подачу в район теплоснабжения соответствующей доли $(1 - \varphi_д)$ суммарной тепловой нагрузки района, но и компенсировать недодачу теплоты от источника дальнего теплоснабжения при расчетной наружной температуре $t_{н\,о}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ций при работе на твердом топливе он составляет 50—55 %, а в крупных современных районных котельных нв жидком топливе или газе 80—85 % и более.

Снижение при расчете доли выработки электрической энергии на ТЭЦ за счет увеличения выработки теплоты приводит к росту коэффициента использования теплоты сгорания топлива вследствие уменьшения расчетных потерь в турбогенераторной установке. Однако при этом народнохозяйственная эффективность теплофикации уменьшается, так как недовыработанную на ТЭЦ электрическую энергию приходится вырабатывать на КЭС при значительно более низком КПД.

Ничего по существу не изменяет оценка энергетической эффективности теплофикации по эксергетическому КПД ТЭЦ:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{wQ + Э}{E_{\text{топл}}}, \qquad (1.2б)$$

где w — коэффициент работоспособиости теплоты; $E_{\text{топл}}$ — эксергия сожженного топлива.

Превращение теплоты а работу в теплофикационных турбоустановках сопровождается диссипацией эксергии из-за внутренних потерь в турбине и электрогенераторе. Поэтому снижение выработки электроэнергии и соответствующее увеличение отвода теплоты приводит к повышению эксергетического КПД ТЭЦ.

Максимальиый $\eta_{\text{экс}}$ по формуле (1.2б) достигается тогда, когда ТЭЦ превращается в котельную и отпускает только теплоту. Причем $\eta_{\text{экс}}$ тем выше, чем выше параметры отпускаемой теплоты.

Поэтому использование в качестве критерия, по которому оценивается эффективность комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, только коэффициента использования теплоты топлива (1.2а) либо только эксергетического КПД (1.2б) будет неправильно ориентировать специалистов на минимальиую выработку электроэнергии и максимальный отпуск теплоты от ТЭЦ.

Выбор наиболее оптимальной (по расходу сжигаемого топлива) системы энергоснабжения должен осуществляться из условия минимизации топливных затрат в целом на ТЭЦ, обеспечивающей электро- и теплоснабжение данного района, в сравнении с раздельной схемой энергоснабжения этого района от КЭС и котельных при подаче потребителям равного количества электрической и тепловой энергии заданного качества.

О качестве тепловой энергии и других критериях оценки эффективности теплофикации будет сказано ниже.

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА ВЫРАБОТКУ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ НА ПАРОТУРБИННЫХ ТЭЦ

Расход топлива на выработку электрической энергии и теплоты на паротурбинных ТЭЦ может быть определен как сумма двух слагаемых:

$$B_{\text{т}} = B_{\text{т.э}} + B_{\text{т.т}}, \qquad (1.3)$$

где $B_{\text{т.э}}$, $B_{\text{т.т}}$ — расход топлива на выработку соответственно электрической энергии и теплоты.

Основными агрегатами большинства современных паротурбинных ТЭЦ являются теплофикационные турбины с отбором пара и с конденсаторами. Эти турбины могут развивать, как правило, полную электрическую мощность независимо от нагрузки теплофикационных отборов, однако они не всю электроэнергию вырабатывают комбинированным методом. Часть электрической энергии вырабатывается в этих турбинах с использованием потока пара, поступающего в конденсатор, т.е. конденсационным методом. Поэтому полное количество электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ, является в общем случае суммой двух слагаемых:

$$Э = Э_{\text{т}} + Э_{\text{т к}}, \qquad (1.4)$$

где $Э_{\text{т}}$ — комбинированная выработка; $Э_{\text{т к}}$ — кондеисационная выработка.

Количество электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ комбинированным методом, определяется по формуле

$$Э_{\text{т}} = \bar{э}_{\text{т}} Q_{\text{т}}, \qquad (1.5)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 4.8. Относительные нагрузки источника дальнего теплоснабжения и ПКР, температура и относительный расход воды в однотрубной транзитной тепловой сети

$\bar{Q}_o^p$	$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}15$				$\rho_г^{ср\,н} = 0{,}3$			
	$\bar{Q}_д$	$\bar{Q}_п$	$\tau_д$	$\bar{W}_д$	$\bar{Q}_д$	$\bar{Q}_п$	$\tau_д$	$\bar{W}_д$
1,0	0,35	0,65	180	0.91	0,62	0,38	180	0,91
0,8	0,38	0,445	180	1,0	0,675	0,015	180	1,0
0,6	0,38	0,275	180	1,0	0,675	0,015	180	1,0
0,4	0,38	0,10	180	1,0	0,54	0	145	1,0
0,3	0,38	0,01	180	1,0	0,46	0	125	1,0
0,25	0,35	0	165	1,0	0,42	0	115	1,0

Доля расчетной тепловой мощности ПКР от суммарной расчетной тепловой нагрузки района составляет

$$\varphi_п = \frac{Q'_п}{Q'_о + Q_г^{ср.н}} = 1 - \varphi_д \frac{t_г - t_х}{\tau'_2 - t_х}. \quad (4.105)$$

В однотрубной системе теплоснабжения суммарная тепловая мощность загородных и городских источников теплоты несколько превышает суммарную нагрузку района из-за уменьшения тепловой нагрузки источников дальнего теплоснабжения при расчетной наружной температуре $t_{н.о}$. По этой же причине

$$\varphi_д + \varphi_п = 1 + \varphi_д \frac{\tau'_2 - t_г}{\tau'_2 - t_х}. \quad (4.106)$$

Температуры τ_1 и τ_2 и эквивалент расхода сетевой воды W_1 в двухтрубной городской сети, питаемой от однотрубной транзитной сети, определяются структурой тепловой нагрузки, выбранным режимом регулирования и практически мало зависят от режима работы однотрубной транзитной магистрали.

При любом режиме работы системы эквивалент расхода воды, подаваемой сетевым насосом через ПКР в тепловую сеть (см. рис. 3.11),

$$W_п = W_1 - W_д. \quad (4.107)$$

Температуру воды, поступающей из ПКР в тепловую сеть, определяют по формуле

$$\tau_п = \frac{\tau_1 - \tau_д W_д / W_1}{1 - W_д / W_1}. \quad (4.108)$$

Тепловая нагрузка ПКР

$$Q_п = W_п(\tau_п - \tau_2). \quad (4.109)$$

В табл. 4.8 и на рис. 4.31, 4.32 приведены температуры, относительный расход воды в транзитной тепловой сети и распределение тепловой нагрузки района между источником дальнего теплоснабжения и ПКР:

$$\bar{Q}_д = Q_д/(Q'_о + Q_г^{ср.н}); \; \bar{Q}_п = Q_п/(Q'_о + Q_г^{ср.н});$$

$$\bar{W}_д = W_д / W'_д.$$

При расчете принято: $\tau'_д = 180$ °С; $t_г = 65$ °С; $t_х = 5$ °С. Регулирование городской тепловой сети — качественно-количественное по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

При $\rho_г^{ср.н} = 0{,}15$ $\varphi_д = 0{,}38$; при $\rho_г^{ср\,н} = 0{,}3$ $\varphi_д = 0{,}675$.

4.7. ВЫБОР МЕТОДА ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

Центральное регулирование отпуска теплоты должно ориентироваться на основную тепловую нагрузку района. При разнородной тепловой нагрузке наряду с цен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $\bar{э}_т$ — удельная комбинированная выработка электроэнергии, т.е. количество электроэнергии, произведенной на ТЭЦ в одном технологическом цикле с отпуском единицы теплоты внешним потребителям; $Q_т$ — отпуск отработавшей теплоты (из отборов или противодавления) внешним тепловым потребителям.

Тепловая экономичность ТЭЦ характеризуется двумя основными показателями: 1) удельной комбинированной выработкой электроэнергии $\bar{э}_т$; 2) удельным расходом топлива на выработку электрической энергии по конденсационному циклу $b^э_{т\,к}$.

Как будет показано ниже, оба эти показателя зависят в первую очередь от отношения температуры отвода теплоты из цикла к температуре подвода теплоты к циклу ($T_т/T_0$ и $T_{к.т}/T_0$). Чем ниже это отношение, тем выше тепловая экономичность ТЭЦ (см. (1.6), (1.7) и (1.21)].

Определение удельной комбинированной выработки существенно упрощается, если реальный теплосиловой цикл заменяется эксергетически равноценным циклом Карно, в котором работоспособность подведенной и отведенной теплоты такая же, как в реальном цикле.

Удельная комбинированная выработка электрической энергии, отнесенная к единице отработавшей теплоты, отведенной из идеального цикла Карно (рис. 1.1)

$$\bar{э}_т = \frac{(T_0 - T_т)\Delta s}{T_т \Delta s} = \frac{T_0}{T_т} - 1, \quad (1.6)$$

где T_0 — средняя температура подвода теплоты в цикл, К; $T_т$ — средняя температура отвода теплоты из цикла, К.

Формула (1.6) может быть положена в основу расчета удельной комбинированной выработки электрической энергии в реальных циклах. В этом случае под T_0 следует понимать среднюю температуру подвода теплоты, а под $T_т$ — среднюю температуру отвода теплоты реального цикла. Кроме того, необходимо учесть неизоэнтропность расширения пара в турбине, а также наличие электромеханических потерь в турбогенераторе.

С учетом указанных особенностей формула для расчета удельной комбинированной выработки электрической энергии на паротурбинных ТЭЦ принимает вид

$$\bar{э}_т = \frac{(T_0 - T_т)\,\eta_{oi}\eta_{эм}}{T_т + (1 - \eta_{oi})\,(T_0 - T_т)} = \frac{\left(1 - \frac{T_т}{T_0}\right)\eta_{oi}\eta_{эм}}{1 - \left(1 - \frac{T_т}{T_0}\right)\eta_{oi}}, \quad (1.7)$$

где η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины; $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД, т.е. произведение механического КПД турбины на КПД электрогенератора.

Значение $\bar{э}_т$ равно удельной комбинированной выработке на базе внешнего теплового потребления. Сюда входит также комбинированная выработка на базе внутреннего теплового потребления, т.е. на базе регенеративного подогрева конденсата

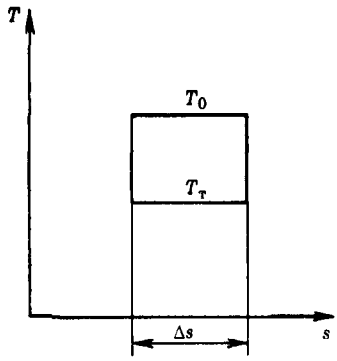


Рис. 1.1. Идеальный цикл Карно

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

от температуры возврата в схему ТЭЦ до температуры питательной воды.

Значение $\bar{э}_т$, приведенное в (1.7) в безразмерном виде, представляет собой отношение количества выработанной электроэнергии к количеству отработавшей теплоты, отведенной из цикла, выраженных в одних и тех же единицах, например Дж/Дж или кВт · ч/кВт · ч.

Для получения значения удельной комбинированной выработки $\bar{э}_т$, выраженной в единицах, обычно используемых на практике, необходимо значение $\bar{э}_т$, рассчитанное по (1.7), умножить на размерную единицу, т.е. на 278 кВт · ч/ГДж или на 1163 кВт · ч/Гкал.

Как видно из (1.7), удельная комбинированная выработка электрической энергии увеличивается при повышении средней температуры подвода теплоты в цикл T_0, снижении средней температуры отвода теплоты из цикла $T_т$, а также при снижении потерь при расширении пара в турбине и превращении механической энергии в электрическую, т.е. при увеличении КПД η_{oi} и $\eta_{эм}$.

Этим, в частности, объясняется эффективность повышения начальных параметров пара и многоступенчатого подогрева сетевой воды отработавшим паром.

При увеличении начальных параметров пара на ТЭЦ повышается средняя температура T_0 подвода теплоты в цикл. При многоступенчатом подогреве сетевой воды часть теплоты отводится из цикла при более низкой температуре, чем при одноступенчатом подогреве, в результате снижается средняя температура $T_т$ отвода теплоты из цикла.

На рис. 1.2 показана схема паротурбинной теплофикационной установки, а на рис. 1.3, *а* — процесс ее работы в *T, s*-диаграмме. Из условия одинаковой работоспособности подведенной теплоты в цикле Карно и в реальном цикле средняя температура подвода теплоты принимается равной разности удельных энтальпий рабочего тела на выходе из котла и входе в котел, деленной на разность удельных энтропий в этих же точках [114, 115]:

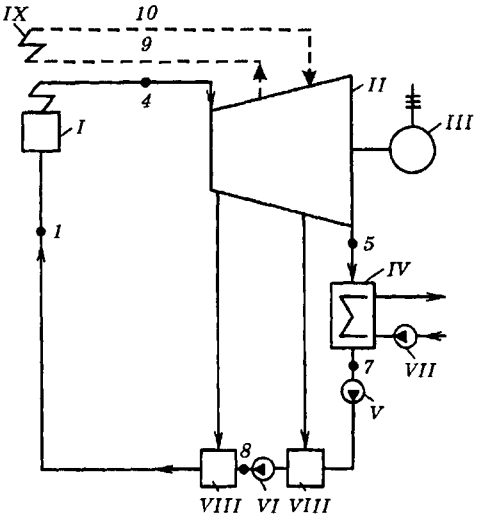


Рис. 1.2. Схема паротурбинной теплофикационной установки (с промперегревом)

I — котел; *II* — паровая турбина; *III* — электрогенератор; *IV* — теплофикационный подогреватель; *V* — конденсатный насос; *VI* — питательный насос; *VII* — сетевой насос; *VIII* — регенеративный подогреватель; *IX* — промперегреватель; *1—10* — характерные точки теплосилового цикла

$$T_0 = \frac{h_4 - h_1}{s_4 - s_1} = \frac{h_п - h_{п.в}}{s_п - s_{п.в}}, \quad (1.8)$$

Из условий одинаковой работоспособности отведенной теплоты из цикла Карно и из реального цикла средняя температура отвода теплоты из цикла $T_т$ принимается равной разности удельных энтальпий рабочего тела на выходе из турбины и его конденсата, деленной на разность удельных энтропий в этих же точках:

$$T_т = \frac{h_5 - h_7}{s_5 - s_7} = \frac{h_{п.о} - h_{к.т}}{s_{п.о} - s_{к.т}}, \quad (1.9)$$

В выражениях (1.8), (1.9): $h_п$, $h_{п.о}$, $h_{п\,в}$, $h_{к.т}$ — удельная энтальпия: пара на выходе из котла, отработавшего пара на выходе из

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тральным регулированием должно проводиться регулирование всех видов тепловой нагрузки: групповое или местное в узлах присоединения групп однотипных приборов и индивидуальное — на теплопотребляющих приборах.

Групповое или местное регулирование отопительной нагрузки может проводиться по различным импульсам: по усредненной температуре наружного воздуха за сравнительно длительный период времени (6—12 ч); по усредненной внутренней температуре представительных помещений; по внутренней температуре устройства, моделирующего тепловой режим зданий. Регулируемым параметром должен являться суммарный расход сетевой воды на здание или группу зданий или расход сетевой воды на отдельные виды тепловой нагрузки (отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и др.).

Система группового или местного автоматического регулирования не должна допускать увеличения суммарного расхода сетевой воды выше заданного расчетного значения.

При осуществлении в узлах присоединения абонентских установок количественного регулирования всех видов тепловой нагрузки наиболее целесообразным методом центрального регулирования совмещенной нагрузки является качественное регулирование. В этих условиях этот вид центрального регулирования целесообразно применять при любом отношении расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\rho_г^{ср\,н}$.

При таком решении обеспечивается максимальная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления и качественное и экономичное теплоснабжение абонентов при минимальном расходе воды в сети.

Условия работы системы теплоснабжения существенно изменяются, когда местное или групповое регулирование отопительной нагрузки совсем не производится или же в узлах присоединения устанавливаются регуляторы расхода, которые по принципу работы не контролируют температурный режим отапливаемых помещений. В этом случае выбор системы центрального регулирования отпуска теплоты зависит от структуры тепловой нагрузки района и гидравлической устойчивости тепловой сети.

В закрытых системах теплоснабжения при наличии в районе кроме отопления также нагрузки горячего водоснабжения применяется, как правило, центральное качественное регулирование. Если у большинства абонентов имеются оба вида нагрузки — отопление и горячее водоснабжение, то центральное регулирование целесообразно проводить по совмещенной нагрузке, в противном случае центральное регулирование целесообразно вести по отопительной нагрузке.

В открытых системах теплоснабжения, в сетях с повышенной гидравлической устойчивостью[1] (отношение располагаемого напора у концевого абонента сети к располагаемому напору на коллекторах станции около 0,4 и более) при наличии у большинства абонентов кроме отопления нагрузки горячего водоснабжения применяется качественно-количественное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

В сетях с низкой гидравлической устойчивостью целесообразно применять качественное регулирование.

4.8. РЕЖИМ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭЦ

При удовлетворении от ТЭЦ сезонной нагрузки (отопление, вентиляция), а также сезонной нагрузки и горячего водоснабжения тепловая нагрузка теплофикационных турбин и параметры пара в отборе должны

[1] Более подробно — см § 6.4

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

турбины, питательной воды на входе в котел, конденсата отрвботавшего пара, кДж/кг; $s_{п}$, $s_{п.о}$, $s_{п.в}$, $s_{к.т}$ — удельные энтропии: пара на выходе из котла, отработавшего пара на выходе из турбины, питательной воды на входе в котел, конденсата отработавшего пара, кДж/(кг · К).

На рис. 1.3,*б* показан процесс работы паротурбинной установки с промперегревом в *T*, *s*-диаграмме. В установках с промперегревом средняя температура подвода теплоты в цикл

$$T_0 = \frac{h_4 - h_1 + g(h_{10} - h_9)}{s_4 - s_1 + g(s_{10} - s_9)} = \frac{h_{п} - h_{п.в} + g(h_{п.п} - h_{п.д})}{s_{п} - s_{п.в} + g(s_{п.п} - s_{п.д})}, \quad (1.10)$$

где $h_{п}$, $h_{п.в}$, $h_{п.п}$, $h_{п.д}$ — удельные энтальпии: пара после основного перегревателя, питательной воды на входе в котел, пара после промперегревателя, пара до промперегревателя, кДж/К; $s_{п}$, $s_{п.в}$, $s_{п.п}$, $s_{п.д}$ — удельные энтропии: пара после основного перегревателя, питательной воды на входе в котел, пара после промперегревателя, пара до промперегревателя, кДж/(кг·К); g — отношение расхода пара через промперегреватель к его расходу через основной перегреватель.

Разность этих расходов равна обычно расходу пара на регенеративные подогреватели высокого давления [114, 115]. Для приближенных расчетов можно принимать $g = 1$. Средняя температура теплоносителя, отводимого из цикла паротурбинных установок с промперегревом, определяется по одной и той же формуле (1.9).

В табл. 1.1 приведены значения средней температуры теплоты, подводимой в цикл, для ряда характерных начальных параметров теплосиловых установок.

В условиях промышленного пароснабжения конденсат часто возвращается на ТЭЦ при температуре $t_{в.к}$, существенно более низкой по сравнению с температурой насыщения отработавшего пара, используемого для теплоснабжения.

Как правило, конденсат возвращается на ТЭЦ от потребителей при температуре $t_{в.к} < 100$ °С, хотя температура насыщения пара, поступающего в сеть, значительно выше 100 °С.

Для подогрева конденсата от температуры возврата $t_{в.к}$ до температуры насыщения отработавшего пара $t_{к.т}$ используется отработавшая теплота более низкого потенциала, отчего несколько увеличивается удельная комбинированная выработка электрической энергии.

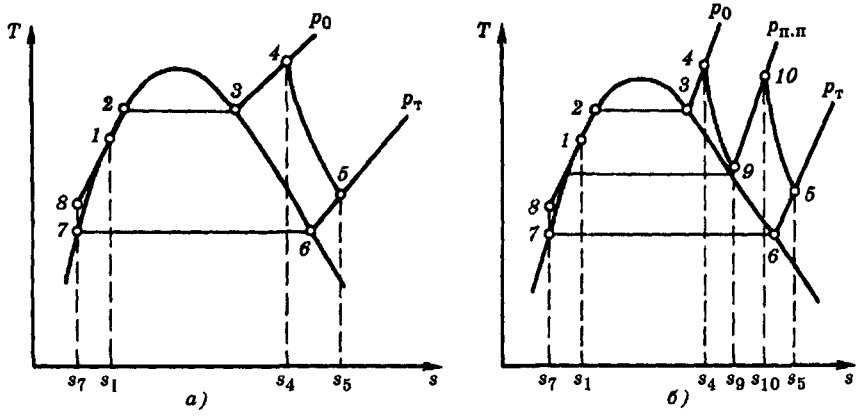


Рис. 1.3. Процесс работы паротурбинной теплофикационной установки в *T*, *s*-диаграмме

а — без промперегрева; *б* — с промперегревом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

изменяться в зависимости от температуры наружного воздуха.

При понижении температуры наружного воздуха увеличивается тепловая нагрузка района. Одновременно должна повышаться температура воды в тепловой сети, а для этого необходимо повышать давление отработавшего пара, используемого для подогрева воды. При расчетной наружной температуре тепловая нагрузка района достигает максимума. Однако длительность стояния наиболее низких температур отопительного периода обычно невелика, поэтому максимальный отпуск теплоты имеет кратковременный характер.

Если тепловая мощность отборов турбин выбирается по максимуму тепловой нагрузки, присоединенной к ТЭЦ, то годовая длительность использования максимума тепловой мощности отборов мала, так как большую часть года они недогружаются. В то же время по условиям покрытия графика электрической нагрузки энергосистемы число часов использования максимума электрической мощности теплофикационных турбин должно составлять обычно около 5—6 тыс. ч/год. Это приводит к существенному увеличению доли конденсационной выработки в годовом производстве электрической энергии на ТЭЦ. Прямым следствием такого решения является перерасход топлива в энергосистеме, поскольку расход топлива на конденсационную выработку электрической энергии на ТЭЦ больше, чем на конденсационных тепловых электростанциях с теми же начальными параметрами. Завышение электрической мощности ТЭЦ вызывает также неоправданный перерасход капиталовложений из-за более высокой удельной стоимости ТЭЦ по сравнению с современными мощными конденсационными электростанциями.

Для уменьшения конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ целесообразно максимум сезонной тепловой нагрузки покрывать отработавшим паром

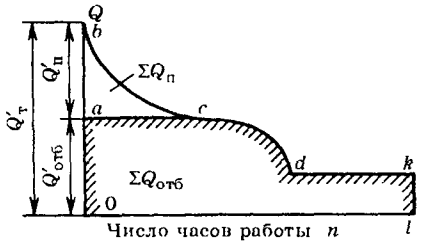


Рис. 4.33. Характер покрытия тепловой нагрузки ТЭЦ

теплофикационных турбин не полностью, а частично. Часть теплоты целесообразно отпускать непосредственно из котлов. Максимальный отпуск теплоты в системе теплоснабжения можно представить как сумму двух слагаемых

$$Q'_т = Q'_{отб} + Q'_п, \qquad (4.110)$$

где $Q'_т$ — расчетная тепловая нагрузка системы; $Q'_{отб}$ — расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин; $Q'_п$ — пиковая тепловая нагрузка, покрываемая непосредственно от котлов.

Доля расчетной тепловой нагрузки системы, удовлетворяемая из отборов турбин, называется коэффициентом теплофикации[1]:

$$\alpha_т = Q'_{отб}/Q'_т. \qquad (4.111)$$

На рис. 4.33 показано распределение тепловой нагрузки ТЭЦ между отбором и пиковыми котлами при $\alpha_т < 1$.

Часть тепловой нагрузки (площадка *abc*) покрывается непосредственно из котлов. При максимальной тепловой нагрузке от котлов покрывается значительная доля, обычно около 50 % расчетной тепловой нагрузки. Однако от годового отпуска теплоты доля теплоты из котлов весьма невелика (отношение площади *abc* к площади 0*bcdkl*0 обычно составляет 15—18 %).

Для выяснения режима работы теплофикационного оборудования, определения давления пара в регулируемых отборах теп-

[1] Метод определения оптимального значения $\alpha_т$ — см § 12.11

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.1. Характерные начальные параметры теплосиловых установок и средние температуры подвода теплоты в цикл

Начальные параметры		Параметры промперегрева		Температура питательной воды $t_{п.в}$, °С	Средняя температура подвода теплоты в цикл T_0, К
p_0, МПа	t_0, °С	$p_{п.п}$, МПа	$t_{п.п}$, °С		
3,5	435	—	—	150	519
6	274	1/0,9	260	220	521 (АЭС)
9	535	—	—	215	590
13	555	—	—	230	619
13	540	3,2/2,9	540	230	623
17	540	3,6/3,3	540	250	642
24	540	4,0/3,6	540	260	658

На практике имеет место также частичный недовозврат конденсата с промышленных предприятий из-за выпара в сборных баках, утечек, слива при загрязнении конденсата и других причин. Недовозврат конденсата обычно восполняется на станции за счет холодной воды после ее соответствующей обработки. Для подогрева этой воды используется отработавшая теплота низкого потенциала, что также повышает удельную комбинированную выработку электрической энергии. Однако из этого не следует, что потеря конденсата является положительным фактором. Дополнительный энергетический выигрыш, получаемый от потери конденсата, не окупает дополнительных тепловых и материальных затрат на водоподготовку, связанных с восполнением этой потери.

В том случае, когда температура конденсата, возвращаемого на ТЭЦ, или средняя температура конденсата и подпиточной воды, восполняющей его утечки, ниже температуры конденсации отработавшего пара $t_{к.т}$, т.е. когда $t_{к.в} < t_{к.т}$, удельная комбинированная выработка электрической энергии определяется как сумма двух слагаемых: комбинированной выработки $э_{т1}$ на базе теплоты, отводимой от отработавшего пара при температуре его конденсации $t_{к.т}$, равной температуре насыщения, и комбинированной выработки $э_{т2}$ на базе теплоты, затрачиваемой на подогрев возвращаемых в схему ТЭЦ конденсата или смеси конденсата и подпиточной воды от температуры $t_{к.в}$ до температуры $t_{к.т}$.

Расчет проводится по формуле

$$э_т = q_1 э_{т1} + q_2 э_{т2}, \qquad (1.11)$$

где q_1 — относительная (в долях единицы) тепловая нагрузка ТЭЦ при температуре конденсации отработавшего пара $t_{к.т}$, т.е. теплота перегрева и скрытая теплота парообразования отработавшего водяного пара; q_2 — относительная (в долях единицы) тепловая нагрузка ТЭЦ, равная теплоте, затрачиваемой на подогрев конденсата или смеси конденсата и подпиточной воды от температуры $t_{к.в}$ до температуры $t_{к.т}$:

$$\left.\begin{aligned} q_1 &= \frac{h_{п.о} - h_{к.т}}{h_{п.о} - h_{к.в}}; \\ q_2 &= \frac{h_{к.т} - h_{к.в}}{h_{п.о} - h_{к.в}}; \\ q_1 + q_2 &= 1, \end{aligned}\right\} \qquad (1.12)$$

где $h_{к.в}$ — удельная энтальпия конденсата или смеси конденсата и подпиточной воды, возвращаемых в схему ТЭЦ.

В том случае, когда температура конденсата, возвращаемого на ТЭЦ, равна температуре насыщения отработавшего пара, т.е. при $t_{к.в} = t_{к.т}$, $q_1 = 1$ и $q_2 = 0$.

Удельная комбинированная выработка $э_{т1}$ и $э_{т2}$ на базе отдельных тепловых потоков определяется по формуле (1.7).

При определении $э_{т1}$ средняя температура отвода теплоты из цикла $T_т$, K, находится по (1.9).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

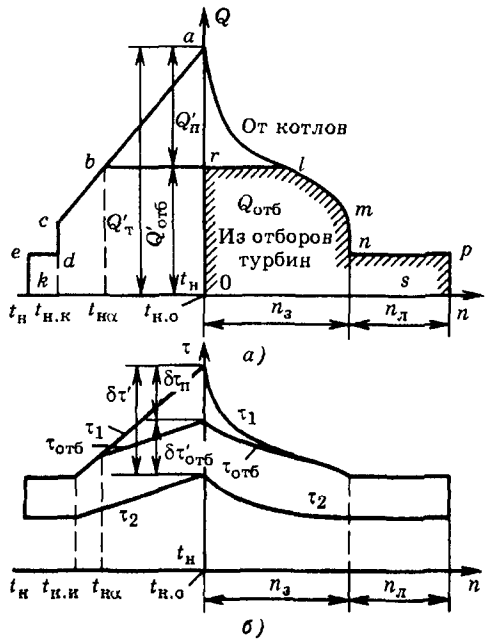


Рис. 4.34. Годовые графики продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя

лофикационных турбин, подсчета годового расхода топлива на ТЭЦ при различных методах регулирования отпуска теплоты и разных коэффициентах теплофикации удобно пользоваться годовыми графиками продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя.

На рис. 4.34 приведены для иллюстрации такие графики для ТЭЦ с расчетной тепловой нагрузкой $Q'_т$. Располагаемая тепловая мощность отборов теплофикационных турбин равна $Q'_{отб}$; располагаемая мощность пиковых котлов $Q'_п$. На рис. 4.34, *а* слева показана зависимость тепловой нагрузки от наружной температуры (кривая *abcdek*0). При наружной температуре $t_{нα}$ тепловая нагрузка системы равна тепловой мощности теплофикационных турбин. При тепловой нагрузке $Q < Q'_{отб}$ все тепловое потребление удовлетворяется отработавшим паром от теплофикационных турбин. Как видно из рис. 4.34, *а*, такое положение имеет место при температурах наружного воздуха $t_н \geq t_{нα}$. При температурах наружного воздуха $t_н < t_{нα}$ тепловая нагрузка системы превышает тепловую мощность теплофикационных турбин $Q_т > Q'_{отб}$, и поэтому для покрытия тепловой нагрузки кроме теплоты из отборов турбин используется также теплота непосредственно из котлов. При расчетной наружной температуре $t_{но}$ тепловая нагрузка системы достигает максимального значения $Q'_т$. При этом режиме отдача теплоты от пиковых котлов в тепловую сеть также достигает максимального значения $Q'_п$.

На рис. 4.34, *а* справа нанесен график тепловой нагрузки района по продолжительности (кривая *almnps*0). Ордината любой точки этого графика раана часовой тепловой нагрузке системы при данной температуре наружного воздуха, а абсцисса — годовой длительности стояния температур наружного воздуха, равных и ниже данной. Площадь *almnps*0, эквивалентная годовому расходу теплоты, слагается из двух площадей: 0*rlmnps*0, эквивалентной годовому расходу теплоты из отборов теплофикационных турбин, и *ralr*, эквивалентной годовому расходу теплоты из пиковых котлов.

Как видно из рис. 4.34, *а*, расчетный максимум тепловой нагрузки покрывается в данном случае поровну из отборов турбин и из котлов, так как $Q'_{отб}/Q'_т = \alpha_т = 0{,}5$. Однако годовой отпуск теплоты из отборов значительно больше годового отпуска теплоты непосредственно из котлов, так как длительность стояния низких наружных температур невелика.

На рис. 4.34, *б* показаны зависимости температуры воды в сети: слева — от наружной температуры $t_н$, справа — от длительности «стояния» $t_н$ в отопительном периоде (τ_1 — температура воды в подающей линии тепловой сети; $\tau_{отб}$ — температура сетевой воды после теплофикационных подогревателей; τ_2 — температура во-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При вычислении $э_{т2}$ средняя температура отвода теплоты из цикла принимается равной среднелогарифмической между $T_{к.в}$ и $T_{к.т}$ по формуле

$$T_т = \frac{T_{к.т} - T_{к.в}}{\ln \frac{T_{к.т}}{T_{к.в}}}. \qquad (1.13)$$

Для предварительных расчетов можно определять среднюю температуру отвода теплоты как среднеарифметическую между $T_{к.в}$ и $T_{к.т}$:

$$T_т = (T_{к.т} + T_{к.в})/2. \qquad (1.14)$$

Изменение удельной комбинированной выработки электрической энергии при изменении на небольшое значение средних температур подвода или отвода теплоты рассчитывается как первая производиая $d\bar{э}_т/dT_0$ или $d\bar{э}_т/dT_т$ по формулам

$$\frac{d\bar{э}_т}{dT_0} = \frac{\eta_{oi}\,\eta_{эм}}{T_т\left[\frac{T_0}{T_т}(1-\eta_{oi}) + \eta_{oi}\right]^2}; \qquad (1.15)$$

$$\frac{d\bar{э}_т}{dT_т} = \frac{-\eta_{oi}\,\eta_{эм}}{T_0\left[1 - \left(1 - \frac{T_т}{T_0}\right)\eta_{oi}\right]^2}. \qquad (1.16)$$

Для получения значений $d\bar{э}/dT$, в кВт · ч /(ГДж · К) или кВт · ч/(Гкал · К), необходимо значения $d\bar{э}_т/dT$, рассчитанные по формулам (1.15) и (1.16), умножить на 278 кВт · ч/ГДж или на 1163 кВт · ч/Гкал. В (1.15) правая сторона имеет положительный знак. Это значит, что $d\bar{э}_т$ и dT_0 имеют одинаковые знаки, т.е. при увеличении T_0 также растет $\bar{э}_т$, а при уменьшении $\bar{э}_т$ падает. В (1.16) правая сторона имеет отрицательный знак. Это значит, что знаки $d\bar{э}_т$ и $dT_т$ разные, т.е. при повышении $T_т$ значение $\bar{э}_т$ снижается, а при ее снижении $\bar{э}_т$ возрастает.

Как видно из (1.15), $d\bar{э}_т/dT_0$ зависит от значения T_0, снижаясь с ее ростом. При $T_0/T_т \to 1$ $d\bar{э}_т/dT_0 \to \eta_{oi}\,\eta_{эм}/T_т$. При $(T_0/T_т) \to \infty$ $d\bar{э}_т/dT_0 \to 0$. Как видно из (1.16), абсолютное значение $d\bar{э}_т/dT_т$ зависит от значения $T_т$, снижаясь с ее ростом. При $T_т \to T_{о.с}$, где $T_{о.с}$ — температура окружающей среды,

$$\frac{d\bar{э}_т}{dT_т} \to \frac{-\eta_{oi}\,\eta_{эм}}{T_0\left[1 - \left(1 - \frac{T_{о.с}}{T_0}\right)\eta_{oi}\right]^2}.$$

При $T_т \to T_0$

$$\frac{d\bar{э}_т}{dT_т} \to -\eta_{oi}\,\eta_{эм}/T_0.$$

На рис. 1.4 приведена зависимость удельной комбинированной выработки электрической энергии $\bar{э}_т$ от температуры насыщения $t_т$, соответствующей давлению $p_т$ отработавшего водяного пара. При расчете $\bar{э}_т = f(t_т)$ принято: $\eta_{эм} = 0{,}98$, при $p_т \le 100$ кПа $t_{к.т} = t_т$, при $p_т > 100$ кПа $t_{к.т} = 100$ °С.

При широко применяемых в нашей стране начальных параметрах пара на ТЭЦ 13 МПа, 555 °С и 24 МПа, 540/540 °С, при которых средняя температура подвода теплоты в цикл T_0 равна соответственно 616 и 658 К в диапазоне средней температуры отвода теплоты из цикла $T_т$ = 350—450 К, $d\bar{э}_т/dT_т > d\bar{э}_т/dT_0$. Это значит, что снижение температуры отвода теплоты из цикла дает больший прирост удельной комбинированной аыработки электрической энергии по сравнению с повышением на такое же значение средней температуры подвода теплоты в цикл.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ды в обратной линии тепловой сети; $\delta\tau$ — перепад температур сетевой воды; $\delta\tau = \tau_1 - \tau_2$; $\delta\tau_{отб}$ — перепад температур сетевой воды в теплофикационных подогревателях ТЭЦ, получаемый за счет теплоты отработавшего пара теплофикационных турбин; $\delta\tau_п$ — перепад температур сетевой воды за счет теплоты, взятой непосредственно из котлов).

При любой наружной температуре

$$\delta\tau_{отб}/\delta\tau = Q_{отб}/Q_т;\ \delta\tau_п/\delta\tau = Q_п/Q_т.$$

С помощью графика рис. 4.34 легко определить режим давления пара в отборах теплофикационных турбин и подсчитать годовой отпуск теплоты из отборов турбин и пиковых котлов. На основе годового графика продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя легко подсчитать годовую комбинированную выработку электрической энергии. При предварительных расчетах ее значение может быть определено по среднегодовой температуре насыщения пара в условном теплофикационном отборе, эквивалентном удельной комбинированной выработке в реальном отборе.

Среднегодовая температура насыщения в условном теплофикационном отборе

$$t'^{год}_{ср} = \frac{\sum t'_{усл} Q'_{отб}}{Q^{год}_{отб}}, \qquad (4.112)$$

где $t'_{усл}$ — температура насыщения пара в условном теплофикационном отборе при данном режиме работы турбины; $Q'_{отб}$ — отпуск теплоты из теплофикационных отборов при данном режиме работы турбины; $Q^{год}_{отб}$ — годовой отпуск теплоты из теплофикационных отборов.

Температура $t'_{усл}$ зависит от температур сетевой воды на входе в подогревательную установку ТЭЦ и выходе из нее (τ_2 и τ_1), коэффициента теплофикации $\alpha_т$, числа последовательно включенных ступеней подогрева и характера распределения между ними тепловой нагрузки.

Значение $t'_{усл}$ можно определить по предложенной автором формуле:

$$t'_{усл} = a\tau_2 + b\tau_1 + \Delta t_н, \qquad (4.113)$$

где τ_1 — температура воды на выходе из подогревательной установки (обычно температура воды в подающей линии тепловой сети), °С; τ_2 — температура воды на входе в подогревательную установку, °С; $\Delta t_н$ — среднее значение недогрева воды в теплофикационных подогревателях, т.е. разность между температурой насыщения греющего пара и температурой воды на выходе из подогревателя, °С; для предварительных расчетов можно принимать $\Delta t_н = 5$ °С; a и b — коэффициенты, значение которых зависит от коэффициента теплофикации, числа ступеней подогрева, т.е. числа последовательно включенных отборов турбины и характера распределения между ними тепловой нагрузки, $a + b = 1$ или

$$b = 1 - a. \qquad (4.114)$$

При трехступенчатом теплофикационном подогреве

$$a = 1 - \frac{\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_3^2 + \varphi_1\varphi_2 + \varphi_1\varphi_3 + \varphi_2\varphi_3}{\alpha_т}, \qquad (4.115)$$

где φ_1, φ_2, φ_3 — соответствующие доли от суммарной тепловой нагрузки (включая пиковую), удовлетворяемые от последовательно включенных по сетевой воде первого, второго и третьего теплофикационных подогревателей: $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \alpha_т$.

Индекс при φ соответствует уровню давления в отборах турбин. Индекс 1 присвоен подогревателю самого низкого давления отбора.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

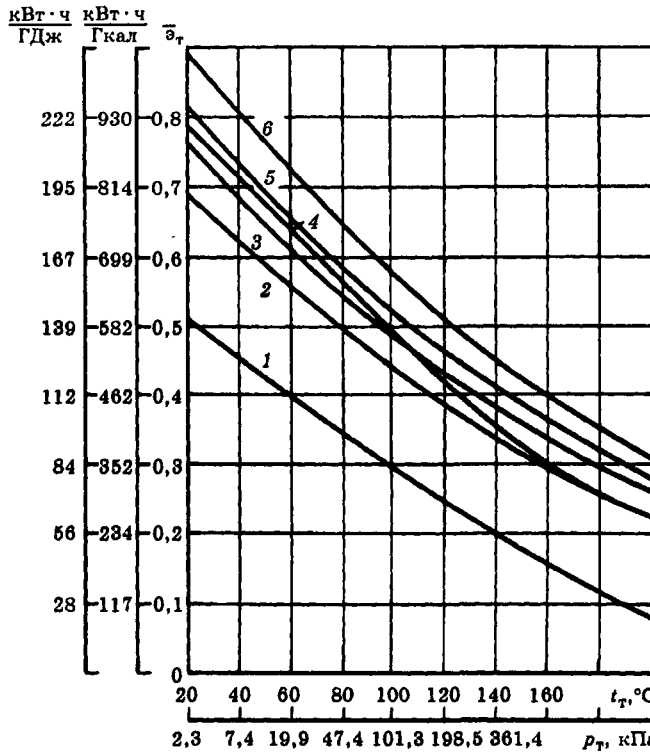


Рис. 1.4. Зависимость удельной комбинированной выработки электрической энергии от параметров пара перед турбиной и температуры насыщения отработавшего пара

При построении графиков принято: при $t_т \le 100$ °С $t_{к\,т} = t_т$; при $t_т > 100$ °С $t_{к\,т} = 100$ °С, $\eta_{эм} = 0{,}96$

Номер кривой	Параметры пара перед турбиной		Параметры промперегрева		Температура питательной воды, $t_{п\,в}$, °С	Число ступеней регенеративного подогревателя	Средний внутренний относительный КПД турбины η_{oi}
	p_0, МПа	t_0, °С	$p_{п\,п}$, МПа	$t_{п\,п}$, °С			
1	3,5	435	—	—	150	5	0,8
2	9	535	—	—	215	8	0,8
3	13	555	—	—	230	8	0,83
4	13	540	3,2/2,9	540	230	8	0,83
5	17	540	3,0/3,3	540	250	8	0,84
6	24	540	4,0/3,6	540	260	9	0,85

Снижение средней температуры отвода теплоты из цикла достигается более простыми и зачастую менее затратными средствами, чем повышение средней температуры подвода теплоты в цикл. Эти средства могут быть использованы в основном у потребителей в их теплопотребляющих системах и установках.

К указанным средствам можно отнести такие:

последовательное включение работающих с разными тепловыми потенциалами отопительных (отопительно-вентиляционных) установок с установками централизованного горячего водоснабжения;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

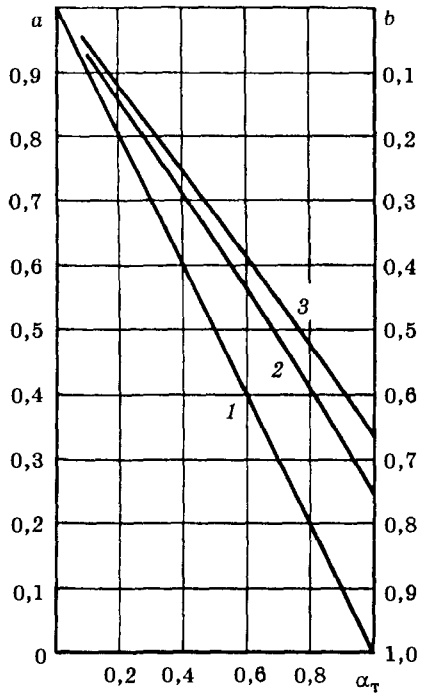


Рис. 4.35. Зависимость коэффициентов *a* и *b* в уравнении (4.113) от $\alpha_т$ и числа ступеней теплофикационного подогрева при φ = idem

Число ступеней теплофикационного подогрева: *1* — одна; *2* — две; *3* — три

В частном случае при $\alpha_т = 0{,}5$ и равномерном распределении тепловой нагрузки между отборами турбин $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 0{,}167$; $a = 0{,}667$; $b = 0{,}333$.

На рис. 4.35 показана зависимость коэффициентов *a* и *b* в (4.113) от коэффициента теплофикации $\alpha_т$ и числа ступеней теплофикационного подогрева сетевой воды при равномерном распределении тепловой нагрузки между теплофикационными подогревателями.

При двухступенчатом теплофикационном подогреве $\varphi_3 = 0$

$$a = 1 - \frac{\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_1\varphi_2}{\alpha_т}. \quad (4.116)$$

При $\alpha_т = 0{,}5$ и $\varphi_1 = \varphi_2 = 0{,}25$ $a = 0{,}62$ $b = 0.375$.

При одноступенчатом подогреве $\varphi_3 = 0$ $\varphi_2 = 0$

$$a = 1 - \alpha_т. \quad (4.117)$$

При $\alpha_т = 0{,}5$ $a = 0{,}5$ и $b = 0{,}5$.

С увеличением числа ступеней подогрева растет коэффициент *a* и снижается коэффициент *b*, что при прочих равных условиях приводит к снижению средней температуры $t^i_{усл}$ отвода теплоты из теплофикационного цикла.

При неизменном числе ступеней подогрева увеличение коэффициента теплофикации приводит к снижению коэффициента *a* и увеличению коэффициента *b*, что при прочих равных условиях приводит к повышению средней температуры отвода теплоты из цикла.

Однако отсюда не следует, что повышение коэффициента теплофикации $\alpha_т$ приводит к снижению комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ.

Увеличение $\alpha_т$ приводит к повышению $t^i_{усл}$, что эквивалентно снижению удельной комбинированной выработки, но зато при этом возрастает абсолютное количество теплоты, отводимое из отборов турбин. Поэтому при заданной расчетной тепловой нагрузке района увеличение $\alpha_т$ приводит к увеличению абсолютного значения комбинированной электрической энергии, хотя и не пропорционально количеству теплоты, отведенной из отборов турбин.

Зависимость изменения средней температуры $t^i_{усл}$ от изменения температур сетевой воды на входе и выходе из подогревательной установки определяется уравнением

$$dt^i_{усл} = a d\tau_2 + b d\tau_1. \quad (4.118)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

экономически оправданное увеличение поверхностей нагрева теплообменных аппаратов и теплопотребляющих установок;

автоматизация процессов потребления теплоты не только на групповых и местных тепловых подстанциях, но и индивидуально на радиаторах в обогреваемых помещениях и на другом теплопотребляющем оборудовании.

Итак, для увеличения объемов комбинированной выработки электроэнергии и теплоты, а значит, повышения эффективности топливоиспользования в теплофикационных системах необходимо осуществлять в первую очередь мероприятия по снижению средней температуры отвода теплоты из цикла за счет более глубокого использования энтальпии теплоносителя в теплопотребляющих установках у потребителей. Последнее означает, что предприятия, эксплуатирующие ТЭЦ и теплофикационные системы, должны активно участвовать в работе по совершенствованию принадлежащих потребителям теплоиспользующих установок, т.е. улучшать техническое состояние оборудования и режимы его работы.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАСХОДОВ ТОПЛИВА НА ТЭЦ

Практически в течение всего послевоенного периода развития электроэнергетики в бывшем СССР и в настоящее время в России в качестве методической основы для расчетов, нормирования, учета и анализа технико-экономических показателей работы ТЭС использовался единый для электроэнергетики как отрасли метод, принципы которого изложены в [27].

Согласно указанному методу расход топлива на ТЭЦ может быть рассчитан как сумма расходов на выработку электрической $B_{т.э}$ и тепловой $B_{т.т}$ энергии по формуле (1.3).

Определение расходов топлива на выработку отдельно электрической и тепловой энергии на ТЭЦ в комбинированном цикле проводится следующим образом[1].

Расход топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ можно определить как

$$B_{т.э} = b_т^э Э_т + b_{т.к}^э Э_{т.к}, \qquad (1.17)$$

где $b_т^э$ — удельный расход топлива на выработку электрической энергии на базе теплоты, отводимой к тепловым потребителям, т.е. комбинированным методом; $b_{т.к}^э$ — удельный расход топлива на выработку электрической энергии на базе теплоты, отводимой в окружающую среду, т.е. конденсационным методом.

Удельный расход топлива на комбинированную выработку электрической энергии, кг/кВт · ч

$$b_т^э = 0{,}123 / (\eta_{к.с}\eta_{эм}), \qquad (1.18)$$

где $\eta_{к.с}$ — КПД котельной электростанции с учетом потерь теплоты в паропроводах между котельной и машинным залом; $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД; 0,123 — количество условного топлива, кг, затрачиваемое на выработку 1 кВт · ч.

В идеальном случае при $\eta_{к.с} = 1$ и $\eta_{эм} = 1$ удельный расход условного топлива $b_т^э = 0{,}123$ кг/(кВт · ч). В реальных условиях $\eta_{к.с} < 1$ и $\eta_{эм} < 1$, поэтому $b_т^э > 0{,}123$ кг/(кВт · ч).

Для предварительных расчетов можно принимать следующие значения удельных расходов условного топлива (брутто) на комбинирован-

---

[1] *От редакции.* Приведенный метод расчета расходов топлива на выработку электрической и тепловой энергии в теплофикационном цикле назван его автором «физическим» методом [27]. За рубежом этот метод не применяется; рядом специалистов в СССР и России в разное время предлагались и предлагаются до сих пор другие методы, а в РАО «ЕЭС России» с 1996 г. применяется метод ОРГРЭС [167, 168].

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Как видно из уравнения (4.118), изменение температур τ_2 и τ_1 на одно и то же значение вызывает разное изменение $dt'_{усл}$ в зависимости от значений коэффициентов a и b.

Годовая комбинированная выработка электрической энергии рассчитывается по (1.5), а среднегодовая удельная комбинированная выработка — по (1.7) при $T_т = t'_{ср\ год}$.

4.9. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТЭЦ И ПИКОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В 70—80-е годы во многих городах и промышленных районах введены в работу мощные водогрейные котлы, предназначенные для покрытия пиковой части сезонной тепловой нагрузки [37].

В районах, где сооружаемые здания вступают в эксплуатацию до ввода в действие ТЭЦ, пиковые котельные являются временно основным источником теплоснабжения. После ввода ТЭЦ в работу эти котельные используются по основному назначению — для покрытия пиковых тепловых нагрузок.

Сооружение пиковых котельных требует меньших капиталовложений и может быть проведено в более короткие сроки, чем сооружение ТЭЦ той же тепловой мощности. Поэтому во многих случаях сооружение новых ТЭЦ начинают со строительства пиковых котельных. В зависимости от территориального размещения и сроков сооружения ТЭЦ и тепловых потребителей пиковые котельные устанавливаются на площадке ТЭЦ или в районах теплопотребления.

Для покрытия пиковой части тепловой нагрузки могут быть также использованы паровые котлы низкого и среднего давления. Такое решение может оказаться более предпочтительным при работе на твердом топливе в связи с усложнением в этом случае конструкции водогрейных котлов.

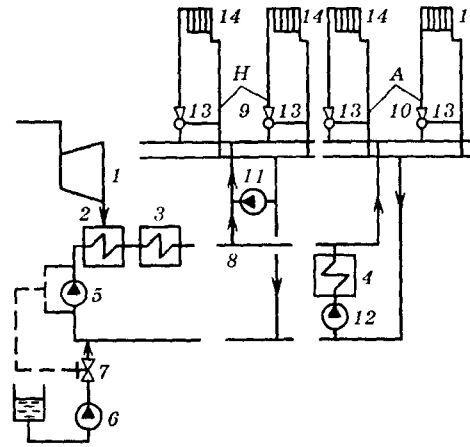


Рис. 4.36. Схема включения ТЭЦ и пиковых котельных

1 — турбина, *2* — теплофикационный подогреватель, *3* — пиковая котельная ТЭЦ, *4* — пиковая котельная района, *5* — сетевой насос, *6* — подпиточный насос, *7* — регулятор подпитки, *8* — тепловая сеть, *9* — распределительная сеть неавтономного района *H*, *10* — распределительная сеть автономного района *A*, *11* — подмешивающие насосы неавтономного района, *12* — подмешивающие насосы автономного района, *13* — элеваторный узел, *14* — система отопления

При использовании паровых котлов сетевая вода после теплофикационных подогревателей проходит через пиковые пароводяные подогреватели, в которых осуществляется ее дополнительный подогрев за счет теплоты пара из пиковых паровых котлов. Основные данные о водогрейных котлах и паровых котлах низкого и среднего давления серийного производства приведены в приложениях 16 и 17.

На рис. 4.36 показана принципиальная схема включения ТЭЦ и пиковых котельных. В общем случае в районе имеются два источника теплоснабжения: ТЭЦ и ПКР *4*. К воде, циркулирующей в тепловой сети, теплота подводится из отборов теплофикационных турбин *1* в подогревателях *2* и в пиковой котельной (ПКТ) *3*, расположенной на ТЭЦ. Сетевые подогреватели, питаемые из отборов теплофикационных турбин,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ную выработку электрической энергии $b_т^э$ на ТЭЦ на твердом топливе в зависимости от типа турбинного оборудования:

для турбин Р-50-130 и Р-100-130 $b_т^э$ = = 0,160—0,162 кг/(кВт · ч);

для турбин Т-100/120-130 и Т-175/210-130 $b_т^э$ = 0,160—0,165 кг/(кВт · ч);

для турбин Т-180/215-130 и Т-250/300-240 $b_т^э$ = 0,165—0,170 кг/(кВт · ч).

При газомазутном топливе значение $b_т^э$ уменьшается на 4—5 %.

Здесь и в дальнейшем в гл. 1 под $b_т^э$ понимается удельный расход топлива на *выработку* электрической энергии, это так называемый *удельный расход топлива* (*брутто*) $b_{бр}^э$.

Удельный расход топлива на *отпуск* электрической энергии, это так называемый *удельный расход топлива* (*нетто*)

$$b_{нетто}^э = b_{бр}^э / (1 - \varphi_{с.н}), \quad (1.19)$$

где $\varphi_{с.н}$ — коэффициент расхода на собственные нужды станции; в зависимости от вида топлива (газомазутное или твердое) и типа электростанции (КЭС или ТЭЦ) $\varphi_{с.н}$ = 0,04—0,08.

При выработке на ТЭЦ электрической энергии конденсационным методом пар из регенеративных отборов турбины также используется для подогрева потока конденсата, направляемого из конденсатора в котел. На базе этого регенеративного подогрева также вырабатывается комбинированным методом некоторое количество электрической энергии.

Удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ конденсационным методом, кг/(кВт · ч), определяется по формуле

$$b_{т.к}^э = \frac{0{,}123}{\eta_{к.с}\eta_{ft}\eta_{oiт}\eta_{эм}}, \quad (1.20)$$

где $\eta_{oiт}$ — внутренний относительный КПД конденсационного потока теплофикационной турбины; η_{ft} — термический КПД конденсационного цикла теплофикационной турбоустановки,

$$\eta_{ft} = 1 - \frac{T_{к.т}}{T_0}; \quad (1.21)$$

$T_{к.т}$ — температура отвода теплоты из конденсационного цикла теплофикационной турбины, К, равная температуре насыщения пара, отводимого из последней ступени турбины в конденсатор; T_0 — средняя температура подвода теплоты в цикл, определяемая по (1.8) или (1.10).

На рис. 1.5 приведены значения $b_{т.к}^э$ для теплофикационных турбин разного типа в зависимости от доли конденсационной выработки при работе на твердом топливе. При газомазутном топливе $b_{т.к}^э$ уменьшается на 4—5 %.

Средний удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ с учетом как комбинированной, так и конденсационной выработки

$$b_{т.ср} = (b_т^э Э_т + b_{т.к}^э Э_{т.к}) / Э, \quad (1.22)$$

где $Э_т$ подсчитывается по (1.5).

Средний удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии от ТЭЦ определяется по (1.19).

Для предварительных расчетов можно принимать для ТЭЦ $\varphi_{с.н}$ = 0,06—0,08, меньшее значение для газомазутного, большее — для твердого топлива.

По заданному значению полной выработкн электрической энергии на ТЭЦ Э и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

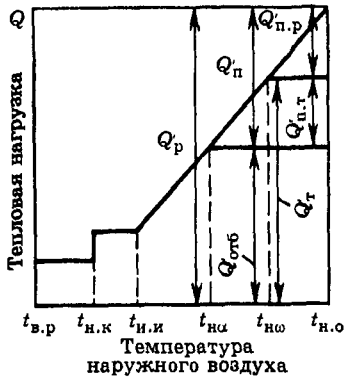


Рис. 4.37. График тепловой нагрузки

и пиковая котельная ТЭЦ включены последовательно по сетевой воде.

Тепловые потребители, расположенные между ТЭЦ и ПКР *4*, снабжаются теплотой из подающей магистрали сети, температура в которой определяется режимом подогрева на ТЭЦ. Эти потребители в дальнейшем будут называться неавтономными *Н*. Когда график температур воды, поступающей от ТЭЦ, не соответствует режиму теплопотребления неавтономных абонентов, в системе распределения теплоты должна быть установлена насосная подстанция *11*, при помощи которой может корректироваться температурный график этих абонентов.

Часть воды поступает к автономным абонентам *А*, тепловые сети которых могут питаться теплотой как от ТЭЦ, так и от пиковой котельной района *4*. Для того чтобы в системе теплоснабжения автономных абонентов мог поддерживаться стабильный гидравлический режим, в месте присоединения магистральных тепловых сетей к пиковой котельной района должны быть установлены подмешивающие насосы *12*.

На рис. 4.37 приведен график отопительно-бытовой тепловой нагрузки $Q = f(t_н)$ и показан характер его покрытия различными тепловыми источниками. Тепловая мощность отборов теплофикационных турбин на ТЭЦ равна $Q'_{отб}$. За счет теплоты из отборов турбин удовлетворяется базова часть теплового графика. При температур наружного воздуха ниже $t_{нα}$ в дополнени к отборам турбин в работу включаются пи ковые котельные. В первую очередь начи нает работать пиковая котельная ТЭЦ. Пр температуре наружного воздуха $t_{нω}$ тепло вое потребление района равно теплово мощности ТЭЦ $Q'_т$, которая складывает из тепловой мощности отборов $Q'_{отб}$ тепловой мощности пиковой котельно ТЭЦ $Q'_{п\,т}$,

$$Q'_т = Q'_{отб} + Q'_{п\,т}. \qquad (4.119)$$

При температурах наружного воздуха ниже $t_{нω}$ тепловое потребление района превышает тепловую мощность ТЭЦ и в работу включается пиковая котельная района.

При расчетной температуре наружного воздуха $t_{н\,о}$ для удовлетворения теплового потребления района $Q'_р$ используется суммарная тепловая мощность ТЭЦ и пиковой котельной района:

$$Q'_р = Q'_т + Q'_{п\,р} = Q'_{отб} + Q'_{п\,т} + Q'_{п\,р} = \\ = Q'_{отб} + Q'_п, \qquad (4.120)$$

где $Q'_п$ — суммарная пиковая мощность.

При наружных температурах выше $t_{нω}$ вся тепловая нагрузка района удовлетворяется целиком от ТЭЦ и теплофикационное оборудование работает по обычному режиму. При наружных температурах ниже $t_{нω}$ режим работы несколько усложняется, поскольку тепловое потребление района обеспечивается одновременно от двух источников — ТЭЦ и пиковой котельной района.

Для упрощения работы системы теплоснабжения целесообразно выбрать такой метод регулирования отпуска теплоты, при котором в магистральной тепловой сети в течение всего отопительного периода выдерживается расчетный график температур, соответствующий качественному регулиро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

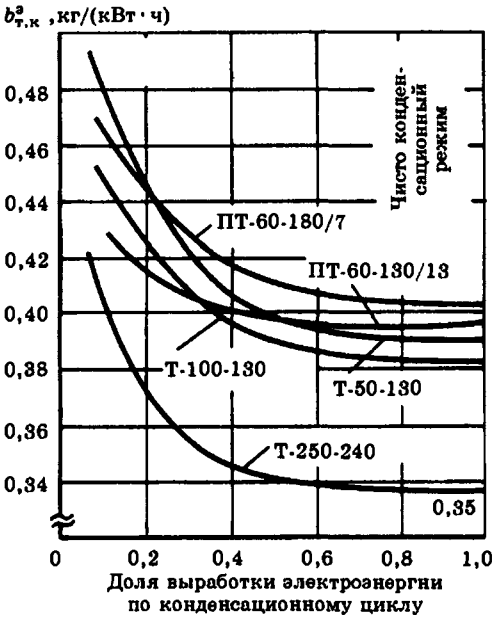


Рис. 1.5. Удельный расход условного топлива (брутто) $b^э_{т к}$ на выработку электрической энергии по конденсационному циклу на ТЭЦ при работе на твердом топливе

известной выработке на базе теплофикации $Э_т$ легко найти

$$Э_{т к} = Э - Э_т. \qquad (1.23)$$

При использовании пара разных давлений из отборов турбины, что обычно имеет место при удовлетворении отопительно-вентиляционной нагрузки, когда по климатическим условиям расход теплоты сильно изменяется в течение года, значение $Э_т$ должно подсчитываться по формуле

$$Э_т = \bar{э}_{т1} Q_{т1} + \bar{э}_{т2} Q_{т2} + ... + \bar{э}_{тn} Q_{тn}, \qquad (1.24)$$

где $\bar{э}_{т1}$, $\bar{э}_{т2}$, ..., $\bar{э}_{тn}$ — удельная выработка энергии на базе теплофикации при давлениях в отборе p_1, p_2, ..., p_n; $Q_{т1}$, $Q_{т2}$, ..., $Q_{тn}$ — отпуск теплоты при давлениях в отборе p_1, p_2, ..., p_n.

С достаточной для практических расчетов точностью комбинированная выработка электроэнергии при переменном давлении в отборе $Э_т$ может быть подсчитана как выработка при некотором постоянном эквивалентном давлении отбора, выбранном из условия, что комбинированная выработка при этом давлении теоретически равна суммарной выработке при переменном давлении. Температура насыщения пара при эквивалентном давлении

$$T_{т ср} = \bar{Q}_{т1} T_{т1} + \bar{Q}_{т2} T_{т2} + ... + \bar{Q}_{тn} T_{тn}, \qquad (1.25)$$

где $T_{т1}$, $T_{т2}$, ..., $T_{тn}$ — температуры насыщения, соответствующие давлениям p_1, p_2, ..., p_n;

$\bar{Q}_{т1} = Q_{т1}/Q_т$; $\bar{Q}_{т2} = Q_{т2}/Q_т$; $\bar{Q}_{тn} = Q_{тn}/Q_т$;

$Q_т$ — суммарное количество отработавшей теплоты.

Количество теплоты, отпущенной с ТЭЦ,

$$Q = Q_а / \eta_{с.т}, \qquad (1.26)$$

где $Q_а$ — теплота, отданная тепловым потребителям (абонентам); $\eta_{с.т}$ — КПД тепловой сети от ТЭЦ, учитывающий тепловые потери сети.

Количество теплоты, отпущенной от ТЭЦ, является суммой двух слагаемых:

$$Q = Q_т + Q_р, \qquad (1.27)$$

где $Q_т$ — теплота из отборов турбин; $Q_р$ — теплота непосредственно из котлов.

Расход топлива на выработку теплоты на ТЭЦ

$$B_{т т} = b^т_т Q = b^т_т \frac{Q_а}{\eta_{с т}}, \qquad (1.28)$$

где $b^т_т$ — удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ.

Удельный расход топлива на выработку теплоты на ТЭЦ, кг/ГДж

$$b^т_т = 34{,}1 / \eta_{к.с}, \qquad (1.29а)$$

или, кг/Гкал

$$b^т_т = 143 / \eta_{к с}, \qquad (1.29б)$$

где 34,1 и 143 — количество условного топлива, кг, при сжигании которого выделяется 1 ГДж или 1 Гкал теплоты.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ванию отопления или совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. В этом случае отпадает необходимость в постоянной работе насосных смесительных подстанций *II* у неавтономных абонентов, так как удельный расход сетевой воды на единицу расчетной тепловой нагрузки в разводящих сетях неавтономных абонентов совпадает с удельным расходом воды в магистральных тепловых сетях.

При проведении такого регулирования расход сетеаой воды через теплофикационную установку ТЭЦ должен постепенно уменьшаться при снижении наружной температуры от $t_{н\omega}$ до $t_{н\,о}$, так как располагаемая тепловая мощность ТЭЦ $Q'_т$ полностью используется уже при наружной температуре $t_{н\omega}$ и поэтому не может быть увеличена, а перепад температур сетевой воды на ТЭЦ $(\tau_1 - \tau_2)$ при центральном качественном регулировании должен увеличиваться при снижении наружной температуры.

Поскольку в диапазоне наружных температур $t_{н\omega} - t_{н\,о}$ тепловая мощность отборов теплофикационных турбин $Q'_{отб}$ должна оставаться постоянной, а расход сетевой воды через теплоподготовительную установку ТЭЦ уменьшается, то появляется необходимость повышения температуры подогрева воды а теплофикационных подогревателях и растет давление пара в отборах теплофикационных турбин. В результате в этом диапазоне несколько уменьшается удельная комбинированная аыработка электрической энергии.

На рис 4 38 показаны графики температур и расхода воды при рассматриваемом методе регулирования отпуска теплоты. При температурах наружного воздуха выше $t_{н\omega}$ от ТЭЦ в тепловую сеть поступает эквивалент расхода сетевой воды, равный $W_т$. Этот эквивалент расхода воды распределяется между неавтономными и автономными абонентами: $W_т = W_H + W_A$.

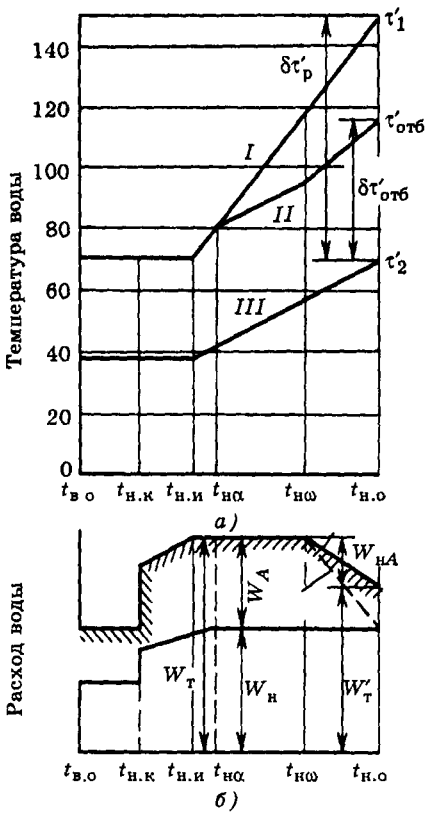


Рис. 4.38. Режим совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных

а и *б* — температурный и гидравлический режимы температуры воды *I* — в подающем трубопроводе сети, *II* — после теплофикационного подогревателя; *III* — в обратном трубопроводе

В диапазоне температур наружного воздуха $t_{н\omega} - t_{н\,о}$ расход воды, подаваемой от ТЭЦ, уменьшается. Минимальная подача воды от ТЭЦ $W'_т$ имеет место при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н\,о}$. Этот расход воды меньше суммарного расчетного расхода воды у абонентов Для обеспечения при этом режиме расчетного расхода воды в системе теплоснабжения автономных абонентов должна быть включена насосная подстанция *12* (см рис. 4.36) производительностью $W_{нА}$ (см рис. 4.38)

Метод определения расчетных расходов сетевой воды у автономных и неавтономных абонентов при совмесгной работе ТЭЦ и пиковых котельных приведен в [101].

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА РАЗДЕЛЬНУЮ ВЫРАБОТКУ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ

Расход топлива прн раздельной выработке теплоты н электрической энергнн также является суммой двух слагаемых:

$$B_р = B_{р\,э} + B_{р\,т}, \qquad (1.30)$$

где $B_{р\,э}$ — расход топлнва на выработку электрнческой энергин на конденсацнонной тепловой электростанцин; $B_{р\,т}$ — расход топлива на выработку теплоты в местных котельных потребителей нли в районной котельной.

На современных КЭС с развнтой регенерацией электрическая энергня аырабатывается двумя методамн: 1) конденсационным; 2) комбннированным на базе регенератнвного подогрева конденсата.

Принцнпнальное отличне КЭС от ТЭЦ заключается в том, что в первых отсутствует комбиннрованная выработка электрнческой энергнн на базе внешнего теплового потреблення, поэтому доля чнсто конденсационной выработки электрнческой энергнн на КЭС значительно больше, чем на ТЭЦ. В конденсаторе паровой турбины пар конденснруется при температуре $t_к$. Полученный конденсат подогревается в регенератнвных подогревателях паром из отборов турбнны от температуры $t_к$ до температуры питательной воды $t_{п\,в}$. На базе этого подогрева комбинированным методом вырабатывается электрнческая энергня.

Удельный расход условного топлнва, на выработку электрнческой энергнн на КЭС (с учетом комбиннрованной выработки на базе регенератнвного подогрева конденсата) определяется по формуле, кг/(кВт · ч)

$$b_к^э = \frac{0{,}123}{\eta_{к\,с}\eta_{\ell к}\eta_{о\ell к}\eta_{эм}}; \qquad (1.31)$$

где $\eta_{о\ell к}$ — внутренний относительный КП конденсацнонной турбнны; $\eta_{\ell к}$ — термнческий КПД конденсационного цнкла,

$$\eta_{\ell к} = \frac{T_0 - T_к}{T_0} = 1 - \frac{T_к}{T_0}, \qquad (1.3$$

T_0 — средняя температура подвода тепло в цнкл, К; $T_к$ — температура отвода тепло из конденсацнонного цикла, К, равная те пературе насыщення пара, отводнмого последней ступенн турбнны в конденсато

Хотя удельные расходы топлива на конде сационную выработку электроэнергии на ТЭ ($b_{т\,к}^э$) и КЭС ($b_к^э$) определяются по аналогичнь формулам, однако даже при одинаковых начал ных параметрах пара, т.е при T_0 = idei $b_к^э < b_{т\,к}^э$. Это вызвано различием в конструкц ях и режимах работы теплофикационных турби с отбором пара (КО) и чисто конденсационнь турбин (К), что приводит к тому, что среднегод вой внутренний относительный КПД теплофик ционных турбин меньше, чем у конденсацио ных турбин: $\eta_{о\ell_{0т}} < \eta_{о\ell к}$.

Кроме того, на КЭС, расположенных обычн вблизи мощных источников холодной вод можно обеспечить более низкую температуру T отвода теплоты в окружающую среду по сравн нию с температурой $T_{к\,т}$ на ТЭЦ, расположе ных обычно вблизи районов теплового потре ления Поэтому термический КПД конденсаци онного цикла ТЭЦ, как правило, меньше, че конденсационного цикла КЭС, т.е.

$$\eta_{\ell т} < \eta_{\ell к}. \qquad (1.33$$

Для предварительных расчетов можно при нимать следующне значения удельных расходо условного топлнва $b_к^э$ (брутто) нли КПД выра ботки электроэнергии на современных КЭС н твердом топливе в зависимости от типа турбо установок:

К-800-240 310—315 г/(кВт · ч) или КПД 39,7—39,0 %,
К-500-240 315—320 г/(кВт · ч) или КПД 39,0—38,4 %,
К-300-240 320—325 г/(кВт · ч) или КПД 38,4—37,8 %,
К-200-130 335—340 г/(кВт · ч) или КПД 36,7—36,2 %,
К-160-130 350—355 г/(кВт · ч) или КПД 35,1—34,6 %

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

4.10. РАБОТА ТРАНЗИТНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ПО УСЛОВНЫМ[1] ТЕМПЕРАТУРНЫМ ГРАФИКАМ

При транспорте теплоты от дальних ТЭЦ, расположенных на большом расстоянии от районов теплоснабжения, часто экономически оправдывается существенное повышение расчетного перепада температур сетевой воды в транзитной тепловой сети.

Это позволяет значительно сократить расчетный расход сетевой воды в транзитной магистрали, что приводит к снижению диаметров транзитных магистралей, а следовательно, и к уменьшению начальных затрат на их сооружение, а также к снижению расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя по транзитной тепловой сети.

Правда, при этом снижается удельная комбинированная выработка электрической энергии на дальних ТЭЦ вследствие использования для подогрева сетевой воды пара из отборов более высокого давления, а следовательно, повышения средней температуры отвода теплоты из теплофикационного цикла.

Задача заключается в выборе оптимального перепада температур сетевой воды в транзитной магистрали, при котором суммарный эффект от снижения затрат на сооружение тепловых сетей и на транспорт теплоты с учетом потерь от снижения комбинированной выработки электрической энергии получается максимальным.

Для этой цели проводится технико-экономическое сравнение нескольких значений расчетных перепадов температур в транзитной магистрали и выбирается оптимальное решение.

На рис. 4.39 показана для иллюстрации методика построения для закрытой системы теплоснабжения графика температур подающей и обратной линий транзитной магистрали для произвольно выбранного

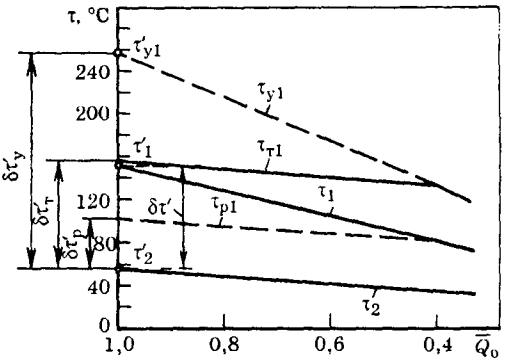


Рис. 4.39. График температур транзитной магистрали

τ_1 и τ_2 — графики температур в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети района теплоснабжения; τ_{y1} и $\tau_{т1}$ — условный и действительный графики в подающем трубопроводе транзитной магистрали; τ_{p1} — температура сетевой воды на входе в пиковый котел

условного расчетного перепада температур $\delta\tau'_y = \tau'_{y1} - \tau'_2$, в транзитной магистрали. В данном случае $\delta\tau'_y = 257 - 57 = 200$ °С, τ_{y1} — условный температурный график подающей линии транзитной магистрали, рассчитанный из условия размещения пиковой мощности на дальней ТЭЦ, а не в районе теплоснабжения, как это выполняется в действительности.

Исходными материалами для расчета температурного графика и расхода сетевой воды в транзитной магистрали являются:

а) коэффициент теплофикации района $\alpha_т$;

б) графики температур τ_1 и τ_2 тепловой сети района теплоснабжения, построенные с учетом структуры тепловой нагрузки и метода регулирования отпуска теплоты.

В данном случае графики температур τ_1 и τ_2, приведенные на рис. 4.39, относятся к району с относительной нагрузкой горячего водоснабжения $\delta_г^{ср\,н} = Q_г^{ср\,н} / Q'_0 = 0{,}15$ при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

[1] Иногда такие температурные графики называют «фиктивными». Такое название нельзя считать удачным.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При газомазутном топливе $b_к^э$ снижается на 4—5 %. Удельный расход топлива (нетто) определяется по формуле (1.19). Для предварительных расчетов можно принимать для КЭС $\varphi_{с.н} = 0{,}04—0{,}06$; меньшее значение для газомазутного, большее — для твердого топлива.

Если не учитывать потери электрической энергии в сетях дальней электропередачи, то сравнение расходов топлива на ТЭЦ и КЭС можно проводить при условии одинаковой выработки электроэнергии в сравниваемых вариантах.

Для выработки на КЭС того же количества электрической энергии, что и на ТЭЦ, требуется затратить условного топлива, кг,

$$B_{р.э} = b_к^э Э, \qquad (1.34)$$

где $b_к^э$ — удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС, определяемый по (1.31).

Расход топлива на выработку теплоты при раздельной системе теплоэнергоснабжения по аналогии с (1.23) вычисляется по формуле, кг/ГДж,

$$B_{р.т} = b_к^т Q_а / \eta_{с.к} = \frac{34{,}1}{\eta_к} \frac{Q_а}{\eta_{с.к}}, \qquad (1.35)$$

где $b_к^т$ — удельный расход топлива на выработку теплоты в котельной, $b_к^т = 34{,}1/\eta_к$, кг/ГДж (143 /$\eta_к$, кг/Гкал); $\eta_{с.к}$ — КПД тепловой сети от котельной; $\eta_к$ — КПД котельной.

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АБСОЛЮТНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ТЕПЛОФИКАЦИИ ОТ ПАРОТУРБИННЫХ ТЭЦ

Абсолютная экономия топлива при теплофикации по сравнению с раздельной выработкой электрической энергии на тепловых конденсационных электростанциях и теплоты в котельных может быть представлена как сумма двух слагаемых

$$\Delta B = \Delta B_э + \Delta B_т, \qquad (1.36)$$

где $\Delta B_э$ — разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ на выработку одного и того же количества электрической энергии; $\Delta B_т$ — разница в расходах условного топлива в котельных и на ТЭЦ для теплоснабжения одной и той же группы потребителей.

В современных условиях при широком развитии наряду с теплофикацией централизованного теплоснабжения от районных и промышленных котельных основное значение в (1.36) имеет первое слагаемое $\Delta B_э$, равное экономии топлива за счет комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ. Второе слагаемое имеет значение только при сопоставлении теплоснабжения от ТЭЦ и котельных.

Разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ на выработку одного и того же количества электрической энергии может быть определена по формуле Л.А. Мелентьева [64, 65]:

$$\Delta B_э = Э_т(b_к^э - b_т^э) - Э_{т.к}(b_{т.к}^э - b_к^э). \qquad (1.37)$$

Первое слагаемое — это экономия топлива, получаемая благодаря комбинированной выработке на ТЭЦ электрической энергии на базе теплофикации. Второе слагаемое представляет собой перерасход топлива на ТЭЦ из-за выработки на ней электрической энергии конденсационным методом.

Как видно из (1.37), экономия топлива возрастает при уменьшении выработки на ТЭЦ электрической энергии конденсационным методом. С помощью (1.37) легко может быть найдена критическая доля комбинированной выработки на базе теплофикации, при которой $\Delta B_э = 0$,

$$\bar{Э}_{т*} = (b_{т.к}^э - b_к^э)/(b_{т.к}^э - b_т^э), \qquad (1.38)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При выбранном значении $\delta\tau'_y$ расчетный эквивалент расхода сетевой воды в транзитной магистрали

$$W'_т = \frac{Q'}{\delta\tau'_y}, \qquad (4\ 121)$$

где Q' — расчетная тепловая нагрузка, в данном случае

$$Q' = Q'_o + Q_г^{ср\ н} = Q'_o(1 + \rho_г^{ср\ н}),$$

Q'_o — расчетная нагрузка отопления; $Q_г^{ср\ н}$ — средненедельная нагрузка горячего водоснабжения, $W'_т$ остается постоянным в течение всего отопительного сезона.

Значение температуры τ_{y1} условного температурного графика при любой наружной температуре отопительного сезона определяется по формуле

$$\tau_{y1} = \tau_2 + \frac{Q}{W'_т} \qquad (4.122)$$

Поскольку пиковая котельная размещается не на дальней ТЭЦ, а в районе теплоснабжения, то действительное значение расчетного периода температур в транзитной магистрали определяется по формуле

$$\delta\tau'_т = \alpha_т\,\delta\tau'_y \qquad (4\ 123)$$

В данном случае для примера, приведенного на рис 4 39, $\alpha_т = 0{,}5$, поэтому $\delta\tau'_т = 0{,}5 \cdot 200 = 100$ °С.

Действительная температура воды в подающей линии транзитной магистрали

$$\tau_{т1} = \tau_2 + \delta\tau'_т. \qquad (4.124)$$

Когда $\tau_{y1} > \tau_{т1}$, тепловая нагрузка района удовлетворяется от двух источников — дальней ТЭЦ и пиковой котельной, расположенной в районе теплоснабжения.

Доля тепловой нагрузки, удовлетворяемой от пиковой котельной,

$$\bar{Q}_{п\,к} = \frac{Q_{п\,к}}{Q} = \frac{\tau_{y1} - \tau_{т1}}{\tau_{y1} - \tau_2} \qquad (4\ 125)$$

По мере повышения наружной температуры, или, что одно и то же, по мере снижения $\bar{Q}$, понижается доля тепловой нагрузки $\bar{Q}_{п\,к}$, удовлетворяемой от пиковой котельной. При $\tau_{т1} = \tau_{y1}$ нагрузка пиковой котельной снижается до нуля.

При дальнейшем повышении наружной температуры источником теплоснабжения района остается только дальняя ТЭЦ, тепло от которой поступает в район теплоснабжения по дальнему теплопроводу

Расчетный перепад температур в магистральных сетях района теплоснабжения $\delta\tau' = \tau'_1 - \tau'_2$ значительно меньше условного перепада температур $\delta\tau'_y$ в транзитной сети, поэтому эквивалент расхода сетевой воды в магистральных сетях района теплоснабжения больше расчетного эквивалента расхода воды в транзитной магистрали

$$\frac{W'}{W'_т} = \frac{\delta\tau'_y}{\delta\tau'}. \qquad (4\ 126)$$

Поскольку тепловые сети района теплоснабжения и транзитная сеть работают по различным температурным графикам и при различных расходах сетевой воды, то для возможности реализации таких режимов в пиковых котельных или независимо от них оборудуются насосно-смесительные установки, подмешивающие к воде, поступающей из транзитной магистрали с температурой $\tau_{т1}$, соответствующее количество сетевой воды из обратной линии с температурой τ_2 для обеспечения требуемой температуры τ_1 в подающей линии района теплоснабжения.

В периоды работы пиковой котельной некоторое количество теплоты поступает еще дополнительно в подающую линию сетевой воды от пиковых котлов

Перепад температур сетевой воды района теплоснабжения, получаемый только за счет использования теплоты, поступаю-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

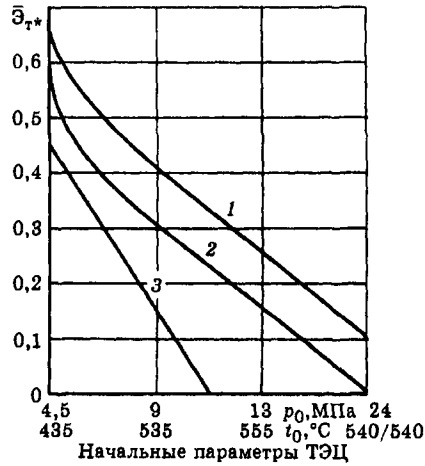


Рис. 1.6. Критическая доля теплофикационной выработки электрической энергии на ТЭЦ

начальные параметры КЭС: *1* — 24 МПа, 540/540 °С; *2* — 13 МПа, 540/540 °С; *3* — 9 МПа, 435 °С

где $\bar{Э}_{т*} = Э_т / Э$ — отношение теплофикационной выработки электроэнергии к полной выработке электроэнергии на ТЭЦ.

Экономия топлива от выработки электроэнергии на ТЭЦ получается только при $\bar{Э}_т > \bar{Э}_{т*}$.

На рис. 1.6 приведены значения $\bar{Э}_{т*}$ для современных начальных параметров ТЭЦ и КЭС. При построении рис. 1.6 было принято, что давление в конденсаторах турбин КЭС $p_к$ = 0,004 МПа, конденсаторах турбин ТЭЦ $p_{к.т}$ = 0,006 МПа, начальное давление на ТЭЦ без промперегрева 4,5; 9 и 13 МПа.

Температуры питательной воды для ТЭЦ и КЭС приняты одинаковыми и равными:

p_0, МПа	4,5	9,0	13,0	24,0
$t_{п в}$, °С	150	215	230	260

Для КЭС и ТЭЦ принимались одинаковыми значения КПД: $\eta_{к.с}$ = 0,9; $\eta_{эм}$ = 0,98. Значения $\eta_{о}$, см. в таблице к рис. 1.4.

Повышение начальных параметров пара на ТЭЦ до уровня параметров современных мощных электростанций существенно увеличивает получаемую экономию топли $\Delta B_э$, так как при этом наряду с ростом ко бинированной выработки на базе теплово потребления уменьшается разность удел ных расходов топлива на конденсационну выработку на ТЭЦ и КЭС ($b^э_{т.к} - b^э_к$). Одн временно уменьшается и значение $\bar{Э}_{т*}$. О нако следует иметь в виду, что даже пр одинаковых начальных параметрах удел ный расход топлива на конденсационну выработку электрической энергии на ТЭ выше, чем на КЭС, т.е. $b^э_{т.к} > b^э_к$.

Формула (1.37) удобна для предвари тельного подсчета экономии топлив а также для анализа тепловой экономичнс сти ТЭЦ.

Для определения полученной экономи топлива за счет теплофикации на основ отчетных данных более удобно пользоватьс другой модификацией расчетного урав нения:

$$\Delta B_э = Э(b^э_к - b^э_{т.ср}), \qquad (1.39$$

где $b^э_к$ и $b^э_{т.ср}$ — фактические средни удельные расходы топлива (нетто) на от пуск электрической энергии соответственно от КЭС и ТЭЦ; Э — отпуск электрической энергии от ТЭЦ.

На основе (1.28) и (1.29) расход условного топлива, кг, на централизованное теплоснабжение от ТЭЦ

$$B_{т.т} = \frac{34{,}1 Q_а}{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}, \qquad (1.40)$$

где $Q_а$ — количество теплоты, отданной тепловым потребителям, ГДж.

На основе (1.34) и (1.35) расход условного топлива, кг, на централизованное теплоснабжение от котельных

$$B_{р.т} = \frac{34{,}1 Q_а}{\eta_к \eta_{с.к}}. \qquad (1.41)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щей по транзитной сети от дальней ТЭЦ, определяется по формуле

$$\delta\tau_p = \delta\tau_т \frac{W'_т}{W'}. \qquad (4.127)$$

Остальной догрев от τ_{p1} до τ_1 осуществляется за счет теплоты пиковой котельной.

В приведенном на рис. 4 39 условном графике расчетный перепад температур сетевой воды в транзитной магистрали $\delta\tau'_у = 200$ °С, что значительно больше обычно принимаемого расчетного перепада температур в транзитной магистрали $\delta\tau' = 160 - 60 = 100$ °С.

Расчетный расход сетевой воды в рассматриваемой транзитной магистрали, работающей по условному температурному графику, в 200/100 = 2 раза меньше, чем в транзитной магистрали, работающей по обычному температурному графику.

Однако при работе по условному температурному графику существенно выше средняя температура отвода теплоты из теплофикационного цикла. При одной и той же температуре обратной сетевой воды τ_2 температура сетевой воды, поступающей из подогревательной установки ТЭЦ в тепловую сеть, при работе по условному графику, $\tau_{т1}$, выше температуры τ_1 по обычному графику. Разность температур $(\tau_{т1} - \tau_1)$ возрастает со снижением относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_о$. Причем, при работе по обычному графику нагрев сетевой воды от τ_2 до τ_1 производится как за счет теплоты из отборов турбин, так и за счет теплоты пиковой котельной ($\alpha_т < 1$), в то время как при работе по условному графику весь нагрев сетевой воды на ТЭЦ от τ_2 до $\tau_{т1}$ производится полностью за счет теплоты из отборов турбин.

Сравним для примера приведенные на рис. 4.39 температурные режимы теплофикационной системы при $\bar{Q}_о = 0{,}6$ и двухступенчатой системы подогрева сетевой воды паром из отбора турбин.

Обычный график $\alpha_т = \dfrac{0{,}5+0{,}15}{0{,}6+0{,}15} = 0{,}87$; $\tau_1 = 106$ °С; $\tau_2 = 42$ °С.

По (4.113)—(4.116) находим

$$a = 1 - \frac{3 \cdot 0{,}435^2}{0{,}87} = 0{,}34;\ b = 0{,}66;$$

$$t_{ср} = 0{,}34 \cdot 42 + 0{,}66 \cdot 106 + 5 = 90\ °С.$$

Условный график $\alpha_т = 1$; $\tau_{т1} = 142$ °С; $\tau_2 = 42$ °С.

По (4.113)—(4.116) находим

$$a = 1 - \frac{3 \cdot 0{,}5^2}{1} = 0{,}25;\ b = 0{,}75;$$

$$t_{ср} = 0{,}25 \cdot 42 + 0{,}75 \cdot 142 + 5 = 123\ °С.$$

Средняя температура отвода теплоты из теплофикационного цикла при работе по условному графику превышает среднюю температуру при работе по обычному графику на $\Delta t_{ср} = 123 - 90 = 33$ °С.

На основе уравнения (1.16) легко установить, что при средней температуре подвода теплоты в цикл $T_0 = 658$ К, что соответствует начальным параметрам пара на ТЭЦ 24 МПа, 540/540 °С, изменение температуры отвода теплоты из теплофикационного цикла на 1 °С приводит к изменению удельной комбинированной выработки электрической энергии на 1 кВт · ч/ГДж (4,2 кВт · ч/Гкал).

В рассматриваемом примере при работе транзитной магистрали тепловой сети по условному температурному графику удельная комбинированная выработка на ТЭЦ ниже, чем при работе по обычному температурному графику на 33 кВт · ч/ГДж (140 кВт · ч/Гкал).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Разница в расходах условного топлива, кг, при централизованном теплоснабжении от котельных и ТЭЦ при подаче абонентам одного и того же количества теплоты $Q_а$

$$\Delta B_т = B_{р.т} - B_{т.т} =$$

$$= \frac{34{,}1 Q_а}{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}\left[\frac{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}{\eta_к \eta_{с.к}} - 1\right]. \quad (1.42)$$

Как правило, $\eta_{с.т} < \eta_{с.к}$, поскольку радиус действия тепловых сетей ТЭЦ обычно больше, чем у котельных. Однако КПД котельной ТЭЦ $\eta_{к.с}$ нередко выше КПД районных или промышленных, а тем более местных котельных $\eta_к$; $\eta_{к.с} > \eta_к$. Поэтому, как следует из (1.42), экономия топлива за счет централизации теплоснабжения при теплофикации по сравнению с теплоснабжением от котельных имеет место только при $\frac{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}{\eta_к \eta_{с.к}} > 1$.

Для предварительных расчетов можно применить следующие значения КПД котельных и тепловых сетей, построенных в России до 1990 г.:

Тип котельной	Топливо	
	твердое	газомазутное
Котельная ТЭЦ или КЭС	0,82—0,86	0,88—0,92
Районная или крупная промышленная	0,75—0,8	0,8—0,85
Местная	0,6—0,7	0,75—0,85
Тепловая сеть:		
от ТЭЦ	0,9—0,95	
от районной котельной	0,92—0,96	
от местной котельной	0,96—0,98	

1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Во многих случаях представляет интерес определеиие ожидаемой экономии топлива, отнесенной к единице теплоты, отпущенной в тепловые сети. Использование этого показателя упрощает проведение технико-экономических расчетов на начальных стадиях проектирования.

По аналогии с (1.36) удельная экономия топлива может быть представлена как сумма двух слагаемых

$$\Delta b = \Delta b_э + \Delta b_т, \quad (1.43)$$

где $\Delta b_э$ — удельная экономия топлива за счет выработки электроэнергии ТЭЦ; $\Delta b_т$ — удельная экономия или перерасход топлива за счет централизации теплоснабжения (см. (1.42)).

При теплофикации в идеальном цикле Карно (см. рис. 1.1) удельная экономия теплоты топлива, затраченного на выработку электрической энергии, отнесенная к единице теплоты, отпущенной из отборов турбин,

$$\Delta b_э = Э_т(b_к^э - b_т^э) = \frac{T_0 - T_т}{T_т}\left(\frac{T_0}{T_0 - T_{0.с}} - 1\right) =$$

$$= \frac{T_0/T_т - 1}{T_0/T_{0.с} - 1}. \quad (1.44)$$

Характер изменения удельной экономии теплоты топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ $\Delta b_э$ при повышении начальных параметров пара на ТЭС (КЭС и ТЭЦ) или, что то же, при повышенни температурного уровня подвода теплоты в цикл можно определить по первой производной $\Delta b_э$ по T_0. Дифференцируя (1.44) по T_0, получаем

$$\frac{d\Delta b_э}{dT_0} = \frac{1/T_{0.с} - 1/T_т}{(T_0/T_{0.с} - 1)^2}. \quad (1.45)$$

Так как правая часть (1.45) является положительной, значит, $d\Delta b_э/dT_0 > 0$, т.е. при по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Контрольные вопросы и задания

1. Укажите возможные системы регулирования тепловой нагрузки и их характеристики. Каковы особенности центрального, группового, местного и индивидуального регулирования?
2. В чем заключается особенность центрального регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения? Какие преимущества и недостатки имеет эта система регулирования?
3. Путем изменения каких параметров принципиально возможно центральное регулирование тепловой нагрузки в водяных системах теплоснабжения?
4. Напишите уравнение характеристики конвективных теплообменных аппаратов и объясните значения величин, входящих в уравнение.
5. Напишите формулу для расчета коэффициента эффективности ε теплообменного аппарата, базирующуюся на линейной зависимости для средней разности температур. Объясните значения величин, входящих в формулу.
6. Напишите формулу для пересчета режимного коэффициента ω основного на любой другой режим работы аппарата.
7. Напишите формулу для расчета коэффициента эффективности ε противоточного водоводяного подогревателя. Что такое параметр подогревателя Φ, входящий в формулу, и как определяется его значение?
8. Почему при постоянных температурах первичного и вторичного теплоносителей на входе в теплообменник и при постоянных расходах теплоносителей тепловая нагрузка секционного водо-водяного теплообменника не зависит от диаметра секции теплообменника, а зависит от суммарной длины последовательно соединенных секций?
9. Отопительная установка присоединена к водяной тепловой сети по зависимой схеме. Какова зависимость отопительной нагрузки от температуры сетевой воды на входе в элеватор и от ее расхода?
10. Отопительная установка присоединена к тепловой сети по независимой схеме. Какова зависимость отопительной нагрузки от температуры сетевой воды на входе в отопительный теплообменник и от ее расхода ?
11. Почему при качественном регулировании отопительной нагрузки перепад температур сетевой воды в отопительной установке прямо пропорционален относительной отопительной нагрузке? Из какого уравнения это следует?
12. Каким уравнением описывается зависимость относительной отопительной нагрузки от относительного расхода сетевой воды при количественном регулировании?
13. В чем состоит метод расчета графика температур тепловой сети при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения?
14. Установка горячего водоснабжения включена по двухступенчатой последовательной схеме. Отопительная установка включеиа по зависимой схеме. В чем состоит метод определения относительной отопительной нагрузки при нерасчетных режимах? Приведите расчетное уравнение и объясните значения входящих в него величин.
15. В чем заключаются методы центрального регулирования открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения? Укажите преимущества и недостатки качественного и качественно-количественного методов.
16. В чем состоит центральное регулирование однотрубных систем теплоснабжения. Как определяются расчетный расход воды и температура сетевой воды в транзитной магистрали?
17. В чем состоит метод определения средней температуры отвода теплоты из теплофикационного цикла при многоступенчатом подогреве сетевой воды? Приведите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
18. Укажите преимущества и недостатки многоступенчатого подогрева сетевой воды на ТЭЦ по сравнению с одноступенчатым подогревом.
19. Как отражается на экономических показателях теплофикационной системы повышение расчетной температуры сетевой воды в транзитной магистрали от дальней ТЭЦ?
20. Представьте метод расчета температурного графика и расхода сетевой воды в транзитных сетях, работающих по условным температурным графикам.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

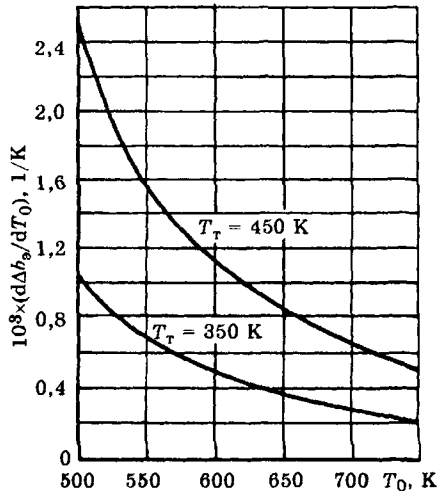


Рис. 1.7. Зависимость $d\Delta b_э / dT_0 = f(T_0/T_т)$

вышении начальных параметров пара на ТЭЦ растет удельная экономия теплоты топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ. Однако значение прироста удельной экономии топлива $\Delta b_э$ на 1 К повышения уровня температуры подвода теплоты dT_0 уменьшается с повышением температуры подвода теплоты в цикле T_0. Кроме того, $d\Delta b_э / dT_0$ больше при более высокой температуре $T_т$ отвода теплоты из цикла. На рис. 1.7 показана зависимость $d\Delta b_э / dT_0 = f(T_0, T_т)$, подсчитанная по (1.45) при $T_{0.c} = 300$ К.

Как видно из рис. 1.7, $d\Delta b_э / dT_0$ при $T_т = 450$ К больше, чем при $T_т = 350$ К.

Несмотря на наличие необратимых потерь, отличающих условия работы реальных ТЭЦ и КЭС от идеальных, значения $\Delta b_э$, получаемые в настоящее время на действующих ТЭЦ, достаточно близки к значениям удельной экономии топлива, исчисляемой на основе (1.44).

Удельная экономия топлива за счет концентрации производства теплоты на ТЭЦ и централизации теплоснабжения, кг/ГДж, определяется по формулам:

при отнесении удельной экономи 1 ГДж теплоты, отданной абонентам,

$$\Delta b_т = \frac{34{,}1}{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}\left(\frac{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}{\eta_к\eta_{с.к}} - 1\right); \quad (1$$

при отнесении удельной экономи 1 ГДж теплоты, отпущенной от ТЭЦ в ловую сеть,

$$\Delta b_т = \frac{34{,}1}{\eta_{к.с}}\left(\frac{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}{\eta_к\eta_{с.к}} - 1\right). \quad (1$$

Как уже было отмечено, экономия т лива в теплофикационных системах за с концентрации производства теплоты крупных ТЭЦ и соответствующего повы ния уровня централизации теплоснаб ния, т.е. $\Delta b_т > 0$, будет возможна лишь в случае, когда $\frac{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}{\eta_к\eta_{с.к}} > 1$. Однако топ восберегающий эффект, который мо быть получен на крупных ТЭЦ, работ щих на высоких и сверхкритических па метрах пара, с лихвой окупает издерж связанные с повышением уровня центра зации теплоснабжения. Оптимальный у вень централизации и повышения конц трации производства теплоты на ТЭЦ д жен определяться, исходя из конкрет условий.

1.6. ОПТИМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ МЕЖДУ АГРЕГАТАМ ПАРОТУРБИННОЙ ТЭЦ

Такая задача часто возникает в условиях э плуатации ТЭЦ с установленным оборудова ем на различные начальные параметры в пер ды, когда тепловая нагрузка недостаточна з загрузки теплофикационных отборов всех т бин, а по условиям графика нагрузки все тур ны должны находиться в работе и значительн долю электрической энергии приходится про водить конденсационным методом.

Максимальная комбинированная выработ электрической энергии определяет наиболее в сокую тепловую экономичность ТЭЦ в цел

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА ПЯТАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

5.1. ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Гидравлический расчет — один из важнейших разделов проектирования и эксплуатации тепловой сети.

При проектировании в гидравлический расчет входят следующие задачи:

1) определение диаметров трубопроводов,

2) определение падения давления (напора);

3) определение давлений (напоров) в различных точках сети;

4) увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и заданной потере давления.

Результаты гидравлического расчета дают следующий исходный материал:

1) для определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объема работ по сооружению тепловой сети,

2) установления характеристик циркуляционных и подпиточных насосов, количества насосов и их размещения;

3) выяснения условий работы источников теплоты, тепловой сети и абонентских систем и выбора схем присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети;

4) выбора средств авторегулирования в тепловой сети на ГТП, МТП и на абонентских вводах,

5) разработки режимов эксплуатации систем теплоснабжения.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещение источников теплоты и потребителей и расчетные нагрузки.

5.2. СХЕМЫ И КОНФИГУРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Схема тепловой сети определяется размещением источников теплоты (ТЭЦ или котельных) по отношению к району теплового потребления, характером тепловой нагрузки потребителей района и видом теплоносителя

Основные принципы, которыми следует руководствоваться при выборе схемы тепловой сети, — надежность и экономичность теплоснабжения. При выборе конфигурации тепловых сетей следует, как правило, стремиться к получению наиболее простых решений и наименьшей длины теплопроводов

Пар в качестве теплоносителя используется главным образом для технологических нагрузок промышленных предприятий Основная нагрузка паровых сетей обычно концентрируется в сравнительно небольшом количестве узлов, которыми являются цехи промышленных предприятий. Поэтому удельная протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

только в случае, когда начальные и конечные параметры (температура конденсации) всех турбин одинаковы. Если же на ТЭЦ установлены турбины с различными начальными параметрами, то максимальная комбинированная выработка электрической энергии не всегда определяет наиболее высокую тепловую экономичность ТЭЦ в целом, так как передача всей тепловой нагрузки на теплофикационные турбины с наиболее высокими начальными параметрами с целью увеличения комбинированной выработки энергии приводит в рассматриваемых условиях к увеличению низкоэкономичной конденсационной выработки на турбинах с более низкими начальными параметрами.

Условием наиболее высокой экономичности ТЭЦ с любым набором оборудования является минимальный расход условного топлива на отпуск заданного количества и качества (параметров) электрической энергии и теплоты. При одинаковых КПД всех работающих котлов, а также одинаковых внутренних относительных КПД отсеков турбин ниже патрубков отбора условием оптимального теплового режима ТЭЦ является минимальный расход эксергии на удовлетворение заданной тепловой нагрузки [104]:

$$(\omega_q)_{ср} = 1 - T_{о\,с}/T_{т\,ср} = \min, \qquad (1.48)$$

где ω_q — коэффициент работоспособности отработавшей теплоты, отводимой в систему теплоснабжения; $T_{т\,ср}$ — средняя температура отработавшей теплоты, К; $T_{о\,с}$ — средняя температура отвода теплоты в окружающую среду, в данном случае из конденсатора турбоустановки, К.

В том случае, когда у всех турбоустановок ТЭЦ $T_{о\,с}$ = idem и для теплоснабжения используется только пар из отборов турбин, условию максимальной тепловой экономичности соответствует минимальная средняя температура насыщенного пара или, что то же самое, минимальное среднее давление в отборе.

При $T_{о\,с}$ = idem и одинаковом давлении в отборах у всех турбоустановок ТЭЦ, но при разных температурах перегрева пара в отборах условию максимальной тепловой экономичности соответствует минимальная температура пара, используемого для теплоснабжения.

При одинаковых значениях $T_т$ у всех турбоустановок, но разных значениях $T_{о\,с}$, т.е. при разных температурах отвода теплоты из конденсатора, минимальное значение ω_q имеет место в турбоустановке с наиболее высокой температурой конденсации. В первую очередь целесообразно использовать в этом случае отборы турбин, имеющих наиболее высокую температуру конденсации.

1.7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Основное направление технического прогресса в теплоэнергетике в области превращения теплоты в работу заключается в повышении средней температуры подвода теплоты в теплосиловой цикл и в снижении средней температуры отвода теплоты из цикла.

Условия практической реализации этих основных направлений энергетического прогресса в значительной мере зависят от вида применяемых энергоносителей.

При широко применяемом в теплоэнергетике в качестве энергоносителя водяном паре сравнительно просто решается задача снижения температуры отвода теплоты из цикла при использовании для этой цели холодной циркуляционной воды или теплоносителя из обратного трубопровода тепловой сети.

Однако при водяном паре как энергоносителе со значительно большими трудностями решается вторая задача — повышения средней температуры подвода теплоты в цикл, так как для повышения средней температуры подвода теплоты в паровой цикл необходимо повысить не только температуру, но и давление рабочего тела — пара.

Поэтому каждая очередная ступень повышения начальных параметров пара в теплоэнергетике связана с решением очередной металлургической проблемы — созданием нового высокопрочного, температуростойкого конструкционного металла для изготовления котлов и турбин.

Не случайно, что за весь XX в. средняя температура подвода теплоты в цикл паросиловых установок повышена только на 68 К с 590 К, что соответствует начальным

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

как правило, невелика. Когда по характеру технологического процесса допустимы кратковременные (до 24 ч) перерывы в подаче пара, наиболее экономичным и в то же время достаточно надежным решением служит прокладка однотрубного паропровода с конденсатопроводом.

Необходимо иметь в виду, что дублирование сетей приводит к значительному возрастанию их стоимости и расхода материалов, в первую очередь стальных трубопроводов. При укладке вместо одного трубопровода, рассчитанного на 100 %-ную нагрузку, двух параллельных, рассчитанных на 50 %-ную нагрузку, площадь поверхности трубопроводов возрастает на 56 %. Соответственно возрастают расход металла и начальная стоимость сети.

Более сложной задачей считается выбор схемы водяных тепловых сетей, поскольку их нагрузка, как правило, менее концентрирована. Водяные тепловые сети в современных городах обслуживают большое число потребителей, измеряемое нередко тысячами и даже десятками тысяч присоединенных зданий, расположенных на территориях, измеряемых часто многими десятками квадратных километров.

Водяные сети менее долговечны по сравнению с паровыми главным образом из-за бóльшей подверженности наружной коррозии стальных трубопроводов подземных водяных сетей по сравнению с паропроводами. Кроме того, водяные тепловые сети более чувствительны к авариям из-за большей плотности теплоносителя. Аварийная уязвимость водяных тепловых сетей особенно заметно проявляется в крупных системах при зависимом присоединении отопительных установок к тепловой сети, поэтому при выборе схемы водяных тепловых сетей вопросам надежности и резервирования теплоснабжения необходимо уделить особое внимание.

Водяные тепловые сети должны четко разделяться на магистральные и распределительные. К *магистральным* обычно относятся теплопроводы, соединяющие источники теплоты с районами теплового потребления, а также между собой.

Теплоноситель поступает из магистральных сетей в распределительные сети и по распределительным сетям подается через групповые тепловые подстанции или местные тепловые подстанции к теплопотребляющим установкам абонентов. Непосредственное присоединение тепловых потребителей к магистральным сетям не следует допускать, за исключением случаев присоединения крупных промышленных предприятий.

Магистральные тепловые сети с помощью задвижек разделяются на секции длиной 1—3 км. При раскрытии (разрыве) трубопровода место отказа или аварии локализуется секционирующими задвижками. Благодаря этому уменьшаются потери сетевой воды и сокращается длительность ремонта вследствие уменьшения времени, необходимого для дренажа воды из трубопровода перед проведением ремонта и для заполнения участка трубопровода сетевой водой после ремонта.

Расстояние между секционирующими задвижками выбирается из условия, чтобы время, требуемое для проведения ремонта, было меньше времени, в течение которого внутренняя температура $t_в$ в отапливаемых помещениях при полном отключении отопления при расчетной наружной температуре для отопления $t_{но}$ не опускалась ниже минимального предельного значения, которое принимают обычно 12—14 °С[1], в соответствии с договором теплоснабжения. Время, необходимое для проведения ремонта, возрастает с увеличением диаметра тру-

[1] Более подробно см гл 11 «Эксплуатация тепловых сетей»

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

параметрам теплосиловых установок в начале XX в. (9,0 МПа и 535 °С), до 658 К, что соответствует начальным параметрам 24 МПа и 540/540 °С в настоящее время.

Одним из путей, способствующих совершенствованию циклов превращения теплоты в работу, является использование энергоносителей в соответствии с их физическими свойствами.

Газ — один из энергоносителей, существенно упрощающий задачу повышения средней температуры подвода теплоты в теплосиловой цикл, так как повышение температуры газа не связано с повышением его давления.

Однако при использовании газа усложняется решение второй задачи технического прогресса — снижения температуры отработавшей теплоты, отводимой из цикла, что требует увеличения степени изменения давления в компрессоре и в турбине; последнее вызывает повышенные внутренние потери в этих машинах из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения.

Одно из оптимальных решений задачи заключается в применении парогазовых установок, в которых для реализации высокотемпературной части цикла используется газ, а низкотемпературной — водяной пар.

Однако независимо от парогазовых установок на практике находят применение газотурбинные теплофикационные установки, в которых снижение температуры отработавшего газа, отводимого из цикла, достигается вследствие увеличения степени изменения давления в компрессоре и в турбине и в которых в полной мере проявляются внутренние потери, связанные с неизоэнтропностью этих процессов. Поэтому самостоятельный интерес представляет определение целесообразной области использования газотурбинных теплофикационных установок в современных условиях.

Тепловую экономичность газотурбинных теплофикационных установок достаточно полно характеризуют три основных показателя: удельная выработка электрической энергии на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения $\bar{э}_г$; коэффициенты полезного действия выработки электрической энергии $\eta_г^э$ и теплоты $\eta_г^т$.

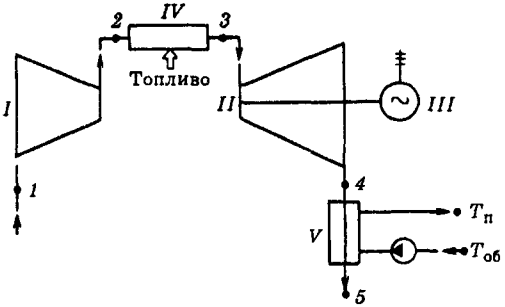


Рис. 1.8. Принципиальная схема теплофикационной газотурбинной установки

I — компрессор; *II* — газовая турбина; *III* — электрический генератор; *IV* — камера сгорания; *V* — газовый теплофикационный подогреватель; *1—5* — соответствуют точкам процесса на рис. 1.9

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ

На рис. 1.8 приведена принципиальная схема газотурбинной теплофикационной установки, а на рис. 1.9 ее рабочий цикл в *T*, *s*-диаграмме.

Соотношение массовых расходов рабочего тела через компрессор и турбину этой установки определяется на основе молекулярного баланса процесса горения метана

$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O, \quad (1.49)$$

из которого выводится соотношение массовых расходов кислорода и метана в камере сгорания

$$\frac{M_{O_2}}{M_{CH_4}} = \frac{2O_2}{CH_4} = \frac{64}{16} = 4. \quad (1.50)$$

Долевое содержание кислорода в окружающем воздухе составляет 23 %, поэтому соотношение массовых расходов воздуха и метана в камере сгорания

$$\frac{M_{возд}}{M_{CH_4}} = \frac{4}{0{,}23} = 17{,}3. \quad (1.51)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

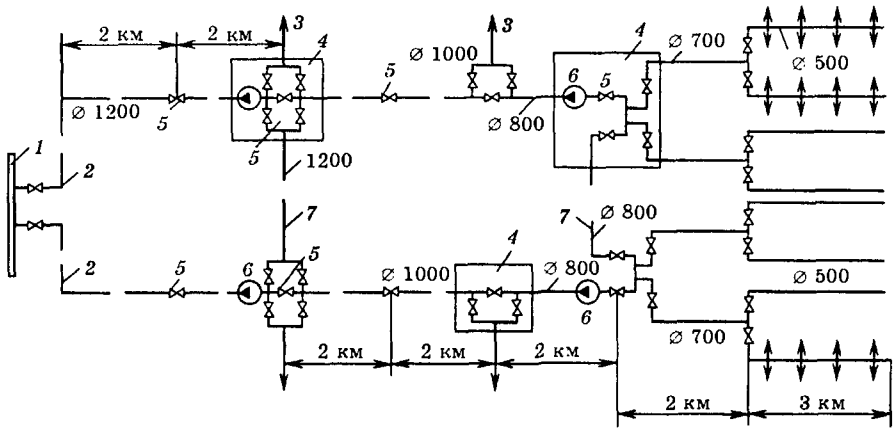


Рис. 5.1. Принципиальная однолинейная коммуникационная схема двухтрубной водяной тепловой сети с двумя магистралями

1 — коллектор ТЭЦ; *2* — магистральная сеть; *3* — распределительная сеть, *4* — секционирующая камера, *5* — секционнрующая задвижка; *6* — насос; *7* — блокирующая связь

бопровода, а также расстояния между секционирующими задвижками.

С другой стороны, как будет показано далее (см. гл. 11), темп выстывания зданий возрастает при снижении наружной температуры [см. (11.2)].

Поэтому для возможности удовлетворения вышеприведенного условия о проведении ремонта теплопровода за период снижения внутренней температуры от 18 до 12—14 °С расстояние между секционирующими задвижками должно выбираться с учетом всех влияющих факторов.

Расстояние между секционирующими задвижками должно быть, как правило, меньше при бо́льших диаметрах трубопроводов и при более низкой расчетной наружной температуре для отопления $t_{н\,о}$.

Условие проведения ремонта теплопровода большого диаметра за период допустимого снижения внутренней температуры в отапливаемых зданиях трудно выполнить, так как время ремонта существенно возрастает с увеличением диаметра.

В этом случае необходимо предусматривать системное резервирование теплоснабжения при выходе из строя участка тепловой сети, если не выполняется вышеприведенное условие о времени ремонта. Одним из методов резервирования является блокировка смежных магистралей, рассмотренная в § 5.9.

Секционирующие задвижки удобно размещать в узлах присоединения распределительных сетей к магистральным тепловым сетям.

В этих узловых камерах кроме секционирующих задвижек размещаются также головные задвижки распределительных сетей, задвижки на блокирующих линиях между смежными магистралями или между магистралями и резервными источниками теплоснабжения, например районными котельными (камеры *4* на рис. 5.1).

В секционировании паровых магистралей нет необходимости, так как масса пара, требующаяся для заполнения длинных паропроводов, невелика. Секционные задвижки должны быть оборудованы электро- или гидроприводом и иметь телемеханическую связь с центральным диспетчерским пунктом. Распределительные сети должны иметь присоединение к магистрали с обеих сторон секционирующих задвижек с тем, чтобы можно было обеспечить бесперебойное теплоснабжение абонентов при авариях

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

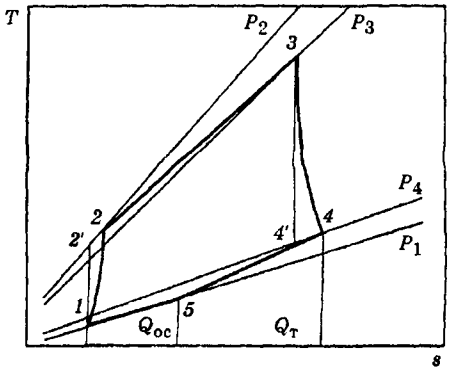


Рис. 1.9. Процесс работы газотурбинной теплофикационной установки в *T, s*-диаграмме

1—2 — сжатие рабочего тела в компрессоре; *2—3* — подвод теплоты в камеру сгорания; *3—4* — расширение рабочего тела в турбине; *4—5* — отвод теплоты в систему теплоснабжения; *5—1* — отвод теплоты в окружающую среду[1]

Соотношение массовых расходов рабочего тела через воздушный компрессор и газовую турбину

$$\overline{M} = \frac{M_{\text{компр}}}{M_{\text{турб}}} = \frac{17{,}3}{17{,}3 + 1} = 0{,}945 . \quad (1.52)$$

В дальнейших расчетах принят одинаковый массовый расход рабочего тела через компрессор и турбину, т.е. $\overline{M} = 1$, что обеспечивает некоторый запас в расчете. При $\overline{M} = 1$ учитываются затраты энергии на сжатие не только воздуха, но и газа, поступающего в камеру сгорания.

КПД ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

КПД выработки электроэнергии в теплофикационной газотурбинной установке определяется на основе следующего исходного уравнения:

$$\eta_{\text{г}}^{\text{э}} = \frac{l_{\text{т}} - l_{\text{к}}}{q_{\text{к.с}} - q_{\text{т.п}}}, \quad (1.53)$$

где $l_{\text{т}}$ — удельная выработка электрической энергии в турбогенераторе; $l_{\text{к}}$ — удельная затрата электроэнергии в компрессоре; $q_{\text{к.с}}$ — удельные затраты теплоты топлива в камере сгорания; $q_{\text{т.п}}$ — удельный отвод теплоты из теплофикационного подогревателя на теплоснабжение. Все удельные показатели в уравнении (1.53) относятся к единице (1 кг) массового расхода рабочего тела.

На основе (1.53) выводится выражение для расчета КПД выработки электроэнергии в газотурбинной теплофикационной установке

$$\eta_{\text{г}}^{\text{э}} = \eta_{\text{к.с}} \frac{\dfrac{T_3}{T_1}(1-\tau_{\text{т}})\eta_{oi}^{\text{т}}\eta_{\text{эм}}^{\text{т}} - \dfrac{1-\tau_{\text{к}}}{\tau_{\text{к}}\eta_{oi}^{\text{к}}\eta_{\text{эм}}^{\text{к}}}}{\dfrac{T_3}{T_1}(1-\tau_{\text{т}})\eta_{oi}^{\text{т}} - \dfrac{1-\tau_{\text{к}}}{\tau_{\text{к}}\eta_{oi}^{\text{к}}} + \left(\dfrac{T_5}{T_1} - 1\right)}, \quad (1.54)$$

где T_1, T_3, T_5 — температуры рабочего тела на входе в компрессор, в турбину и на выходе из теплофикационного подогревателя, К; $\eta_{oi}^{\text{т}}$ и $\eta_{oi}^{\text{к}}$ — внутренние относительные КПД турбины и компрессора; $\eta_{\text{эм}}^{\text{т}}$ и $\eta_{\text{эм}}^{\text{к}}$ — электромеханические КПД турбины и компрессора; $\eta_{\text{к.с}}$ — КПД камеры сгорания; $\tau_{\text{т}} = T_4'/T_3$ — относительное изменение температуры рабочего тела в турбине при изоэнтропном расширении; T_4' — температура рабочего тела на выходе из турбины при изоэнтропном расширении, К; $\tau_{\text{к}} = T_1/T_2'$ — относительное изменение температуры рабочего тела в компрессоре при изоэнтропном сжатии; T_2' — температура рабочего тела на выходе из компрессора при изоэнтропном сжатни, К.

Связь между относительным изменением температуры и относительным изменением давления определяется выражением

$$\tau = \Pi^{(k-1)/k}, \quad (1.55)$$

[1] Необходимые пояснения и комментарии к неописанным в подрисуночных подписях точкам приводятся в тексте книги

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

на любом секционированном участке магистрали.

Блокировочные связи между магистралями могут выполняться однотрубными. Соответствующей схемой их присоединения к магистральной сети может быть предусмотрено использование блокировочной связи как для подающего, так и для обратного трубопровода.

В зданиях особой категории, которые не допускают перерывов в теплоснабжении, должна быть предусмотрена возможность резервного теплоснабжения от газовых или электрических нагревателей или же от местных котельных на случай аварийного прекращения централизованного теплоснабжения.

По СНиП 2.04.07-86 [130] допускается уменьшение подачи теплоты в аварийных условиях до 70 % суммарного расчетного расхода (максимально-часового на отопление и вентиляцию и среднечасового на горячее водоснабжение). Для предприятий, в которых не допускаются перерывы в подаче теплоты, должны предусматриваться дублированные или кольцевые схемы тепловых сетей. Расчетные аварийные расходы теплоты должны приниматься в соответствии с режимом работы предприятий.

На рис. 5.1 приведена принципиальная однолинейная схема двухтрубной водяной тепловой сети[1] от ТЭЦ электрической мощностью 500 МВт и тепловой мощностью 2000 МДж/с (1700 Гкал/ч).

Радиус действия тепловой сети 15 км До конечного района теплопотребления сетевая вода передается по двум двухтрубным транзитным магистралям длиной 10 км. Диаметр магистралей на выходе с ТЭЦ 1200 мм. По мере распределения воды в попутные ответвления диаметры магистральных линий уменьшаются. В конечный район теплового потребления сетевая вода вводится по четырем магистралям диаметром 700 мм, а затем распределяется по восьми магистралям диаметром 500 мм Блокировочные связи между магистралями, а также резервирующие насосные подстанции установлены только на линиях диаметром 800 мм и более.

Такое решение допустимо в том случае, когда при принятом расстоянии между секционирующими задвижками (на схеме — 2 км) время, необходимое для ремонта трубопровода диаметром 700 мм, меньше времени, в течение которого внутренняя температура отапливаемых зданий при отключении отопления при наружной температуре $t_{н\,о}$ снизится от 18 до 12 °С (не ниже).

Блокировочные связи и секционирующие задвижки распределены таким образом, что при аварии на любом участке магистрали диаметром 800 мм и более обеспечивается теплоснабжение всех абонентов, присоединенных к тепловой сети Теплоснабжение абонентов нарушается только при авариях на линиях диаметром 700 мм и менее.

В этом случае прекращается теплоснабжение абонентов, расположенных за местом аварии (по ходу теплоты).

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ посредством соединения их магистралей блокировочными связями. В этом случае может быть создана объединенная кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками пи-

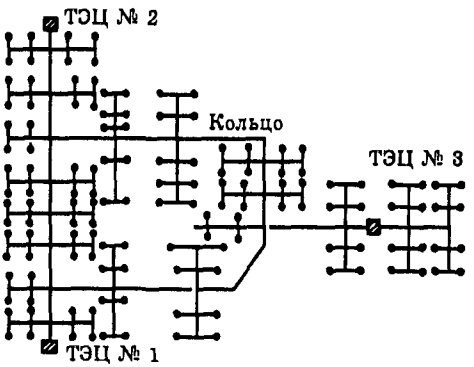


Рис. 5.2. Кольцевая тепловая сеть от трех ТЭЦ

[1] На схеме каждая двухтрубная магистраль изображена одной линией

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

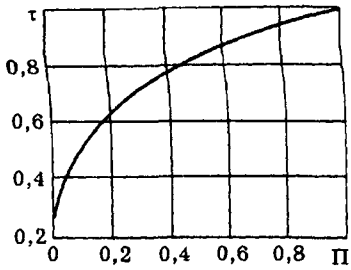


Рис. 1.10. Зависимость относительного изменения температуры рабочего тела при изоэнтропном процессе τ от относительного изменения давления П

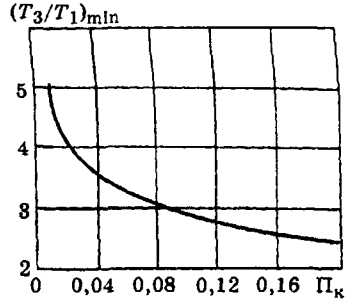


Рис. 1.11. Зависимость $(T_3/T_1)_{min}$ от относительного изменения давления в компрессоре $П_к$

где П — относительное изменение давления; k — показатель адиабаты рабочего агента.

Зависимость $\tau = f(П)$ при $k = 1{,}4$ приведена на рис. 1.10. Для турбины $П_т = p_4/p_3$, для компрессора $П_к = p_1/p_2$.

ГРАНИЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Газотурбинная установка может генерировать полезную электрическую энергию только при условии, что работа, производимая турбиной, превышает работу, производимую компрессором, т.е. когда $l_т > l_к$ или, что одно и то же, когда

$$\frac{T_3}{T_1}(1-\tau_т)\eta_{oi}^{т}\eta_{эм}^{т} > \frac{1-\tau_к}{\tau_к\eta_{oi}^{к}\eta_{эм}^{к}}. \quad (1.56)$$

Из этого условия выводится значение граничного параметра газотурбинной установки

$$\left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{min} = \frac{1-\tau_к}{\tau_к(1-\tau_т)\eta_{oi}^{к}\eta_{oi}^{т}\eta_{эм}^{к}\eta_{эм}^{т}}. \quad (1.57)$$

При $\frac{T_3}{T_1} \le \left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{min}$ газотурбинная установка не может развивать полезную электрическую мощность, так как работа в компрессоре равна или превышает работу, произведенную турбиной. На рис. 1.11 показана зависимость $(T_3/T_1)_{min}$ от относительного изменения давления в компрессоре $П_к = p_1/p_2$.

На основе уравнения (1.56) находится также максимальная степень изменения давления в компрессоре, при которой газотурбинная установка не может развивать полезную электрическую мощность

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{max} = \left(\frac{T_3}{T_1}\eta_{oi}^{к}\eta_{oi}^{т}\eta_{эм}^{к}\eta_{эм}^{т}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1.58)$$

При $\frac{p_2}{p_1} \ge \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{max}$ работа в компрессоре равна или превышает работу, произведенную турбиной.

Из уравнения (1.57) находится также одно из граничных значений отношения T_4/T_3, т.е. $(T_4/T_3)_{min}$, при котором полезная работа газотурбинной установки равна нулю:

$$\left(\frac{T_4}{T_3}\right)_{min} = (1-\eta_{oi}^{т}) + \frac{1}{\mu\frac{T_3}{T_1}\eta_{oi}^{к}\eta_{эм}^{т}\eta_{эм}^{к}}, \quad (1.59)$$

где $\mu = \frac{\tau_к}{\tau_т} = \beta^{(k-1)/k}$ (при $\beta = П_к/П_т = 0{,}9$ и $k = 1{,}4$ значение $\mu = 0{,}97$); T_4 — температура рабочего тела на выходе из газовой турбины.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тания (рис. 5.2). В такую же систему могут быть в ряде случаев объединены тепловые сети ТЭЦ и крупных районных или промышленных котельных.

Объединение магистральных тепловых сетей нескольких источников теплоты наряду с резервированием теплоснабжения позволяет уменьшить суммарный котельный резерв на ТЭЦ и увеличить степень использования наиболее экономичного оборудования в системе за счет оптимального распределения нагрузки между источниками теплоты.

Блокирующие связи между магистралями большого диаметра должны иметь достаточную пропускную способность, обеспечивающую передачу резервирующих потоков воды. В необходимых случаях для увеличения пропускной способности блокирующих связей сооружаются насосные подстанции.

Независимо от блокирующих связей между магистралями целесообразно в городах с развитой нагрузкой горячего водоснабжения предусматривать перемычки сравнительно небольшого диаметра между смежными распределительными тепловыми сетями для резервирования нагрузки горячего водоснабжения.

При диаметрах магистралей, отходящих от источника теплоты, 700 мм и менее обычно применяют радиальную (лучевую) схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра по мере удаления от станции и снижения присоединенной тепловой нагрузки (рис. 5.3). Такая сеть наиболее дешевая по начальным затратам, требует наименьшего расхода металла на сооружение и проста в эксплуатации. Однако при аварии на магистрали радиальной сети прекращается теплоснабжение абонентов, присоединенных за местом аварии. Например, при аварии в точке *а* на радиальной магистрали *1* прекращается питание всех потребителей, расположенных по направлению трассы от ТЭЦ после точки *а*. Если происходит авария на магистрали вблизи станции, то прекращается теплоснабжение всех потребителей, присоединенных к магистрали. Такое решение допустимо, если время ремонта трубопроводов диаметром не менее 700 мм удовлетворяет вышесказанному условию.[1]

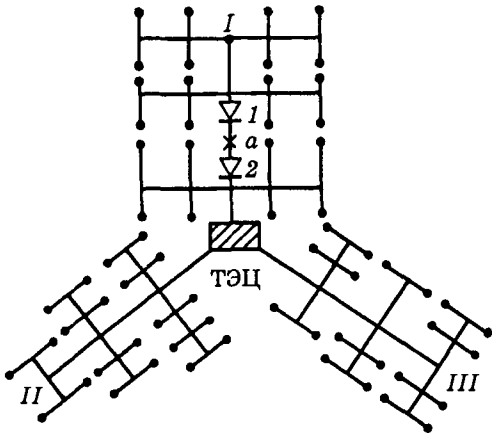


Рис. 5.3. Радиальная тепловая сеть

5.3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Уравнение Бернулли для установившегося движения по трубопроводу несжимаемой жидкости, выражающее, отнесенный к единице массы, энергетический баланс этой жидкости без учета ее энтальпии, может быть записано в виде (рис. 5.4)

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\delta p}{\rho}, \quad (5.1)$$

[1] *Примечание научного редактора.* Вопрос о том, при каких диаметрах теплопроводов какую схему тепловых сетей (радиальную или кольцевую) следует применять в системах централизованного теплоснабжения, должен решаться исходя из конкретных условий, диктуемых надежностью теплоснабжения потребителей теплоты допускают они перерыв в подаче теплоносителя или нет, каковы затраты на резервирование и т.п. Поэтому в условиях рыночной экономики указанная выше регламентация диаметров и схем тепловых сетей не может считаться единственно правильным решением.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Второе граничное отношение T_4/T_3 соответствует условию, когда полезная работа газотурбинной установки равна нулю при максимальных значениях $(T_4/T_3)_{max}$. При этом перепад энтальпий рабочего тела в турбине практически равен нулю. В зависимости от значений T_3/T_1, $\eta_{oi}^{т}$, $\eta_{oi}^{к}$, $\eta_{эм}^{т}$, $\eta_{эм}^{к}$ это отношение находится в диапазоне от 0,97 до 1.

Таким образом, газотурбинная установка может развивать полезную электрическую мощность только в пределах значений T_4/T_3, определяемых неравенством

$$\left(\frac{T_4}{T_3}\right)_{min} \le \frac{T_4}{T_3} \le \left(\frac{T_4}{T_3}\right)_{max}. \quad (1.60)$$

УДЕЛЬНАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Удельная выработка электрической энергии на единицу отработавшей теплоты, использованной для теплоснабжения, определяется для теплофикационных газотурбинных установок на основе следующего уравнения:

$$\bar{э}_г = \frac{(T_3 - T_4)\eta_{эм}^{т} - (T_2 - T_1)/\eta_{эм}^{к}}{(T_4 - T_5)}, \quad (1.61)$$

которое приводится к следующему виду:

$$\bar{э}_г = \frac{\frac{T_3}{T_1}(1-\tau_т)\eta_{oi}^{т}\eta_{эм}^{т} - \frac{1-\tau_к}{\tau_к \eta_{oi}^{к}\eta_{эм}^{к}}}{\frac{T_3}{T_1}[1-(1-\tau_т)\eta_{oi}^{т}] - T_5/T_1}. \quad (1.62)$$

В уравнении (1.62) удельная выработка электроэнергии $\bar{э}_г$ приведена в безразмерном виде, т.е. когда количество электрической энергии, выработанной в теплофикационном цикле, и количество теплоты, отведенной из цикла и использованной для теплоснабжения, выражены в одних и тех же физических единицах (например, Дж/Дж или кВт·ч/(кВт·ч)). Для получения размерного значения $\bar{э}_г$ необходимо умножить на размерную единицу 278 кВт·ч/ГДж или 1163 кВт·ч/Гкал.

Величина $\bar{э}_г$ по формуле (1.62) учитывает выработку электроэнергии как комбинированную, так и на базе теплоты, отведенной в окружающую среду.

В теплофикационных газотурбинных установках, как правило, часть отработавшей теплоты отводится в окружающую среду, поскольку практически всегда $T_5/T_1 > 1$.

ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

На рис. 1.12 приведены зависимости КПД выработки электрической энергии $\eta_г^э$ и удельной выработки электроэнергии $\bar{э}_г$ на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, от расчетных параметров рабочего тела T_3/T_1 и T_4/T_3.

Зависимости построены соответственно по уравнениям (1.54) и (1.62). Граничный параметр $(T_4/T_3)_{min}$ определен по формуле (1.59), а граничный параметр $(T_4/T_3)_{max}$ принят равным 0,98. При проведении расчетов приняты следующие значения величин: $\eta_{oi}^{т} = 0{,}86$; $\eta_{oi}^{к} = 0{,}82$; $\eta_{эм}^{т} = \eta_{эм}^{к} = 0{,}99$; $\eta_{к.с} = 0{,}98$; $T_5/T_1 = 1{,}3$.

Как видно из результатов расчета, представленных на рис. 1.12, зависимости $\eta_г^э = f(T_3/T_1, T_4/T_3)$ и $\bar{э}_г = f(T_3/T_1, T_4/T_3)$ имеют явно выраженные экстремумы.

Сравнение зависимости $\bar{э}_г = f(T_4/T_3)$ для газотурбинных теплофикационных установок с зависимостью удельной комбинированной выработки электроэнергии от средней температуры отвода теплоты в паротурбинных теплофикационных установ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

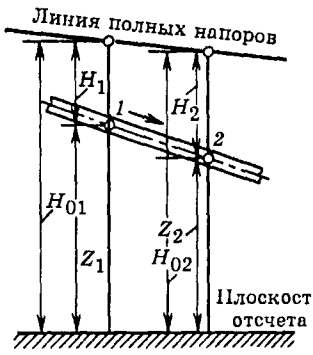


Рис. 5.4. Схема движения жидкости по трубопроводу

где Z_1 и Z_2 — геометрическая высота оси трубопровода в сечениях *1* и *2* по отношению к горизонтальной плоскости отсчета, м; w_1 и w_2 — скорости движения жидкости в сечениях *1* и *2*, м/с; p_1 и p_2 — давления жидкости, измеренные на уровне оси трубопровода в сечениях *1* и *2*, Па; δp — падение давления на участке *1—2*; ρ — плотность жидкости, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, $g = 9{,}81$ м/с^2.

Первый член в (5.1) Zg — удельная энергия высоты в данном сечении, (отнесенная к единице массы жидкости), Дж/кг; $w^2/2$ — удельная кинетическая энергия жидкости в данном сечении, Дж/кг; p/ρ — удельная потенциальная энергии жидкости в данном сечении, Дж/кг; $\delta p/\rho$ — удельная потеря потенциальной энергии жидкости из-за трения и местных сопротивлений на участке трубопровода *1—2*, Дж/кг, которая переходит в теплоту, что приводит к увеличению удельной энтальпии жидкости в процессе ее движения по трубопроводу.

Наряду с удельной энергией в гидравлическом расчете тепловых сетей широко используется другой параметр — напор, м,

$$H_0 = Z + \frac{w^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = Z + \frac{w^2}{2g} + H, \quad (5.2)$$

где p — давление в трубопроводе, Па; $p/\gamma = H$ — пьезометрический напор, м; γ — удельный вес жидкости, Н/м^3.

При гидравлическом расчете тепловых сетей, как правило, не учитывают отношение $w^2/2g$, представляющее собой скоростной напор потока в трубопроводе, так как он составляет сравнительно небольшую долю полного напора и изменяется по длине сети незначительно. Обычно принимают

$$H_0 = Z + p/\gamma = Z + H, \quad (5.3)$$

т.е. считают полный напор равным сумме пьезометрического напора и высоты расположения оси трубопровода над плоскостью отсчета. Под пьезометрическим напором понимается давление в трубопроводе, выраженное в линейных единицах (обычно в метрах) столба той жидкости, которая передается по трубопроводу.

Из (5.3) следует, что $H = H_0 - Z$. Пьезометрический напор равен разности между полным напором и геометрической высотой оси трубопровода над плоскостью отсчета. Падение давления и потеря напора в сети, или располагаемый перепад (разность напоров), в сети связаны следующими зависимостями:

$$\delta H = \delta p/\gamma = \delta p/g\rho ; \quad (5.4)$$

$$h = R/\gamma = R/(g\rho), \quad (5.5)$$

где δH — потеря напора или располагаемый напор, м; δp — падение давления, или располагаемый перепад давления, Па; h, R — удельная потеря напора (безразмерная величина) и удельное падение давления, Па/м.

Падение давления в трубопроводе может быть представлено как сумма двух слагаемых: линейного падения и падения в местных сопротивлениях

$$\delta p = \delta p_л + \delta p_м, \quad (5.6)$$

где $\delta p_л$ — линейное падение давления; $\delta p_м$ — падение давления в местных сопротивлениях.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

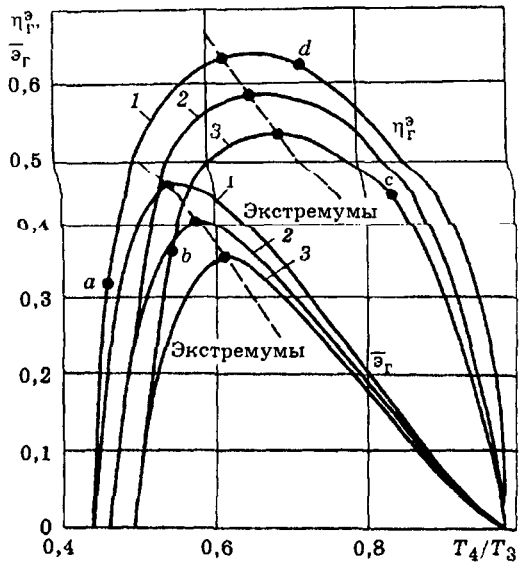


Рис. 1.12. Энергетические показатели теплофикационной газотурбинной установки

1 — $T_3/T_1 = 4{,}34$; *2* — $T_3/T_1 = 4{,}0$; *3* — $T_3/T_1 = 3{,}7$; $T_5/T_1 = 1{,}3$; $\eta^т_{oi} = 0{,}86$, $\eta^к_{oi} = 0{,}82$; $\eta^т_{эм} = \eta^к_{эм} = 0{,}99$

как $\bar{э}_т = (T_т/T_0)$ показывает их принципиальное различие.

В паротурбинных установках снижение средней температуры отвода теплоты $T_т$ всегда приводит к повышению $\bar{э}_т$. В зависимости от значения внутреннего относительного КПД процесса расширения пара в турбине η_{oi} изменяется значение производной $d\bar{э}_т/dT_т$, но отрицательный знак производной всегда остается неизменным, так как со снижением температуры отвода теплоты $T_т$ всегда повышается удельная комбинированная выработка электрической энергии $\bar{э}_т$.

В газотурбинных теплофикационных установках характер зависимости, т.е. знак производной $d\bar{э}_г/dT_т$, определяется областью значений T_4/T_3.

При $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{экс}$ газотурбинная установка работает в области большой степени изменения давлений в компрессоре p_2/p_1 и в турбине p_3/p_4. В этой области внутренние потери из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения велики.

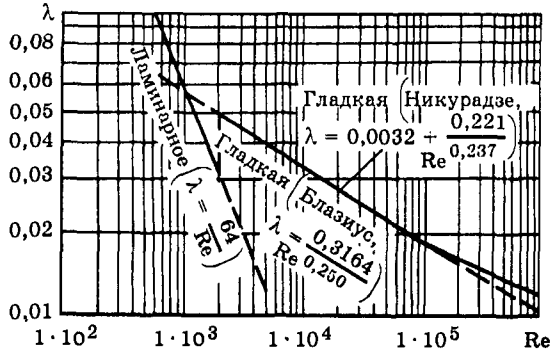
При повышении температуры T_4 снижаются степени изменения давлений в компрессоре и турбине, в связи с чем снижаются внутренние потери, представляющие собой значительную долю выработанной электроэнергии.

В результате КПД и удельная выработка электроэнергии возрастают, так как значение снижения внутренних потерь в турбине и компрессоре превышает потери работы в турбине из-за повышения температуры T_4 отвода теплоты.

При $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{экс}$ газотурбинная установка работает в области более низкой степени изменения давления в компрессоре и в турбине. В этой области внутренние потери из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения относительно невелики и их роль в балансе энергии в установке существенно меньше, чем в области $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{экс}$. При повышении температуры отвода теплоты снижается располагаемая разность температур рабочего тела (T_3—T_4) и соответственно снижаются КПД и удельная выработка электроэнергии.

В паротурбинных теплофикационных установках КПД комбинированной выработки электроэнергии является практически постоянной величиной. В газотурбинных теплофикационных установках КПД выработки электроэнергии является переменной величиной — функцией отношения температур T_3/T_1 и T_4/T_3. Диапазон значений T_4/T_3, в пределах которого газотурбинная установка может развивать полезную электрическую мощность, ограничен двумя предельными значениями T_4/T_3.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



← Рис. 5.5. Зависимость коэффициента трения гладких труб от числа Рейнольдса



↑ Рис. 5.6. Разрез шероховатой стенки трубы

Линейное падение $\delta p_л$ представляет собой падение давления на прямолинейных участках трубопровода. Падение давления в местных сопротивлениях $\delta p_м$ — это падение давления в арматуре (вентилях, задвижках, кранах и т.д.) и других элементах оборудования, размещенных неравномерно по длине трубопровода (коленях, шайбах, переходах и т.п.).

Линейное падение давления. В трубопроводах, транспортирующих жидкость или газы,

$$\delta p_л = R_л l, \qquad (5.7)$$

где $\delta p_л$ — линейное падение давления на участке, Па; $R_л$ — удельное падение давления, т.е. падение давления, отнесенное к единице длины трубопровода, Па/м; l — длина трубопровода, м.

Исходной зависимостью для определения удельного линейного падения в трубопроводе является уравнение Дарси

$$R_л = \lambda \frac{w^2}{2} \frac{\rho}{d} = 0{,}812\lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}, \qquad (5.8)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина); w — скорость среды, м/с; ρ — плотность среды, кг/м^3; d — внутренний диаметр трубопровода, м; G — массовый расход, кг/с.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от состояния стенки трубы (гладкая или шероховатая) и режима движения жидкости (ламинарное или турбулентное).

Поскольку гладкие трубы в техник транспортировки теплоты имеют ограни ченное применение (в основном в теплооб менных аппаратах), ниже приведены фор мулы для расчета коэффициента трени гладких труб без их подробного анализа:

Формула Пуазейля[1]	$\mathrm{Re} \le 2300$ (ламинарное движение), $\lambda = 64/\mathrm{Re}$,
Формула Блазиуса	$2300 \le \mathrm{Re} \le 10^4$, $\lambda = 0{,}3164/\mathrm{Re}^{0{,}25}$;
Формула Альтшуля	$\mathrm{Re} \ge 10^4$, $\lambda = 1/(1{,}82\ \lg\mathrm{Re} - 1{,}64)^2$;
Формула Никурадзе	$\mathrm{Re} \ge 10^5$, $\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221/\mathrm{Re}^{0{,}237}$.

На рис 5.5 показана зависимость коэффициента гидравлического трения гладких труб от числа Re.

Основное применеиие для транспортировки теплоты имеют шероховатые стальные трубы.

Шероховатую поверхность можно представить состоящей из ряда элементарных выступов k (рис. 5.6). В качестве первого характеристического параметра шероховатости принимают высоту выступа шероховатости, называемую абсолютной шероховатостью стенки. У большинства работающих стальных трубопроводов она составляет в зависимости от технологии изготовления труб и условий эксплуатации от 0,05

[1] Формула Пуазейля при ламинарном движении действительна как для гладких, так и для шероховатых труб.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Нижнее предельное значение $(T_4/T_3)_{min}$ соответствует режиму, при котором работа, произведенная турбиной, равна работе компрессора. Верхнее предельное значение $(T_4/T_3)_{max}$ соответствует режиму, при котором перепад энтальпий рабочего тела в турбине близок к нулю.

При повышении температуры T_3 или отношения температур T_3/T_1 снижается значение нижнего граничного параметра $(T_4/T_3)_{min}$ (1.59) и расширяется диапазон значений T_4/T_3, в пределах которого газотурбинная теплофикационная установка может развивать полезную электрическую мощность.

Удельную экономию условного топлива на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, по сравнению с раздельным энергоснабжением можно определить по формуле

$$\Delta b = \Delta b_э + \Delta b_т, \qquad (1.63)$$

где $\Delta b_э$ — удельная экономия условного топлива вследствие выработки электрической энергии на газотурбинной ТЭЦ; $\Delta b_т$ — удельная экономия условного топлива в результате выработки теплоты на газотурбинной ТЭЦ для нужд теплоснабжения. Значение $\Delta b_э$ определяется как

$$\Delta b_э = 278\,\bar{э}_г(b_р^э - b_г^э), \qquad (1.64)$$

где $278\,\bar{э}_г$ — удельная выработка электроэнергии в газотурбинной установке на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, кВт · ч/ГДж, определяется по (1.62); $b_р^э$ и $b_г^э$ — удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии в конденсационной электростанции и в газотурбинной установке, кг/(кВт · ч),

$$b_г^э = \frac{0{,}123}{\eta_г^э}. \qquad (1.65)$$

Удельная экономия условного топлива вследствие отпуска теплоты от газотурбинной установки для нужд теплоснабжения

$$\Delta b_т = b_р^т - b_г^т, \qquad (1.66)$$

где $b_р^т$ — удельный расход условного топлива на выработку теплоты в котельной; $b_г^т$ — удельный расход условного топлива на выработку теплоты в газотурбинной установке, кг/ГДж,

$$b_г^т = \frac{34{,}1}{\eta_{к.с}}. \qquad (1.67)$$

Величина $\Delta b_т$ является постоянной, так как она практически не зависит от режима работы газотурбинной установки.

Задача оптимизации тепловой экономичности газотурбинной теплофикационной установки заключается в определении параметров рабочего тела на входе и выходе из турбины T_3, p_3, T_4, p_4, при которых удельная экономия топлива в результате выработки электроэнергии имеет максимальное значение.

ОБЛАСТЬ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В паротурбинных теплофикационных установках расход электроэнергии на привод питательных насосов составляет относительно небольшую долю ее выработки установкой. В газотурбинных теплофикационных установках расход электроэнергии на привод воздушных компрессоров составляет значительную долю ее выработки турбиной.

Повышение начальных параметров пара в паротурбинных установках однозначно приводит к увеличению средней температуры подвода теплоты в цикл, в результате улучшаются основные энергетические показатели установки – увеличиваются удель-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

до 2 мм. В качестве второго характеристического параметра принимают отношение абсолютной шероховатости к радиусу трубопровода k/r, называемое относительной шероховатостью.

Как показывают исследования стальных труб, проведенные Г. А. Муриным в лаборатории теплофикации ВТИ, при малых числах Re коэффициент гидравлического трения λ имеет максимальное значение. С увеличением числа Re коэффициент гидравлического трения монотонно уменьшается и при некотором значении $Re_{пр}$ практически достигает минимального значения. При дальнейшем увеличении числа Re коэффициент гидравлического трения остается постоянным [66].

С достаточной для практических расчетов точностью принимают, что в так называемой переходной области, т.е. при $2300 < Re < Re_{пр}$, коэффициент гидравлического трения зависит как от эквивалентной относительной шероховатости $k_э/r$, так и от числа Re, а при $Re > Re_{пр}$ коэффициент гидравлического трения зависит только от $k_э/r$ и не зависит от числа Re.

Под эквивалентной относительной шероховатостью реального трубопровода понимается искусственная относительная равномерная шероховатость цилиндрической стенки, коэффициент гидравлического трения которой в области $Re > Re_{пр}$ *такой же, как и в данном реальном трубопроводе.*

Полученная опытным путем зависимость коэффициента гидравлического трения стальных труб от числа Re и относительной шероховатости хорошо описывается универсальным уравнением, предложенным А.Д. Альтшулем [1],

$$\lambda = 0{,}11(k_э/d + 68/Re)^{0{,}25}. \qquad (5.9)$$

При $k_э = 0$ формула Альтшуля переходит в формулу Блазиуса. При $Re = \infty$ формула Альтшуля переходит в формулу Б.Л. Шифринсона [145]

$$\lambda = 0{,}11(k_э/d)^{0{,}25}. \qquad (5.10)$$

Поскольку с увеличением числа Re значение второго слагаемого в скобках в (5.9) резко уменьшается, то при больших числах Re расхождение между значениями λ, найденными по формулам Шифринсона и Альтшуля, получается незначительным.

Принимая допустимое расхождение в коэффициенте гидравлического трения по формулам Альтшуля и Шифринсона равным 3 %, из условия $\lambda_А/\lambda_Ш - 1 = 0{,}03$ получаем

$$Re_{пр} = 568d/k_э, \qquad (5.11)$$

где $\lambda_А$ и $\lambda_Ш$ — значения λ, рассчитанные по (5.9) и (5.10). Поэтому при $Re < 568d/k_э$ коэффициент гидравлического трения должен определяться по (5.9), а при $Re \geq Re_{пр} \geq 568d/k_э$ — по более простой формуле (5.10) Б.Л. Шифринсона. Чем меньше относительная шероховатость, тем больше значение $Re_{пр}$. При $Re \geq Re_{пр}$ практически имеет место квадратичная зависимость падения давления в трубопроводе от расхода.

На основе имеющихся материалов гидравлических испытаний тепловых сетей и водопроводов в СНиП 2.04.07-86 рекомендуются следующие значения абсолютной эквивалентной шероховатости, м, для гидравлического расчета тепловых сетей [130]:

Паропроводы	$0{,}2 \cdot 10^{-3}$
Водяные сети в условиях нормальной эксплуатации	$0{,}5 \cdot 10^{-3}$
Конденсатопроводы и сети горячего водоснабжения	$1 \cdot 10^{-3}$

В тепловых сетях обычно $Re > Re_{пр}$, поэтому тепловые сети, как правило, работают в квадратичной области.

Формулу (5.8) для линейного падения давления в квадратичной области можно привести к виду, более удобному для практических расчетов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ная комбинированная выработка электроэнергии и КПД выработки электроэнергии в конденсационном режиме, несмотря на некоторое увеличение расхода электроэнергии на привод питательного насоса.

Повышение температуры газа на входе в газовую турбину T_3 наряду с положительным эффектом, связанным с повышением температуры подвода теплоты в цикл, приводит при заданной температуре T_4 на выходе из турбины к увеличению степени изменения давления в турбине p_3/p_4 и в компрессоре p_2/p_1. Как отмечалось выше, это вызывает увеличение внутренних потерь из-за неизоэнтропности процессов расширения и сжатия. Поэтому в отличие от паротурбинных установок повышение температуры газов на входе в турбину может приводить как к улучшению, так и к ухудшению основных энергетических показателей газотурбинных теплофикационных установок.

Повышение средней температуры отвода теплоты из цикла паротурбинных установок однозначно приводит к снижению удельной комбинированной выработки электроэнергии, т.е. к ухудшению тепловой экономичности.

Повышение температуры отработавших газов на выходе из газовой турбины при заданной температуре T_3 на входе в турбину приводит к снижению степени изменения давления в турбине p_3/p_4 и в компрессоре p_2/p_1 и снижению внутренних потерь. Поэтому в отличие от паротурбинных установок повышение температуры рабочего тела на выходе из газовой турбины часто приводит не к ухудшению, а к улучшению энергетических показателей.

Характер изменения основных энергетических показателей газотурбинных теплофикационных установок ($\eta_1^э$, $\bar{э}_г$) при изменении температур T_4 и T_3 на выходе и входе в газовую турбину зависит от области значений T_4/T_3, в которой работает установка.

При работе в области $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{экс}$, которой соответствуют малые значения газодинамических функций $П_т$ и $П_к$, т.е. большие степени изменения давлений в компрессоре и турбине, снижение температуры отвода теплоты из цикла T_4 или повышение температуры подвода теплоты в цикл T_3 приводит к ухудшению энергетических показателей установки. Так, при основных параметрах газотурбинной установки $T_3/T_1 = 3{,}7$ и $T_4/T_3 = 0{,}55$ КПД выработки электроэнергии $\eta_г^э = 0{,}38$ (точка *b* на рис. 1.12). При повышении температуры рабочего тела перед турбиной в 1,16 раза, что при неизменных значениях T_1 и T_4 соответствует $T_3/T_1 = 3{,}7 \cdot 1{,}16 = 4{,}34$ и $T_4/T_3 = 0{,}55/1{,}16 = 0{,}47$, КПД выработки электроэнергии составит $\eta_г^э = 0{,}32$ (точка *a* на рис. 1.12).

Таким образом, повышение температуры рабочего тела перед турбиной привело к снижению КПД выработки электроэнергии с 0,38 до 0,32.

При работе газотурбинной теплофикационной установки в области отношений $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{экс}$ (которой соответствуют повышенные значения газодинамических функций $П_т$ и $П_к$, т.е. малые степени изменения давлений в компрессоре и турбине), уменьшение отношения T_4/T_3, т.е. снижение температуры отвода теплоты или повышение температуры подвода теплоты, приводит к увеличению $\eta_г^э$ и $\bar{э}_г$, так как в этой области увеличение внутренних потерь в компрессоре и турбине невелико и основное значение имеют термодинамические показатели — температуры подвода и отвода теплоты из цикла. Так, например, при $T_3/T_1 = 3{,}7$ и $T_4/T_3 = 0{,}85$ КПД выработки электроэнергии $\eta_г^э = 0{,}43$ (точка *c* на рис. 1.12). При повышении температуры рабочего тела перед турбиной в 1,16 раза,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Удельное падение давления, Па/м,

$$R_л = A_R G^2/(\rho d^{5,25}). \qquad (5.12)$$

Диаметр трубопровода, м,

$$d = A_d G^{0,38}/(R_л \rho)^{0,19}. \qquad (5.13)$$

Пропускная способность трубопровода, кг/с,

$$G = A_G (R_л \rho)^{0,5} d^{2,625} \qquad (5.14)$$

При транспортировке жидкости, и в частности воды, т.е. при ρ = const, приведенные выше формулы можно записать в следующем виде:

$$R_л = A_R^в G^2 / d^{5,25}; \qquad (5.15)$$

$$d = A_d^в G^{0,38} / R_л^{0,19}; \qquad (5.16)$$

$$G = A_G^в R_л^{0,5} d^{2,625}. \qquad (5.17)$$

Значения коэффициентов A и $A^в$ приведены в табл. 5.1. В приложении 9 приведены основные физические константы воды при температуре 0—200 °С.

Местное падение давления. При наличии на участке трубопровода ряда местных сопротивлений суммарное падение давления во всех местных сопротивлениях, Па, определяется по формуле

$$\delta p_м = \sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = 0{,}812 \sum \xi \frac{G^2}{\rho d^4}, \qquad (5.18)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, установленных на участке; ξ — безразмерная величина, зависящая от характера сопротивления.

Если представить прямолинейный трубопровод диаметром d, линейное падение давления на котором равно падению давления в местных сопротивлениях, то длина такого участка трубопровода, называемая *эквивалентной длиной местных сопротивлений*, может быть найдена из равенства

$$\delta p_м = R_л l_э; \qquad (5.1$$

$$\sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{w^2}{2} \frac{\rho}{d} l_э,$$

откуда эквивалентная длина местных с противлений, м,

$$l_э = \sum \xi d / \lambda. \qquad (5.20$$

При подстановке в (5.20) коэффициен гидравлического трения по Шифринсо формула для эквивалентной длины мес ных сопротивлений приводится к виду

$$l_э = A_l \sum \xi d^{1,25}. \qquad (5.20$$

Как видно из (5.20б), эквивалентная дл на местных сопротивлений пропорционал на сумме коэффициентов местных сопр тивлений в первой степени и диаметру тр бопровода в степени 1,25.

Коэффициенты местных сопротивлений ар матуры и фасонных частей приведены в прил жении 10

Коэффициент местного сопротивления за движек и клапанов можно определить по фор муле [2]

$$\xi = \left[\frac{11 - n}{(0{,}67 - 0{,}57n)n} - 1\right]^2, \qquad (5.21$$

где n — степень сжатия сечения, т е отношени сжатого сечения потока к площади поперечног сечения трубопровода:

При открытой задвижке	$n = 1$,	$\xi = 0$
При 50 %-ном открытии.....	$n = 0{,}5$,	$\xi = 4{,}4$
При 10 %-ном открытии.....	$n = 0{,}1$,	$\xi = 235$
При закрытой задвижке.....	$n = 0$,	$\xi = \infty$

Сопротивления муфтовых, фланцевых и сварных соединений трубопроводов при правильном выполнении незначительны, поэтому их надо рассматривать в совокупности с линейными сопротивлениями. Рекомендованные выше значения абсолютной шероховатости учитывают эти сопротивления.

Отношение падения давления в местных сопротивлениях трубопровода к линейному падению в этом трубопроводе представляет

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

что при неизменных значениях T_1 и T_4 соответствует $T_3/T_1 = 3{,}7 \cdot 1{,}16 = 4{,}34$ и $T_4/T_3 = 0{,}85/1{,}16 = 0{,}73$, КПД выработки электроэнергии составит 0,62 (точка *d* на рис. 1.12), т.е. существенно больше, чем при $T_3/T_1 = 3{,}7$.

При расчетных параметрах, близких к оптимальным $(T_4/T_3)_{опт}$, и высоких температурах подвода теплоты T_3/T_1 газотурбинные теплофикационные установки имеют, как правило, достаточно высокие показатели $\eta_г^э$ и $\bar{э}_г$.

Основной областью предпочтительного применения газотурбинных теплофикационных установок является область невысоких степеней изменения давлений в компрессоре и турбине, когда внутренние потери из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения рабочего тела невелики.

Такие условия соответствуют в основном удовлетворению тепловой нагрузки повышенного потенциала. В этой области газотурбинные теплофикационные установки могут конкурировать по тепловой экономичности с паротурбинными установками.

При использовании теплофикационных газотурбинных установок в теплофикационных системах городов экономически целесообразно применять существенно большие расчетные перепады температур сетевой воды $\delta T = T_п - T_{об}$ (см. рис. 1.8) по сравнению с паротурбинными установками, так как в газотурбинных установках можно без дополнительных энергетических потерь, а в ряде случаев даже с улучшением энергетических показателей повысить температуру отвода теплоты на выходе из газовой турбины. Это дает возможность снижать начальные затраты на сооружение тепловых сетей и уменьшать расход электроэнергии на транспорт теплоносителя.

ВЫВОДЫ

Газотурбинные установки целесообразно использовать в первую очередь:

1) в качестве верхней ступени парогазовых установок с котлом-утилизатором, в которых отработавшие газы после турбины используются для выработки пара в нижней ступени;

2) для пароснабжения промышленных предприятий, где отработавшие газы после турбины используются для выработки пара;

3) для высокотемпературного подогрева сетевой воды в верхней ступени многоступенчатой теплофикационной установки.

1.8. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОГАЗОВЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время в энергетике, в том числе в теплофикации, применяются две схемы парогазовых установок:

с высоконапорным парогенератором — парогазовая установка со сбросом газа в энергетический котел (ПГУС); принципиальная схема установки приведена на рис. 1.13,*а*, а процесс ее работы в *T, s*-диаграмме — на рис. 1.13,*б*;

с низконапорным парогенератором — парогазовая установка с котлом-утилизатором (ПГУКУ); принципиальная схема установки приведена на рис. 1.14,*а*, а процесс ее работы в *T, s*-диаграмме — на рис. 1.14,*б*.

В схеме ПГУКУ газ с высокой температурой T_3 после камеры сгорания подается в газовую турбину. Подача в турбину газа с высокой температурой обеспечивает высокую удельную выработку электрической энергии в газовой турбине на единицу массового расхода рабочего тела.

В установках ПГУС газ с температурой T_3 после камеры сгорания непосредственно не используется для выработки электроэнергии, он подается сначала в энергетический котел (высоконапорный парогенератор). Это интенсифицирует процесс теплообмена в котле, но приводит к снижению

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

собой *долю местных потерь*. Нетрудно видеть, что доля местных потерь равна отношению эквивалентной длины местных сопротивлений к длине трубопровода:

$$\alpha = \frac{\delta p_м}{\delta p_л} = l_э / l. \qquad (5.22)$$

Из совместного решения (5.10), (5.19) и (5.20) по сумме коэффициентов местных сопротивлений и располагаемому перепаду давлений можно найти долю местных потерь

$$\frac{\alpha}{(1+\alpha)^{0,24}} = A_\alpha \frac{\sum\xi}{l} \frac{G^{0,48}}{(\delta p \rho / l)^{0,24}}, \qquad (5.23)$$

где $A_\alpha = 5,1 / k_э^{0,19}$.

Для удобства уравнение (5.23) записывается в следующем приближенном виде:

$$\frac{\alpha}{\sqrt[4]{(1+\alpha)}} = A_\alpha \frac{\sum\xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\delta p \rho / l}}}. \qquad (5.24а)$$

В пределах изменения α от 0 до 1 с погрешностью ± 6 % можно принять

$$\alpha = 1,15 A_\alpha \frac{\sum\xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\delta p \rho / l}}}. \qquad (5.24б)$$

При транспортировке жидкости, в частности воды,

$$\alpha = 1,15 A_\alpha^в \frac{\sum\xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\alpha p \rho / l}}}, \qquad (5.24в)$$

где δp — располагаемый перепад давлений, Па.

Как видно из (5.24а)—(5.24в), доля местных потерь возрастает при увеличении суммы коэффициентов местных сопротивлений на единицу длины трубопровода $\sum\xi / l$, а также при снижении располагаемого удельного перепада давлений на единицу длины трубопровода $\delta p / l$.

Суммарное падение давления. Сумма падений давления — линейного и в местных сопротивлениях — определяется по формуле

$$\delta p = \delta p_л + \delta p_м = \delta p_л \left(1 + \frac{\delta p_м}{\delta p_л}\right) =$$

$$= R_л l (1+\alpha) = R_л (l + l_э), \qquad (5.25)$$

откуда

$$R_л = \delta p / [l(1+\alpha)]. \qquad (5.26)$$

В табл. 5.1 приведены коэффициенты A, входящие в (5.12)—(5.24).

Таблица 5.1. Значения коэффициентов A в формулах (5.12)—(5.24)

Коэффициент	Выражение	Абсолютная эквивалентная шероховатость $k_э$, м		
		0,0002	0,0005	0,001
A_R, м^{0,25}	$0,0894 k_э^{0,25}$	$10,6 \cdot 10^{-3}$	$13,3 \cdot 10^{-3}$	$15,92 \cdot 10^{-3}$
$A_R^в$, м^{3,25} кг	$0,0894 k_э^{0,25} / \rho$	$10,92 \cdot 10^{-6}$	$13,62 \cdot 10^{-6}$	$16,3 \cdot 10^{-6}$
A_d, м^{0,0475}	$0,63 k_э^{0,0475}$	0,414	0,435	0,448
$A_d^в$, м^{0,62}/ кг^{0,19}	$0,63 k_э^{0,0475} / \rho^{0,19}$	$111,5 \cdot 10^{-3}$	$117 \cdot 10^{-3}$	$121 \cdot 10^{-3}$
A_G, м$^{-0,125}$	$3,35 / k_э^{0,125}$	9,65	8,62	7,89
$A_G^в$, кг^{0,5}/ м^{1,625}	$3,35 \rho^{0,5} / k_э^{0,125}$	302	269	246
A_α, м$^{-0,19}$	$5,1 / k_э^{0,19}$	25,2	21,4	18,6
$A_\alpha^в$, м^{0,53}/ кг^{0,4}	$5,1 / (k_э^{0,19} \rho^{0,24})$	4,54	3,82	3,34
A_l, м$^{-0,25}$	$9,1 / k_э^{0,25}$	76,4	60,7	51,1

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

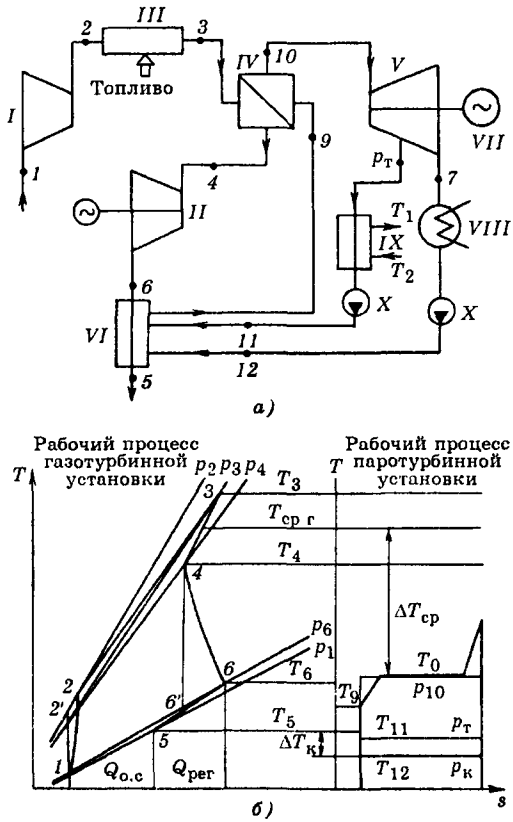


Рис. 1.13. Принципиальная схема ПГУС (*а*) и процесс работы в *T, s*-диаграмме (*б*)

I — компрессор; *II* — газовая турбина, *III* — камера сгорания, *IV* — высоконапорный парогенератор — энергетический котел. *V* — паровая турбина, *VI* — газоводяной теплообменник-экономайзер, *VII* — электрогенератор, *VIII* — конденсатор; *IX* — теплофикационный пароводяной теплообменник, *X* — насос

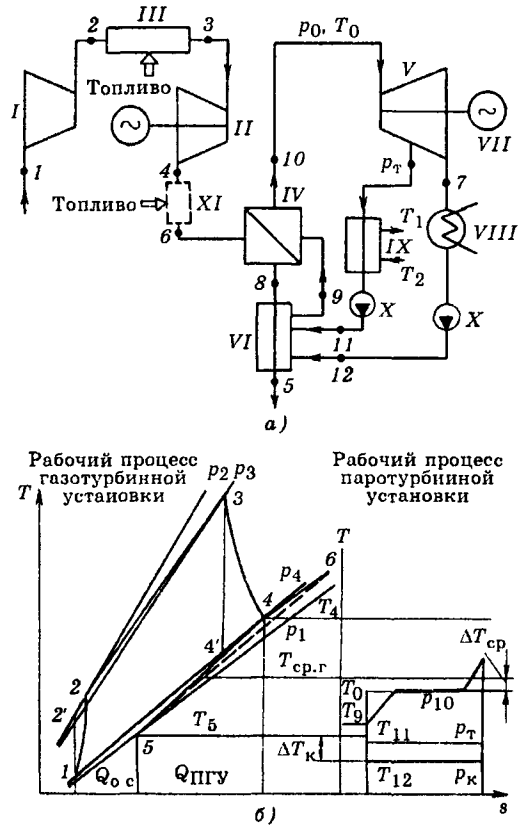


Рис. 1.14. Принципиальная схема ПГУКУ (*а*) и процесс работы в *T, s*-диаграмме (*б*)

I — компрессор, *II* — газовая турбина, *III* — камера сгорания, *IV* — парогенератор (котел-утилизатор), *V* — паровая турбина; *VI* — газоводяной теплообменник-экономайзер, *VII* — электрогенератор, *VIII* — конденсатор, *IX* — теплофикационный пароводяной теплообменник, *X* — насос; *XI* — камера дожигания

температуры подвода теплоты к газовой турбине и снижению удельной выработки электроэнергии в газовой турбине на единицу массового расхода рабочего тела. В этом заключается основной недостаток схемы ПГУС.

Если в названии рассмотренных комбинированных энергетических установок ставить на первое место название энергоносителя, обеспечивающего более высокую температуру подвода теплоты в цикл, то установка ПГУКУ является газопаровой (ГПУ), а установка ПГУС — парогазовой (ПГУ).

В обеих установках теплота из цикла отводится в систему теплоснабжения через теплофикационный пароводяной теплообменник и в окружающую среду через конденсатор, а также непосредственно в виде отработавшего газа из газоводяного теплообменника (экономайзера).

Ниже рассматриваются энергетические характеристики установки с котлом-утилизатором. Схема ПГУКУ состоит из двух ступеней превращения теплоты в работу, последовательно включенных по потоку используемой теплоты. Верхняя ступень —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

газотурбинная, нижняя — паротурбинная. При такой схеме физические свойства используемых энергоносителей способствуют повышению температуры подвода теплоты в цикл и снижению температуры отвода теплоты из цикла.

При использовании газа в качестве энергоиосителя для верхней ступени повышение температуры подвода теплоты в цикл не связано с повышением давления энергоносителя, как при паре в качестве энергоносителя.

При использовании пара в качестае энергоносителя для нижней ступени понижение температуры отвода теплоты из цикла не связано с увеличением степени изменения давлеиия в турбине, как при газе, а определяется только температурой охлаждающей среды — обратной сетевой воды или охлаждающей воды в конденсаторе.

В ПГУКУ рабочее тело после газовой турбины используется в качестве греющей среды в парогенераторной установке, в которой вырабатывается пар — рабочее тело для паротурбинной ступени ПГУКУ.

Для повышения средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл в схеме ПГУКУ может быть применена камера дожигания, в которой сжигается дополнительное количество топлива.

Однако такая схема энергетически недостаточно эффективна, так как теплота сожженного топлива в камере дожигания не используется непосредственно для получения работы, а передается через поверхность нагрева парогенератора при значительной разности средних температур.

Энергетически выгоднее сжигать все топливо в камере сгорания, где может быть получено рабочее тело (газ) более высокого потенциала, обеспечивающее выработку большего количества электроэнергии.

Установка камеры дожигания может быть оправдана при использовании в ней топлива, неприемлемого для камеры сгорания, например, твердого топлива.

Естественно, что при работе ПГУКУ по бинарной схеме, т.е. без камеры дожигания, температура первичного теплоносителя — газа в парогенераторной установке существенно ниже, чем при работе с камерой дожигания. В связи с этим при работе ПГУКУ по бинарной схеме оптимальные начальные параметры паротурбинной установки ниже, чем при работе с камерой дожигания.

Однако это не имеет принципиального значения, так как в данном случае задача заключается в выборе оптимальных параметров ПГУКУ в целом как единой системы, а не параметров изолированной паротурбинной установки.

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ПГУКУ ПРИ РАБОТЕ ПО БИНАРНОЙ СХЕМЕ

Средняя температура $T_{ср.г}$ подвода теплоты в парогенераторную установку, состоящую из парогенератора и экономайзера (см. рис. 1.14), определяется по формуле

$$T_{ср\,г} = T_0 + \Delta T_{ср}, \qquad (1.68)$$

где T_0 — средняя температура подвода теплоты в паротурбинный цикл, К; $\Delta T_{ср}$ — разность средних температур в парогенераторной установке между газом и пароводяным потоком, К.

Значение $\Delta T_{ср}$ должно выбираться на основе технико-экономической оптимизации, которая здесь не рассматривается.

Средняя температура подвода теплоты в паротурбинный цикл ПГУКУ

$$T_0 = \frac{h_{10} - g_{11}h_{11} - g_{12}h_{12}}{s_{10} - g_{11}s_{11} - g_{12}s_{12}}, \qquad (1.69)$$

где h_{10} и s_{10} — удельные энтальпия и энтропия генерируемого пара на выходе из парогенератора; g_{11} и g_{12} — массовые доли потоков конденсата от суммарного расхода конденсата, поступающего в парогенераторную установку из теплофикационного подогревателя и из конденсатора, $g_{11} + g_{12} = 1$; h_{11},

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

5.4. ПОРЯДОК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

При гидравлическом расчете трубопроводов обычно заданы расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется определить диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов: предварительного и проверочного.

Гидравлический расчет упрощается при использовании номограмм (рис. 5.7—5.9).

Предварительный расчет.

1. Задаются долей местных потерь или вычисляют ее по формуле (5.24).

2. Находят удельное линейное падение давления по (5.26).

3. Определяют среднюю плотность теплоносителя на участке по формуле

$$\rho_{ср} = (\rho_{нач} + \rho_{кон})/2. \qquad (5.27)$$

Индексы «нач» и «кон» относятся к началу и концу участка. Если теплоноситель — жидкость, то принимают $\rho_{нач} = \rho_{кон} = \rho_{ср}$.

4. Определяют диаметр трубопровода из предположения его работы в квадратичной области по (5.13) или (5.16).

Проверочный расчет.

1. Предварительно рассчитанный диаметр округляют до ближайшего по стандарту. Таблица стандартных диаметров труб, применяемых при транспортировке воды и водяного пара, приведена в приложении 11.

2. Определяют число Re, сравнивают его с предельным $Re_{пр}$, рассчитанный по (5.11). Устанавливают расчетную область, в которой работает трубопровод.

Когда трубопровод работает в квадратичной области, линейное удельное падение давления определяют по (5.12) и (5.15), эквивалентную длину местных сопротивлений — по (5.20), суммарное падение давления — по (5.25).

Если трубопровод работает в переходной области, то по (5.9) вычисляют коэффициент гидравлического трения λ, находят по (5.8) удель-

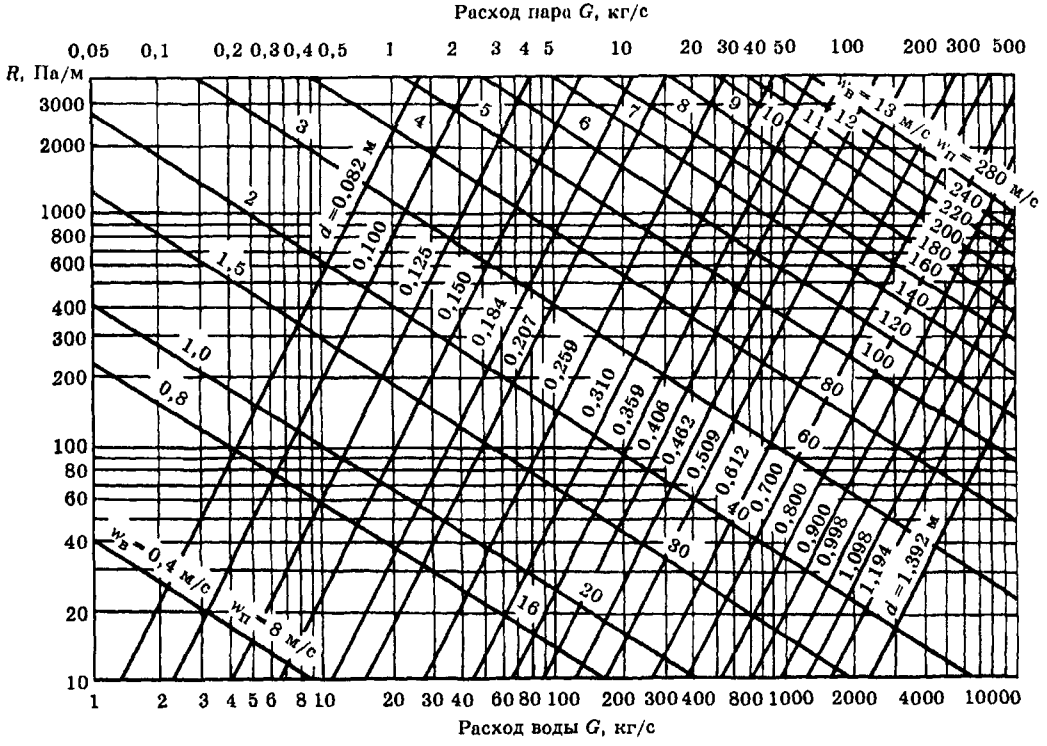


Рис. 5.7. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

$k_э$ = 0,0002 м; $\rho_в$ = 975 кг/м^3; $\rho_п$ = 2,45 кг/м^3; d = 0,07—1,392 м; при другой плотности пара $R_2 = (2{,}45/\rho_2)R_1$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

h_{12} и s_{11}, s_{12} — энтальпия и энтропия соответствующих потоков конденсата.

При двухступенчатом подводе конденсата в экономайзер целесообразно поток конденсата с более низкой температурой направлять в нижнюю ступень, например в точку *12* при $t_{12} < t_{11}$ (см. рис. 1.14).

В частном случае, при одноступенчатом подводе смеси конденсата из конденсатора и теплофикационного подогревателя, формула для расчета средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл принимает вид

$$T_0 = \frac{h_{10} - h_{к.ср}}{s_{10} - s_{к.ср}}, \qquad (1.70)$$

где $h_{к.ср}$ и $s_{к.ср}$ — энтальпия и энтропия смеси конденсата после теплообменников, которые определяются из соотношений

$$h_{к.ср} = g_{11} h_{11} + g_{12} h_{12}; \qquad (1.71а)$$

$$s_{к.ср} = g_{11} s_{11} + g_{12} s_{12}. \qquad (1.71б)$$

Средняя температура газа в парогенераторной установке при работе по бинарной схеме

$$T_{ср.г} = (T_4 + T_5)/2, \qquad (1.72)$$

где T_4 и T_5 — температуры газа на входе и выходе из парогенераторной установки, К.

Температура газа T_4 является одним из основных параметров, определяющих режим работы газовой турбины. Температура газа T_5 определяется условиями теплообмена газ—вода.

При двухступенчатом подводе конденсата к экономайзеру (см. рис. 1.14)

$$T_5 = T_{12} + \Delta T_к. \qquad (1.73а)$$

При одноступенчатом подводе конденсатной смеси к экономайзеру

$$T_5 = T_{к.ср} + \Delta T_к, \qquad (1.73б)$$

где $T_{к.ср} = g_{11} T_{11} + g_{12} T_{12}$.

Для предварительных расчетов можно принимать $\Delta T_к = 20$—30 К.

Из совместного решения уравнений (1.68) и (1.70) следует

$$T_4 = 2(T_0 + \Delta T_{ср}) - T_5. \qquad (1.74)$$

Как видно из уравнения (1.74), при заданных значениях T_0 и T_5 увеличение средней разности температур $\Delta T_{ср}$ между газом и пароводяным потоком в парогенераторной установке приводит к повышению температуры газа T_4 на выходе из газовой турбины, что при постоянной температуре рабочего тела T_3 на входе в турбину приводит к увеличению отношения температур T_4/T_3, от которого зависит удельная выработка электроэнергии на единицу теплоты, отведенной от газовой турбины.

Одновременно увеличение разности средних температур $\Delta T_{ср}$ в парогенераторной установке при прочих равных условиях позволяет уменьшить требующуюся поверхность нагрева парогенераторной установки, а значит снизить расход металла и, следовательно, снизить начальные затраты на сооружение ПГУКУ.

Таким образом, выбор при проектировании оптимального значения $\Delta T_{ср}$ является технико-экономической задачей.

Суммарная выработка электрической энергии в единицу времени теплофикационной ПГУКУ при работе по бинарной схеме

$$Э_{ПГУ} = Э_г + Э_т, \qquad (1.75)$$

где $Э_г$ — выработка электроэнергии в газовой турбине; $Э_т$ — выработка электроэнергии в паровой турбине.

Выработка электроэнергии в газовой турбине

$$Э_г = \bar{э}_{г.о} Q_4, \qquad (1.76)$$

где $\bar{э}_{г.о}$ — удельная выработка электроэнергии в газовой турбине на единицу теплоты, отведенной от турбины; Q_4 — количество теплоты, отведенной от газовой турбины в единицу времени.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Здесь и ниже значения $\bar{э}$ являются безразмерными, равными количеству выработанной электроэнергии на единицу отведенной теплоты ($\bar{э}_{г.о}$, $\bar{э}_{г}$, $\bar{э}_{т}$, $\bar{э}_{п.т}$) или на единицу подведенной теплоты ($\bar{э}_{к}$), при одних и тех же единицах измерения. Для получения размерного значения следует значение $\bar{э}$ умножить на размерный коэффициент 278 кВт · ч/ГДж или 1163 кВт · ч/Гкал.

Удельная комбинированная выработка электроэнергии в газотурбинной установке на единицу отработавшей теплоты, отведенной от газовой турбины, определяется на основе уравнения

$$\bar{э}_{г.о} = \frac{(T_3 - T_4)\eta^{т}_{эм} - (T_2 - T_1)/\eta^{к}_{эм}}{T_4 - T_1}. \quad (1.77\ а)$$

Уравнение (1.77а) приводится к следующему виду:

$$\bar{э}_{г.о} = \frac{\frac{T_3}{T_1}(1 - \tau_т)\eta^{т}_{oi}\eta^{т}_{эм} - \frac{1 - \tau_к}{\tau_к \eta^{к}_{oi}\eta^{к}_{эм}}}{\frac{T_3}{T_1}[1 - (1 - \tau_т)\eta^{т}_{oi}] - 1}, \quad (1.77\ б)$$

Относительное изменение температуры рабочего тела в газовой турбине при изоэнтропном расширении может быть выражено через температуры рабочего тела в турбине по формуле

$$\tau_т = 1 - \frac{1 - T_4/T_3}{\eta^{т}_{oi}}, \quad (1.78)$$

где T_4 — температура рабочего тела на выходе из газовой турбины, К.

Отработавшая теплота, отведенная из газотурбинной установки при температуре T_4, используется в парогенераторной установке неполностью. Часть этой теплоты отводится в окружающую среду при температуре $T_5 > T_1$ (см. рис. 1.14).

Коэффициент полезного использования в парогенераторной установке отработавшей теплоты, отведенной от газовой турбины, определяется в виде

$$\eta_{п.и} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1}, \quad (1.79)$$

где T_5 — температура газа, отводимого из экономайзера в окружающую среду.

Удельная комбинированная выработка электроэнергии в газотурбинной установке на единицу отработавшей теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке, определяется на основе уравнения

$$\bar{э}_{г} = \frac{\bar{э}_{г.о}}{\eta_{п.и}} = \frac{(T_3 - T_4)\eta^{т}_{эм} - (T_2 - T_1)/\eta^{к}_{эм}}{T_4 - T_5}. \quad (1.80)$$

Уравнение (1.80) приводится к следующему виду:

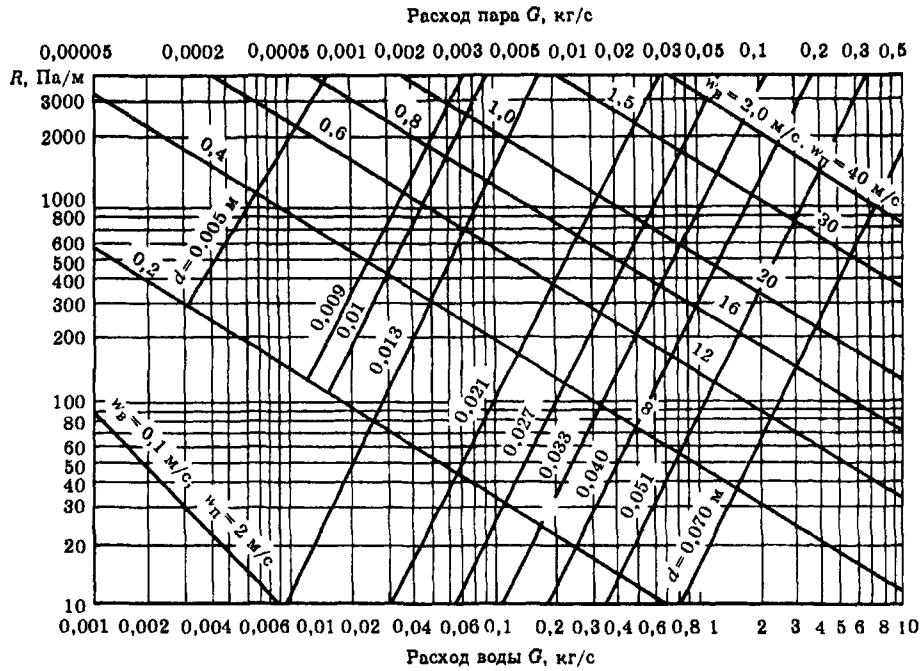
$$\bar{э}_{г} = \frac{\frac{T_3}{T_1}(1 - \tau_т)\eta^{т}_{oi}\eta^{т}_{эм} - \frac{1 - \tau_к}{\tau_к \eta^{к}_{oi}\eta^{к}_{эм}}}{\frac{T_3}{T_1}[(1 - \tau_т)\eta^{т}_{oi}] - \frac{T_5}{T_1}}. \quad (1.81)$$

Энергетический баланс паротурбинной установки в чисто теплофикационном режиме и работе ПГУКУ по бинарной схеме

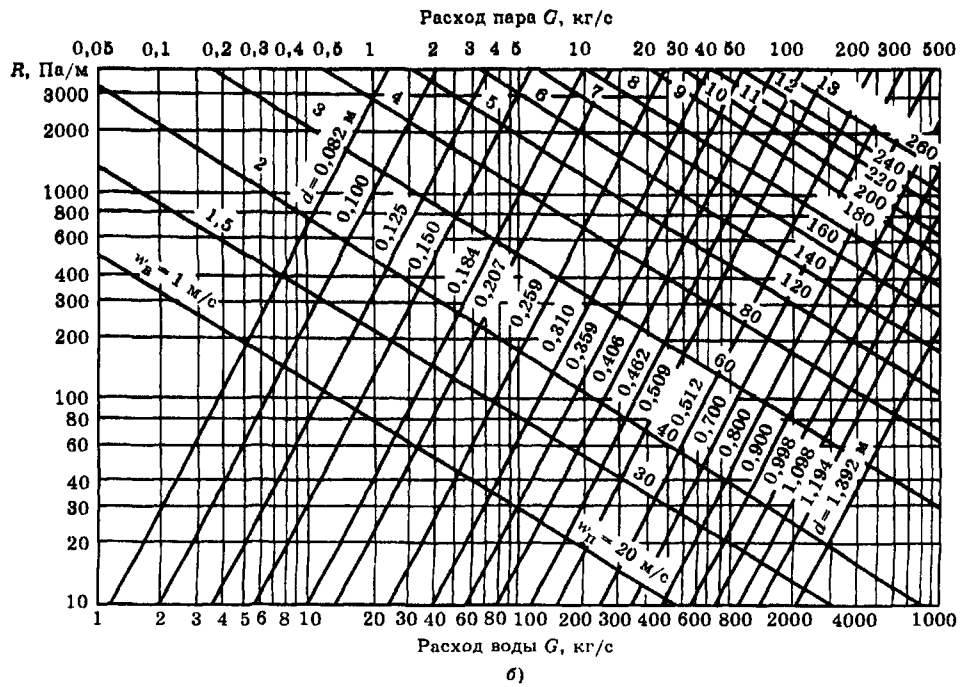
$$Q_4\eta_{п.и} = Q_т + \frac{Э_т}{\eta^{п}_{эм}} = Q_т + \frac{\bar{э}_т Q_т}{\eta^{п}_{эм}} = Q_т\left[1 + \frac{\bar{э}_т}{\eta^{п}_{эм}}\right], \quad (1.82)$$

где $Q_т$ — количество теплоты, отведенной от паровой турбины в систему теплоснабжения; $\bar{э}_т$ — удельная комбинированная выработка электроэнергии в паровой турбине на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения; $\eta^{п}_{эм}$ — электромеханический КПД парового турбогенератора.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



а)



б)

Рис. 5.8. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

а—d = 0,005—0,07 м, *б*—d = 0,07—1,392 м, $k_э$ = 0,0005 м, $\rho_в$ = 975 кг/м^3, $\rho_п$ = 2.45 кг/м^3, при другой плотности пара $R_2 = (2{,}45/\rho_2)R_1$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Из уравнения (1.82) следует

$$\frac{Q_4}{Q_т} = \frac{1}{\eta_{п.и}}\left[1 + \frac{\bar{э}_т}{\eta^{п}_{эм}}\right]. \quad (1.83)$$

Удельная выработка электрической энергии в теплофикационной ПГУКУ, работающей по бинарной схеме, на единицу теплоты, отведенной на теплоснабжение от паровой турбины,

$$\bar{э}_{ПГУ} = \frac{Э_г + Э_т}{Q_т} = \bar{э}_г \frac{Q_4}{Q_т}\eta_{п.н} + \bar{э}_т. \quad (1.84)$$

Из совместного решения уравнений (1.83) и (1.84) получаем

$$\bar{э}_{ПГУ} = \bar{э}_г\left[1 + \frac{\bar{э}_т}{\eta^{п}_{эм}}\right] + \bar{э}_т. \quad (1.85)$$

Здесь $\bar{э}_г$ определяется по формуле (1.81). При $\bar{э}_г = 0$ $\bar{э}_{ПГУ} = \bar{э}_т$; при $\bar{э}_т = 0$ $\bar{э}_{ПГУ} = \bar{э}_г$.

Удельная комбинированная выработка электроэнергии в паровой турбине на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения,

$$\bar{э}_т = \frac{(1 - T_т/T_0)\eta^{п}_{oi}\eta^{п}_{эм}}{T_т/T_0 + (1 - T_т/T_0)(1 - \eta^{п}_{oi})}, \quad (1.86)$$

где T_0 — средняя температура подвода теплоты в паротурбинный цикл К, вычисляется по формулам (1.69) и (1.70); $T_т$ — температура отвода теплоты из паротурбинного цикла в систему теплоснабжения, К; $\eta^{п}_{oi}$ — внутренний относительный КПД паровой турбины.

Удельная выработка электрической энергии в газовой турбине на единицу теплоты, отведенной на теплоснабжение от паротурбинной установки,

$$\bar{э}_{гт} = \bar{э}_г \frac{Q_4\eta_{пи}}{Q_т} = \bar{э}_г\left[1 + \frac{\bar{э}_т}{\eta^{п}_{эм}}\right]. \quad (1.87)$$

Из совместного решения уравнений (1.85) и (1.87) следует

$$\bar{э}_{ПГУ} = \bar{э}_{г.т} + \bar{э}_т. \quad (1.88)$$

Соотношение электрических мощностей при работе теплофикационной ПГУКУ по бинарной схеме:

газотурбинной установки и ПГУКУ

$$N_г / N_{ПГУ} = \bar{э}_{г.т} / \bar{э}_{ПГУ}; \quad (1.89)$$

паротурбинной установки и ПГУКУ

$$N_т / N_{ПГУ} = \bar{э}_т / \bar{э}_{ПГУ}; \quad (1.90)$$

паротурбинной и газотурбинной установок

$$\frac{N_т}{N_г} = \frac{\bar{э}_т}{\bar{э}_г} = \frac{\bar{э}_т}{\bar{э}_г(1 + \bar{э}_т/\eta^{п}_{эм})}. \quad (1.91)$$

Как видно из уравнения (1.91), $N_т/N_г < \bar{э}_т/\bar{э}_г$.

ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ПГУКУ ОТ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Как видно из уравнения (1.85), удельная выработка электроэнергии в теплофикационной ПГУКУ на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, $\bar{э}_{ПГУ} = f(\bar{э}_г, \bar{э}_т)$.

Выше на рис. 1.12 были приведены зависимости удельной выработки электроэнергии $\bar{э}_г$ и КПД выработки электроэнергии $\eta^{э}_г$ от температур рабочего тела на входе T_3 и выходе из газовой турбины T_4.

Зависимости $\bar{э}_г$, $\eta^{э}_г = f(T_4/T_3,\ T_3/T_1)$ имеют явно выраженные экстремумы. Характер зависимости, т.е. знак производной $d\bar{э}_г/dT_4$, описан выше (см. рис. 1.12).

Поскольку величина $\bar{э}_г$ входит в качестве множителя в правую часть уравнения (1.85), то экстремальный характер зависимо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

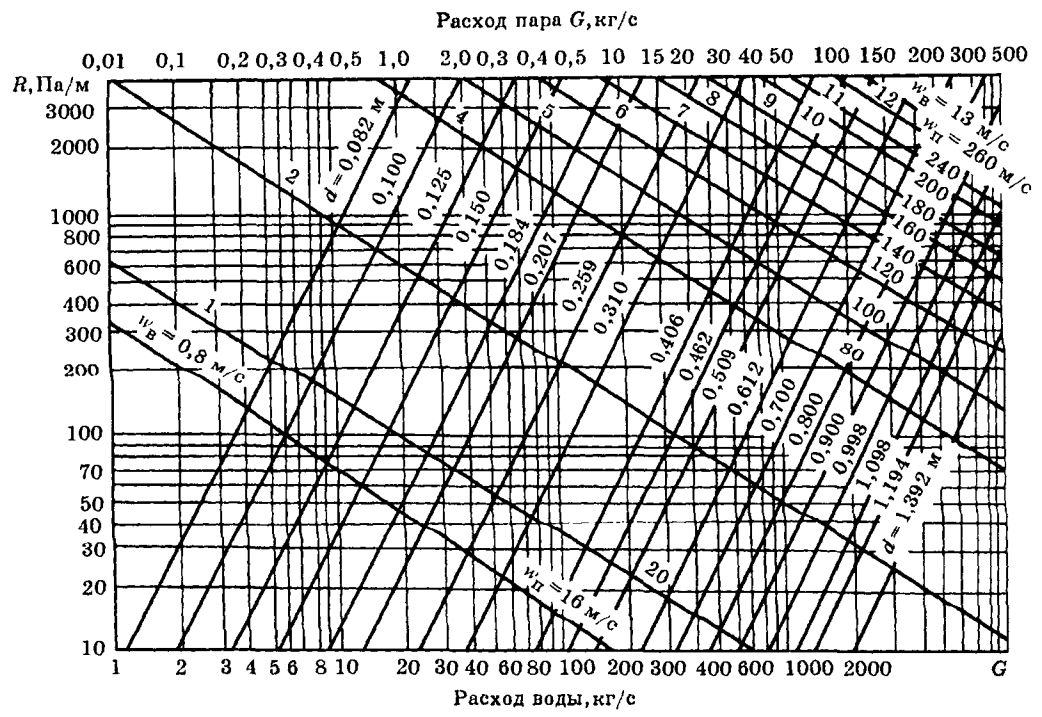


Рис. 5.9. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

$k_э$ = 0,001 м, $\rho_в$ = 975 кг/м^3; $\rho_п$ = 2,45 кг/м^3; при другой плотности пара $R_2 = (2{,}45/\rho_2)R_1$

ное линейное падение давления, а затем по (5.20) находят эквивалентную длину местных сопротивлений и по (5.25) суммарное падение давления на участке.

Определение области, в которой работает трубопровод, следует проводить только при расчете участков с малой нагрузкой (абонентские ответвления с малым расходом теплоносителя). При расчете магистральных линий и основных ответвлений проверку расчетной области можно не выполнять, считая, что эти сети работают в квадратичной области.

3. При расчете паропроводов сопоставляют полученное значение $\rho_{ср}$ с предварительно принятым. При большом расхождении задаются более близкими значениями этих величин и вновь осуществляют проверочный расчет.

5.5. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЙ ГРАФИК

При проектировании и эксплуатации разветвленных тепловых сетей широко используется пьезометрический график, на котором в конкретном масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети; по нему легко определить напор (давление) и располагаемый напор (перепад давлений) в любой точке сети и абонентских системах.

На рис. 5.10 приведены пьезометрический график двухтрубной водяной системы теплоснабжения и принципиальная схема системы. За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень I-I, имеющий горизонтальную отметку 0; $H_{п1}$, $H_{п4}$ — график напоров подающей линии сети; $H_{о1}$, $H_{о4}$ — график напоров обратной линии сети; $H_{о1}$ — полный напор в обратном коллекторе источника теплоснабжения $H_н$ — напор, развиваемый сетевым насосом I; $H_{ст}$ — полный напор, развиваемый подпиточным насосом, или, что то же, полный статиче-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

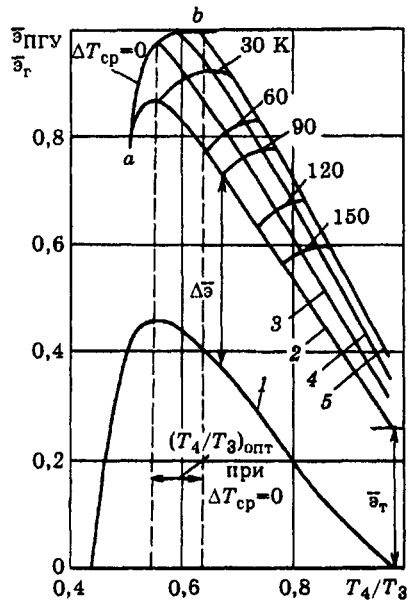


Рис. 1.15. Энергетические характеристики теплофикационной парогазовой установки ПГУКУ

Расчетные условия: $T_3/T_1 = 4{,}34$; $T_1 = 270$ К; $T_3 = 1172$ К; $T_5/T_1 = 1{,}4$; $T_т = 360$ К (87 °С): $\eta^{т}_{oi} = 0{,}86$; $\eta^{к}_{oi} = 0{,}82$, $\eta^{п}_{oi} = 0{,}82$; $\eta^{т}_{эм} = \eta^{к}_{эм} = \eta^{п}_{oi} = 0{,}99$; $\tau_к = 0{,}97\ \tau_т$;

1 — энергетическая характеристика теплофикационной газотурбинной установки $\bar{э}_г = f(T_4/T_3)$; *2—5* — энергетические характеристики теплофикационной ПГУКУ $\bar{э}_{ПГУ} = f(T_4/T_3, T_т/T_0)$: *2* — при $T_0 = 492$ К ($T_т/T_0 = 0{,}732$); *3* — при $T_0 = 515$ К ($T_т/T_0 = 0{,}699$); *4* — при $T_0 = 540$ К ($T_т/T_0 = 0{,}677$); *5* — при $T_0 = 557$ К ($T_т/T_0 = 0{,}646$); $\Delta T_{ср}$ — разность средних температур в парогенераторной установке между газом и пароводяным потоком, К

сти $\bar{э}_г = f(T_4/T_3)$ передается и на зависимость $\bar{э}_{ПГУ}$, хотя в значительно меньшей степени, так как в (1.85) входит еще величина $\bar{э}_т$, не зависящая от T_4/T_3.

На рис. 1.15 приведены зависимости $\bar{э}_г = f(T_4/T_3)$ (кривая *1*) и $\bar{э}_{ПГУ} = f(T_4/T_3, T_т/T_0)$ (кривые *2—5*) для разных средних температур подвода теплоты в паротурбинный цикл ПГУКУ.

На энергетические характеристики $\bar{э}_{ПГУ} = f(T_4/T_3, T_т/T_0)$ нанесена кривая *ab*, ограничивающая область работоспособности парогазовых установок. Расчетные значения $\bar{э}_{ПГУ}$, лежащие на граничной кривой *ab*, соответстауют условию, когда разность средних температур между газом и пароводяным потоком в парогенераторной установке равна нулю, т.е. $\Delta T_{ср} = 0$. Значение $(T_4/T_3)_{гр} = (2T_0 - T_5)/T_3$. При $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{гр}$ работа ПГУКУ физически невозможна.

Во всей работоспособной области ПГУКУ, т.е. при $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{гр}$, удельная комбинированная выработка электроэнергии $\bar{э}_{ПГУ}$ существенно выше, чем в газотурбинной теплофикационной установке (кривая *1*), при одном и том же значении T_4/T_3, т.е. при $T_4/T_3 = \text{idem}$.

Из уравнения (1.85) разность удельной выработки электроэнергии в ПГУКУ и газотурбинной установке при $T_4/T_3 = \text{idem}$ записывается так:

$$\Delta\bar{э} = \bar{э}_{ПГУ} - \bar{э}_г = \bar{э}_т + \bar{э}_г\bar{э}_т/\eta^{п}_{эм} = \bar{э}_т(1 + \bar{э}_г\eta^{п}_{эм}). \qquad (1.92)$$

Величина $\Delta\bar{э}$ пропорциональна удельной комбинированной выработке электроэнергии в паротурбинной установке, поэтому зависит от средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл и, следовательно, возрастает с увеличением T_0.

При $\bar{э}_г = 0$, что наблюдается при $T_4/T_3 = 1$, $\Delta\bar{э} = \bar{э}_т$.

При $T_0 = \text{const}$ и $T_т/T_0 = \text{const}$ $\bar{э}_т = \text{const}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

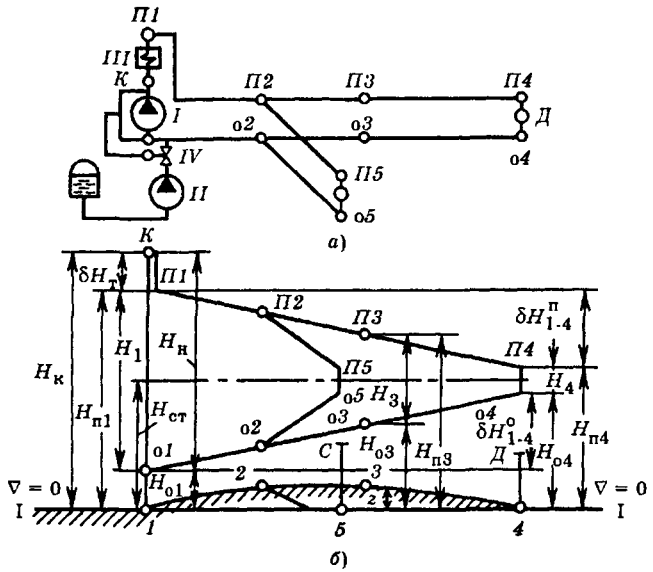


Рис. 5.10. Схема и пьезометрический график двухтрубной тепловой сети

ский напор тепловой сети; $H_к$ — полный напор в точке *К* на нагнетательном патрубке насоса *I*; $\delta H_т$ — потеря напора сетевой воды в теплоподготовительной установке *III*; $H_{п1}$ — полный напор в подающем коллекторе источника теплоснабжения; $H_{п1} = H_к - \delta H_т$. Располагаемый напор сетевой воды на коллекторах ТЭЦ $H_1 = H_{п1} - H_{о1}$. Напор в любой точке тепловой сети, например в точке *3*, обозначается следующим образом: $H_{п3}$ — полиый напор в точке *3* подающей линии сети; $H_{о3}$ — полный напор в точке *3* обратной линии сети.

Если геодезическая высота оси трубопровода над плоскостью отсчета в этой точке сети равна Z_3, то пьезометрический напор в точке *3* подающей линии $H_{п3} - Z_3$, а пьезометрический напор в обратной линии $H_{о3} - Z_3$. Располагаемый напор в точке *3* тепловой сети равен разности пьезометрических напоров подающей и обратной линий тепловой сети или, что одио и то же, разности полных напоров $H_3 = H_{п3} = H_{о3}$.

Располагаемый напор в тепловой сети в узле присоединения абонента *Д*: $H_4 = H_{п4} - H_{о4}$, где $H_{п4}$ и $H_{о4}$ — полные иапоры в подающей и обратной линиях тепловой сети в точке *4*. Потеря напора в подающей линии тепловой сети на участке между источником теплоснабжения и абонентом *Д*:

$$\delta H^{п}_{1\text{-}4} = H_{п1} - H_{п4}.$$

Потеря напора в обратной линии на этом участке тепловой сети

$$\delta H^{о}_{1\text{-}4} = H_{о4} - H_{о1}.$$

При работе сетевого насоса *I* (см. рис. 5.10, *а*) напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом *II*, дросселируется регулятором давления *IV* до $H_{о1}$.

При останове сетевого насоса *I* в тепловой сети устанавливается статический напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом.

При гидравлическом расчете паровых сетей профиль паропровода можно не учитывать вследствие малой плотности пара. Падение давления на участке паропровода принимается равным разности давлений

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При $1 > T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{экс}$ значение $\bar{э}_г$ возрастает от нуля при $T_4/T_3 = 1$ до $(\bar{э}_г)_{экс}$ при $(T_4/T_3)_{экс}$.

При этом в соответствии с уравнением (1.92) $\Delta\bar{э}$ увеличивается пропорционально величине $1 + \bar{э}_г/\eta^{II}_{эм}$.

Однако как следует из уравнения (1.74), с увеличением T_0 возрастают температура рабочего тела на выходе из газовой турбины T_4, отношение T_4/T_3 и в результате снижается удельная выработка электроэнергии $\bar{э}_г$ в газотурбинной установке в диапазоне $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{экс}$, в котором обычно работают эти установки.

Поэтому при измеиении отношения T_4/T_3 разность $\Delta\bar{э}$ несколько снижается от максимального значения на границе работоспособности до минимального при T_4/T_3 близком к единице, когда $\bar{э}_г = 0$, а $\Delta\bar{э} = \bar{э}_т$.

В табл. 1.2 приведены результаты расчета удельной комбинированной выработки электроэнергии в парогазовой установке в целом в зависимости от средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл T_0 и от разности средних температур в парогенераторной установке между газом и пароводяным потоком $\Delta T_{ср}$. Расчеты проведены для тех же условий и при тех же расчетных параметрах и коэффициентах, что и на рис. 1.15.

При повышении средней температуры подвода теплоты T_0 в паротурбинный цикл увеличивается удельная комбинированная выработка электроэнергии $\bar{э}_т$. Одновременно вследствие повышения температуры на выходе из газовой турбины T_4 снижается удельная комбинированная выработка электроэнергии в газотурбинной установке $\bar{э}_г$, за исключением тех случаев, когда установка работает в области $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{экс}$.

С увеличением T_0 возрастает темп снижения $\bar{э}_г$ при повышении средней разности температур $\Delta T_{ср}$ в парогенераторной установке. Значение T_0, при котором в ПГУКУ достигается максимальное значение $\bar{э}_{ПГУ}$, зависит от разности температур $\Delta T_{ср}$ в парогенераторной установке.

При заданных на рис. 1.15 и в табл. 1.2 параметрах газотурбинной установки $T_3/T_1 = 4{,}34$, $T_1 = 270$ К, $T_5/T_1 = 1{,}4$ и температуре отвода теплоты в систему теплоснабжения $T_т = 360$ К (87 °С) максимальная удельная комбинированная выработка электроэнергии в ПГУКУ достигается при следующих значениях T_0 и $\Delta T_{ср}$: при $\Delta T_{ср} = 0$ (теоретический случай) максимальное значение $\bar{э}_{ПГУ}$ достигается при $T_0 = 557$ К, которой соответствуют начальные параметры паротурбинной установки $p_{10} = 13$ МПа и $t_{10} = 430$ °С; при $\Delta T_{ср} = 30$, 60, 90 К максимальные значения $\bar{э}_{ПГУ}$ соответственно равны 0,924; 0,84 и 0,756 и достигаются при $T_0 = 540$ К ($p_{10} = 9$ МПа, $t_{10} = 430$ °С); при больших значениях $\Delta T_{ср} =$ = 120 и 150 К максимальные значения $\bar{э}_{ПГУ}$ соответственно равны 0,681 и 0,60 и достигаются при $T_0 = 515$ К ($p_{10} = 6$ МПа, $t_{10} = 400$ °С).

При $\Delta T_{ср} = 0$ (теоретический случай) в теплофикационной ПГУ создаются условия для максимальной удельной комбинированной выработки электрической энергии $\bar{э}_{ПГУ}$, так как при таком режиме максимальные удельные комбинированные выработки электрической энергии в газовой $\bar{э}_г$ и паровой $\bar{э}_т$ турбине парогазового цикла

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

в концевых точках участка. Правильное определение потери напора, или падения давления в трубопроводах, имеет первостепенное значение для выбора их диаметров и организации надежного гидравлического режима сети.

Для предупреждения ошибочных решений следует до проведения гидравлического расчета водяной тепловой сети наметить возможный уровень статических напоров, а также линии предельно допустимых максимальных и минимальных гидродинамических напоров в системе и, ориентируясь по ним, выбрать характер пьезометрического графика из условия, что при любом ожидаемом режиме работы напоры в любой точке системы теплоснабжения не выходят за допустимые пределы. На основании технико-экономического расчета следует лишь уточнить значения потерь напора, не выходя за пределы, намеченные по пьезометрическому графику. Такой порядок проектирования позволяет учесть технические и экономические особенности проектируемого объекта.

Основные требования к режиму давлений водяных тепловых сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения сводятся к следующему:

1) непревышение допустимых давлений в оборудовании источника, тепловой сети и абонентских установок. Допустимое избыточное (сверх атмосферного) давление в стальных трубопроводах и арматуре тепловых сетей зависит от применяемого сортамента труб и в большинстве случаев составляет 1,6—2,5 МПа;

2) обеспечение избыточного (сверх атмосферного) давления во всех элементах системы теплоснабжения для предупреждения кавитации насосов (сетевых, подпиточных, смесительных) и защиты системы теплоснабжения от подсоса воздуха. Невыполнение этого требования приводит к коррозии оборудования и нарушению циркуляции воды. В качестве минимального значения избыточного давления принимают 0,05 МПа (5 м вод. ст.);

3) обеспечение невскипания сетевой воды при гидродинамическом режиме системы теплоснабжения, т.е. при циркуляции воды в системе.

Во всех точках системы теплоснабжения должно поддерживаться давление, превышающее давление насыщенного водяного пара при максимальной температуре сетевой воды в системе.

Поскольку температура насыщения водяного пара при давлении 0,1 МПа равна 100 °С, то для обеспечения невскипания воды избыточное давление должно поддерживаться на тех участках системы теплоснабжения, где температура воды при работе системы теплоснабжения выше 100 °С. При проектировании можно не предусматривать поддержание избыточного давления, обеспечивающего невскипание воды в статическом состоянии системы, т.е. при отсутствии циркуляции воды, так как при необходимости температура воды во всех точках системы теплоснабжения может быть снижена до 100 °С и ниже до прекращения циркуляции в сети путем выключения подогрева сетевой воды на ТЭЦ. Возможность аварийного прекращения циркуляции в системе теплоснабжения предупреждается соответствующей автоматизацией насосных установок и дублированием их электропитания от двух независимых источников.

На пьезометрических графиках наносятся линии напоров для основной расчетной магистрали и характерных ответвлений как для гидродинамического режима, так и для статического состояния системы теплоснабжения. Если гидродинамический режим системы теплоснабжения сильно изменяется в течение отопительного сезона или года, то на пьезометрический график наносятся линии напоров для наиболее характерных режимов системы. Например, при открытой системе теплоснабжения на пьезометрических графиках обычно приводятся линии напоров для трех характерных режимов работы системы, а именно: при отсутствии водозабора, при максимальном отборе воды из подающей линии тепловой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.2. Энергетические характеристики теплофикационной ПГУКУ при различных значениях температур подвода теплоты в паротурбинный цикл T_0 и средней разности температур между теплоносителями в парогенераторной установке $\Delta T_{ср}$

Параметры паротурбинной установки	Параметры ПГУКУ	Значения параметров при $\Delta T_{ср}$, К					
		0	30	60	90	120	150
p_{10} = 3 МПа	T_4/T_3	0,515	0,567	0,620	0,669	0,720	0,771
t_{10} = 330 °С	$\bar{э}_т$	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279
T_0 = 492 К	$\bar{э}_г$	0,42	0,46	0,40	0,35	0,28	0,24
	$\bar{э}_{ПГУ}$	0,817	0,869	0,792	0,728	0,638	0,587
p_{10} = 6 МПа	T_4/T_3	0,555	0,606	0,657	0,708	0,760	0,810
t_{10} = 400 °С	$\bar{э}_т$	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344
T_0 = 515 К	$\bar{э}_г$	0,47	0,42	0,36	0,29	0,25	0,19
	$\bar{э}_{ПГУ}$	0,977	0,91	0,829	0,735	0,681	0,60
p_{10} = 9 МПа	T_4/T_3	0,597	0,648	0,700	0,751	0,802	0,853
t_{10} = 430 °С	$\bar{э}_т$	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393
T_0 = 540 К	$\bar{э}_г$	0,43	0,38	0,32	0,26	0,20	0,13
	$\bar{э}_{ПГУ}$	0,994	0,924	0,840	0,756	0,672	0,575
p_{10} = 13 МПа	T_4/T_3	0,626	0,677	0,729	0,780	0,830	0,882
t_{10} = 430 °С	$\bar{э}_т$	0,425	0,425	0,425	0,425	0,425	0,425
T_0 = 557 К	$\bar{э}_г$	0,40	0,33	0,27	0,23	0,16	0,10
	$\bar{э}_{ПГУ}$	0,997	0,897	0,811	0,754	0,654	0,568

имеют место при практически одном и том же оптимальном значении $(T_4/T_3)_{опт}$ или в очень узкой области изменения оптимальных значений $(T_4/T_3)_{опт}$. Так, на рис. 1.15 область $(T_4/T_3)_{опт}$ = 0,56—0,61.

При $\Delta T_{ср} > 0$, что наблюдается в действительности, с увеличением $\Delta T_{ср}$ растет значение $(T_4/T_3)_{опт}$ парогазовой установки. Однако при этом удельная комбинированная выработка электрической энергии в газовой турбине снижается как на единицу теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке $\bar{э}_г$ [см. формулу (1.81)], так и на единицу теплоты, отведенной на теплоснабжение от паротурбинной установки $\bar{э}_{г.т}$ [см. формулу (1.87)].

На рис. 1.15 приведено семейство кривых $\Delta T_{ср}$ = 30—150 К, соответствующих различным значениям необратимой разности температур $\Delta T_{ср}$ в парогенераторной установке ПГУКУ. Как видно из рисунка, с увеличением $\Delta T_{ср}$ энергетическая эффективность парогазовой установки заметно снижается из-за существенного уменьше-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сети, при максимальном отборе из обратной линии тепловой сети.

При проектировании крупных систем теплосиабжения, питаемых от нескольких параллельно работающих источников теплоты или от нескольких параллельно работающих взаимно сблокированных магистралей, на пьезометрических графиках указываются также линии напоров при аварийных ситуациях, когда отдельные секции основных магистралей выключаются из работы и в работу включаются блокирующие перемычки.

Разработку пьезометрического графика начинают с гидростатического режима, когда циркуляция отсутствует и система теплоснабжения заполнена водой с температурой не выше 100 °С. На основе гидростатического режима из условия непревышения допустимого давления во всех элементах оборудования, включая абонентские установки, проверяют возможность установления общей статической зоны для всей системы теплоснабжения, т.е. возможность поддержания одного и того же статического напора во всей системе, а также выявляют причины, препятствующие такому решению.

Установление общей статической зоны для всей системы теплоснабжения упрощает эксплуатацию и повышает надежность теплоснабжения, поэтому такое решение является предпочтительным. Наиболее просто эта задача решается при независимой схеме присоединения всех отопительных установок и тепловой сети, так как в этом случае механически наиболее слабый элемент системы — отопительные чугунные радиаторы или отопительные бетонные панели гидравлически изолируются от системы теплоснабжения.

При зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети установлению общей статической зоны часто препятствует высокий полный статический напор, определяемый из условия обеспечения избыточного давления не менее 0,05 МПа (5 м вод. ст.) в верхних точках наиболее высоко расположенных отопительных установок, что вызывает недопустимо высокие давления в отопительных системах зданий, расположенных на низких геодезических уровнях. Это препятствие устраняется присоединением по независимой схеме отопительных установок зданий, создающих повышенный полный статический напор, или зданий, в которых создается недопустимо высокий пьезометрический статический напор.

Другое возможное решение задачи — разделение системы теплоснабжения на отдельные статические зоны, в каждой из которых с помощью автоматических клапанов и подпиточных насосов поддерживается заданное значение полного статического напора при прекращении циркуляции воды в системе теплоснабжения.

На рис. 5.11, *а* показан график статических напоров системы теплоснабжения с тремя группами отапливаемых зданий *A*, *B*, *C* (рис. 5.11,*б*) высотой по 35 м, расположенных на трех разных геодезических уровнях 0; 20; 40 м.

При зависимой схеме присоединения всех отопительных установок к тепловой сети полный статический напор в системе теплоснабжения определяется условием создания пьезометрического напора около 5 м в верхних точках отопительных установок *C*, расположенных на наиболее высоком геодезическом уровне, и составляет $H_{ст} = 40 + 35 + 5 = 80$ м.

Под этим полным статическим напором, показанным на рис. 5.11, *а* горизонтальной линией *S S*, находятся все элементы системы теплоснабжения.

Пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок, присоединенных к водяной тепловой сети по зависимой схеме, составляет для зданий группы *A*: $H_A = 80 - 0 = 80$ м; для зданий группы *B*: $H_B = 80 - 20 = 60$ м; для зданий

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ния удельной комбинированной выработки электрической энергии в газовой турбине в области ее обычного использования, т.е. при $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{экс}$ при повышении температур T_4 на выходе из турбины или при повышении отношения температур T_4/T_3.

При больших значениях $\Delta T_{ср}$ удельная комбинированная выработка электроэнергии в парогазовой установке может снизиться до значений удельной комбинированной выработки в теплофикационной газотурбинной установке при $(T_4/T_3)_{опт}$ или даже ниже этих значений. Таким образом, при больших значениях $\Delta T_{ср}$ в парогенераторной установке может быть потеряно ее энергетическое преимущество перед газовой турбиной.

УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ ТОПЛИВА ПГУКУ

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в ПГУКУ $b_{ПГУ}$, кг/(кВт · ч), при теплофикационном режиме и работе по бинарной схеме

$$b_{ПГУ} = \frac{\bar{э}_{г.т} b_г^э + \bar{э}_т b_т^э}{\bar{э}_{г.т} + \bar{э}_т}. \qquad (1.93)$$

где $\bar{э}_т$ и $\bar{э}_{г.т}$ определяются по формулам (1.86) и (1.87); $b_г^э$ — удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в газотурбинной установке, кг/(кВт · ч); $b_т^э$ — удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в паротурбинной установке, кг/(кВт · ч).

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в газотурбинной установке

$$b_г^э = 0{,}123 / \eta_г^э. \qquad (1.94)$$

где $\eta_г^э$ — КПД выработки электроэнергии в газотурбинной установке.

Коэффициент полезного действия выработки электроэнергии в газотурбинной установке ПГУКУ определяется на основе следующего исходного уравнения

$$\eta_г^э = \frac{l_т - l_к}{q_{к.с} - q_{п.г}}, \qquad (1.95)$$

где $l_т$ — удельная (на единицу массового расхода рабочего тела) выработка электрической энергии в газотурбинной установке; $l_к$ — удельная затрата электроэнергии в компрессоре; $q_{к.с}$ — удельные затраты теплоты топлива в камере сгорания; $q_{п.г}$ — удельное количество теплоты, использованной в парогенераторной установке.

Уравнение (1.95) приводится к следующему виду:

$$\eta_г^э = \eta_{к.с} \frac{\frac{T_3}{T_1}(1-\tau_т)\eta_{oi}^т \eta_{эм}^т - \frac{1-\tau_к}{\tau_к \eta_{oi}^к \eta_{эм}^к}}{\frac{T_3}{T_1}(1-\tau_т)\eta_{oi}^т - \frac{1-\tau_к}{\tau_к \eta_{oi}^к} + \left(\frac{T_5}{T_1} - 1\right)}, \qquad (1.96)$$

где $\eta_{к.с}$ — КПД камеры сгорания.

Зависимость $\eta_г^э = f(T_4/T_3)$ приведена на рис. 1.12.

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в паротурбинной установке ПГУКУ в теплофикационном режиме, кг/(кВт · ч),

$$b_т^э = 0{,}123 / \eta_{к.д} \eta_{п.г} \eta_{эм}^п, \qquad (1.97)$$

где $\eta_{к.д}$ — КПД камеры дожигания; $\eta_{п.г}$ — КПД парогенераторной установки.

При работе паровой турбины парогазовой установки в конденсационном режиме удельная выработка электрической энергии на единицу теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке,

$$\bar{э}_к = \eta_{п.г} \eta_i \eta_{oi}^п \eta_{эм}^п, \qquad (1.98)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

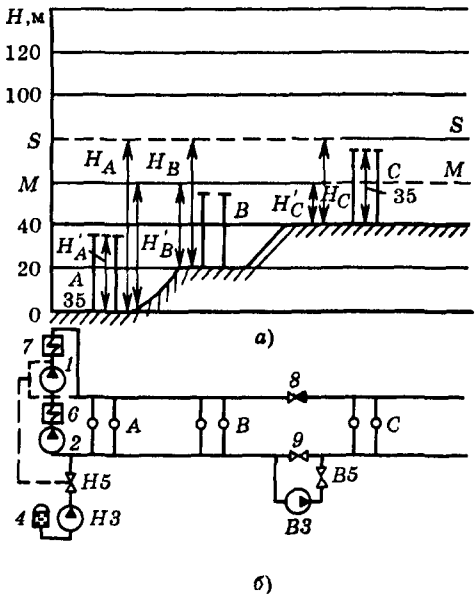


Рис. 5.11. Линии статических напоров и принципиальная схема системы теплоснабжения

а — линии статических напоров, *б* — принципиальная схема сети, *1* — сетевой насос, *2* — предвключенный насос, *Н3* — подпиточный насос станции (нижней зоны), *В3* — подпиточный насос станции верхней зоны, *4* — бак подпиточной воды, *Н5* — регулятор подпитки нижней зоны, *В5* — регулятор подпитки верхней зоны, *6* — теплофикационный подогреватель, *7* — пиковый котел, *8* — обратный затвор, *9* — регулятор давления «до себя»

группы *С*: $H_C = 80 - 40 = 40$ м. Пьезометрический статический напор для оборудования источника теплоты (водогрейных котлов, теплофикационных подогревателей, сетевых насосов и др.), установленного на отметке 0, также равен 80 м. В данном случае пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок группы *А* превышает допустимое по условиям прочности отопительных чугунных радиаторов значение 60 м вод. ст.

Для сохранения в этих условиях общего статического уровня для всей системы водоснабжения возможно следующее.

1. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *С*. В этом случае полный статический напор в системе теплоснабжения должен быть выбран из условия создания минимального избыточного давления в верхних точках отопительных установок группы *В* ($H'_{ст} = 20 + 35 + 5 = 60$ м). На рис. 5.11, *а* этот напор изображается горизонтальной линией *ММ*. Статический пьезометрический напор в нижних точках отопительных установок группы *В* $H'_B = 60 - 20 = 40$ м. Статический пьезометрический напор в водо-водяных отопительных подогревателях зданий группы *С*, присоединенных к тепловой сети по независимой схеме, составит: со стороны греющей воды 60 – 40 = 20 м, а со стороны нагреваемой воды 35 м.

2. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *А*. В этом случае полный статический напор в системе теплоснабжения останется неизменным, $H_{ст} = 80$ м. Однако повышенный статический напор не будет передаваться на отопительные приборы установок *А*, поскольку они гидравлически изолированы от тепловой сети.

В водо-водяных подогревателях, установленных в узлах присоединения отопительных установок этих зданий к тепловой сети, пьезометрический статический напор со стороны греющей воды составит 80 – 0 = 80 м, что меньше допустимого значения (100 м).

3. Присоединение отопительных установок всех групп зданий к тепловой сети по независимой схеме, но разделение системы теплоснабжения на две статические зоны: одна на уровне *ММ* для группы зданий *А* и *В*, другая на уровне *SS* для группы зданий *С*. Для этой цели необходимо в сети между участками *В* и *С* установить разделительное устройство, схема которого показана на рис 5.11, *б*.

При прекращении циркуляции воды в сети закрывается обратный клапан или затвор *8*, установленный на подающей линии сети, а также регулятор давления «до себя» (РДДС) *9*, настроенный на пьезометриче-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где η_t, $\eta^{п}_{oi}$, $\eta^{п}_{эм}$ — термический, внутренний относительный и электромеханический КПД паротурбинной установки.

Термический КПД конденсационного цикла паротурбинной установки определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - T_к/T_0, \qquad (1.99)$$

где $T_к$ — температура насыщения пара, отводимого в конденсатор, К.

Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии в паротурбинной установке $b^{э}_{к}$, кг/(кВт · ч), вычисляется как

$$b^{э}_{к} = 0{,}123/\eta^{э}_{к}, \qquad (1.100)$$

где $\eta^{э}_{к}$ — КПД выработки электроэнергии конденсационным методом,

$$\eta^{э}_{к} = \eta_{кс}\eta_{пг}\eta_t\eta^{п}_{oi}\eta^{п}_{эм}. \qquad (1.101)$$

При работе паровой турбины парогазовой установки ПГУКУ в чисто конденсационном режиме, т.е. без отдачи теплоты из отборов паровой турбины в систему теплоснабжения, выработка электроэнергии паровой турбиной, кВт · ч,

$$Э_к = 278\bar{э}_к Q_4\eta_{п\,и}, \qquad (1.102)$$

где Q_4 — отработавшая теплота на выходе из газовой турбины, ГДж; 278 — размерный коэффициент, (кВт · ч)/ГДж; $\eta_{п.и}$ определяется по (1.79).

Удельная выработка электроэнергии в ПГУКУ на единицу теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке, при работе паровой турбины в чисто конденсационном режиме

$$\bar{э}_{ПГУ} = \bar{э}_г + \bar{э}_к; \qquad (1.103)$$

$\bar{э}_г$ рассчитывается по (1.81).

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в этом режиме

$$b^{э}_{ПГУ} = \frac{\bar{э}_г b^{э}_г + \bar{э}_к b^{э}_к}{\bar{э}_г + \bar{э}_к}, \qquad (1.104)$$

где $b^{э}_г$ определяется по (1.94); $b^{э}_к$ — по (1.100).

При работе пароаой турбины ПГУКУ в смешанном режиме, т.е. в конденсационном режиме при одновременном отводе теплоты из отборов паровой турбины в систему теплоснабжения, должна быть задана доля тепловой нагрузки α, или тепловая нагрузка парогенераторной установки $\alpha Q_4\eta_{п\,и}$, используемая для теплофикационной выработки в паровой турбине, или тепловая нагрузка $Q_т$ отбора паровой турбины, подаваемая в систему теплоснабжения. В последнем случае на основе уравнения (1.83) по известному значению $Q_т$ и удельной комбинированной выработки электроэнергии $\bar{э}_т$ определяется тепловая нагрузка, используемая для теплофикационной выработки в паровой турбине,

$$\alpha Q_4\eta_{п\,и} = Q_т(1 + \bar{э}_т/\eta^{п}_{эм}). \qquad (1.105)$$

В этом случае для конденсационной выработки электроэнергии в паровой турбине используется тепловая нагрузка $(1 - \alpha)Q_4\eta_{п.и}$.

Удельная выработка электроэнергии в ПГУКУ на единицу теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке, при работе в смешанном теплофикационно-конденсационном режиме определяется по формуле

$$\bar{э}_{ПГУ} = \bar{э}_г + \bar{э}_к(1-\alpha) + \frac{\bar{э}_т\alpha}{(1+\bar{э}_т/\eta^{п}_{эм})}. \qquad (1.106)$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии в ПГУКУ при работе паровой турбины в смешанном режиме

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ский напор H_C, установленный на обратной линии тепловой сети. Таким образом, при прекращении циркуляции зона *С* отделяется от остальной сети. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети зоны *С* осуществляется подпиточным насосом *В3* и регулятором подпитки *В5*. В подпиточный насос *В3* поступает вода из тепловой сети нижней зоны. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети нижней зоны осуществляется подпиточным насосом *Н3* и регулятором подпитки *Н5*.

При гидродинамическом режиме системы теплоснабжения пьезометрические напоры в любой точке системы при любом расходе воды также должны удовлетворять вышеуказанным условиям.

При построении графика гидродинамических напоров на него наносят уровни допустимых максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной линий системы. Действительные пьезометрические напоры при любом режиме работы системы теплоснабжения не должны выходить за эти предельные уровни.

Поскольку допустимые напоры являются пьезометрическими, т.е. отсчитываются от оси трубопроводов, линии допустимых напоров для тепловой сети следуют за рельефом местности, так как при построении графика напоров обычно условно принимают, что оси трубопроводов тепловых сетей совпадают с поверхностью земли. При построении линии допустимых напоров для оборудования, имеющего существенные вертикальные габариты, максимальный пьезометрический напор отсчитывают от нижней точки, а минимальный — от верхней точки этого оборудования. В частности, для пиковых водогрейных котлов максимально допустимый пьезометрический напор отсчитывают от нижней точки котла, которую условно принимают совпадающей с поверхностью земли, а минимально допустимый напор — от верхнего коллектора котла, отметка которого по отношению к нижней точке котла обычно выше на 10—15 м. В связи с возможным локальным нагревом воды в отдельных трубках котла выше расчетной температуры в выходном коллекторе минимально допустимый пьезометрический напор определяют по температуре кипения воды, превышающей на 30 °С расчетную в выходном коллекторе котла.

Максимально допустимый гидравлический пьезометрический напор обычно определяют: для подающей линии системы — из условия механической прочности оборудования тепловой сети (трубы, арматура) и источника теплоты (пароводяные подогреватели, водогрейные котлы); для обратной линии при зависимой схеме присоединения абонентов — из условия механической прочности теплоиспользующего оборудования абонентских установок (отопительные и вентиляционные приборы); при независимой схеме соединения абонентов — из условия механической прочности водо-водяных подогревателей.

Минимально допустимый гидродинамический пьезометрический напор обычно определяют: для подающей линии — из условия защиты от вскипания воды; для обратной линии — из условия предупреждения вакуума (давления меньше 0,1 МПа) в системе, а также предупреждения кавитации на всасывающей стороне насосов.

Желательно, чтобы при зависимой схеме присоединения линия действительных полных гидродинамических напоров в подающем трубопроводе не пересекала линию статических напоров. Тогда в узлах присоединения отопительных установок к тепловой сети не требуется сооружать повысительные насосные подстанции, что упрощает систему теплоснабжения и повышает надежность ее работы. Линия действительных полных гидродинамических напоров обратной магистрали тепловой сети, как правило, пересекает линию статических

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$b^{э}_{ПГУ} = \frac{\bar{э}_г b^{э}_г + (1-\alpha)\bar{э}_к b^{э}_к + \dfrac{\alpha \bar{э}_т b^{э}_т}{(1+\bar{э}_т/\eta^{п}_{эм})}}{\bar{э}_г + (1-\alpha)\bar{э}_к + \dfrac{\alpha \bar{э}_т}{(1+\bar{э}_т/\eta^{п}_{эм})}}. \quad (1.107)$$

Удельный расход условного топлива на выработку теплоты, отводимой в систему теплоснабжения, кг/ГДж,

$$b^{т}_{ПГУ} = 34{,}1/\eta^{т}_{ПГУ}, \quad (1.108)$$

где $\eta^{т}_{ПГУ}$ — КПД выработки теплоты в ПГУКУ

$$\eta^{т}_{ПГУ} = \eta_{к.с}\eta_{п\,г}\eta_{т.о}, \quad (1.109)$$

$\eta_{т.о}$ — КПД пароводяного теплофикационного теплообменника *IX* (см. рис. 1.14,*а*).

1.9. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ И ПРИРОДНОЙ ТЕПЛОТЫ

Промышленные предприятия часто располагают вторичными энергетическими ресурсами в виде горячих влажных газов и воздуха, отработавшего в технологических машинах (молотах, прессах и др.), пара, горячей воды и других теплоносителей с температурой, значительно превышающей температуру окружающей среды. Такие энергоресурсы целесообразно направить в первую очередь для усовершенствования тепловых производственных процессов самих предприятий, так как в этом случае их можно наиболее полно использовать [43, 96]. Избыточные вторичные энергоресурсы, которые нельзя использовать в технологическом процессе предприятия, могут быть использованы для удовлетворения отопительно-вентиляционной нагрузки или нагрузки горячего водоснабжения самого предприятия, а также для теплоснабжения внешних потребителей.

В ряде районов страны имеются источники природной теплоты, например геотермальная вода, с температурой выше температуры окружающей среды.

Расчетная экономия топлива от использования рассматриваемых энергоресурсов зависит от уровня технического совершенства источника теплоты, вытесняемого этими ресурсами.

При вытеснении вторичными энергоресурсами теплоты от котельной установки удельная экономия условного топлива, кг/ГДж или кг/Гкал,

$$b^{т}_{к} = 34{,}1/\eta_к = \frac{143}{\eta_к}, \quad (1.110)$$

где $\eta_к$ — КПД вытесняемой котельной.

При вытеснении энергоресурсами теплоты от ТЭЦ расчетные значения удельной экономии топлива меньше, чем при вытеснении ими теплоты от котельной, на значение удельной экономии топлива, получаемой от комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ. В этом случае

$$\Delta b = b^{т}_{т} - \Delta b_э, \quad (1.111)$$

где $b^{т}_{т}$ — удельный расход топлива на выработку теплоты на ТЭЦ (1.29); $\Delta b_э$ — удельная экономия топлива за счет электрической выработки ТЭЦ (1.44).

При определении количества полезно использованной теплоты энергоресурсов отсчет должен проводиться не от 0 °С, а от более высокой температуры, так называемой температуры окружающей среды, под которой понимается температура окружающего воздуха или температура воды в реках, естественных водоемах или в водопроводе, так как при этой температуре количество теплоты, содержащейся в окружающей природе, практически бесконечно.

Теплонасосные установки. В том случае, когда температура располагаемой природной теплоты или теплоты вторичных энергоресурсов низка и поэтому недостаточна для полезного использования в системе теплоснабжения, температурный уро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

напоров. Однако это обстоятельство не усложняет сооружение и эксплуатацию системы, так как поддержание более высокого пьезометрического напора в абонентских установках по сравнению с напором в обратном трубопроводе тепловой сети при циркуляции воды в сети достигается путем включения на обратной линии в узле присоединения абонента регулятора давления «до себя».

Желательно, чтобы располагаемый напор, т.е. разность гидродинамических напоров в подающей и обратных линиях сети на ГТП или МТП, был равен или даже несколько превышал суммарную потерю напора в абонентских установках и в тепловой сети между установками и ГТП и МТП. В противном случае приходится устанавливать на тепловых пунктах насосные установки, что усложняет эксплуатацию и снижает надежность системы теплоснабжения.

На рис. 5.12 показано построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения, для которой выбор линии статических напоров *ММ* рассмотрен на рис. 5.11.

Расчетная температура в подающей линии тепловой сети задана равной 150 °С. Полный статический напор для этой системы принят 60 м. Отопительные установки абонентов группы *С*, расположенные в высокой зоне, присоединяются к тепловой сети по независимой схеме.

Линия $П_б$ показывает максимально допустимые напоры в подающей линии системы теплоснабжения от подающего коллектора на ТЭЦ до абонентских вводов. Напор в точке *П1* на выходе воды из водогрейного котла *7* определяется из условия механической прочности пиковых котлов. Допустимое давление для водогрейных котлов 2,5 МПа. С учетом гидравлических потерь в котле максимально допустимый пьезометрический напор на выходе из котла принят 220 м. Максимально допустимый напор (линия $П_б$) в подающем теплопроводе на

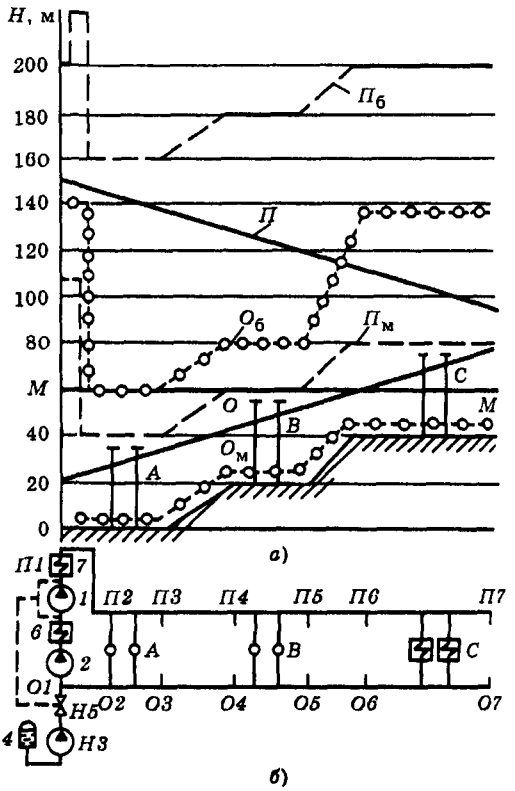


Рис. 5.12. Построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения

а — график гидродинамических напоров; *б* — принципиальная схема; остальные обозначения те же что и на рис. 5.11

участке *П2—П7* определен из условия, что допустимое давление в трубопроводах и арматуре подающей линии составляет 1,6 МПа, вследствие этого пьезометрический напор должен быть равен 160 м.

Линия $П_м$ показывает минимально допустимые напоры в подающей линии системы. Минимально допустимый напор в точке *П1* определен при условии невскипания в верхней точке водогрейного котла, находящейся на геодезической отметке 15 м при температуре воды 150 + 30 = 180 °С, что определяет минимальный пьезометрический напор в этой точке котла равный 92 м или полный напор по отношению к геодезической отметке *О* равный 107 м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вень этой теплоты можно искусственно повысить с помощью термотрансформатора — теплового насоса, затратив на это какую-либо энергию (электрическую, механическую, тепловую).

На рис. 1.16, *а* приведена принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса, а на рис. 1.16, *б* — идеальный процесс его работы в *T, s*-диаграмме. В испаритель *I* подводится располагаемая теплота низкого потенциала (природная теплота, сбросная теплота промышленности и т.п.) при температуре $T_н$. Эта теплота передается рабочему агенту (фреону и др.), кипящему в испарителе при давлении p_0 и температуре $T_0 = T_н - \Delta T_н$, где $\Delta T_н$ — перепад температур между греющей и нагреваемой средой в испарителе. Пары рабочего агента поступают из испарителя *I* в компрессор *II* в состоянии *1* и сжимаются до давления $p_к$ при соответствующей ему температуре насыщения $T_к$. В состоянии *2* сжатые пары рабочего агента поступают в конденсатор *III*, где передают теплоту теплоносителю системы теплоснабжения. В конденсаторе пары рабочего агента конденсируются. Температура теплоносителя на выходе из конденсатора $T_в < T_к$; $T_к = T_в + \Delta T_к$, где $\Delta T_к$ — перепад температур между греющей и нагреваемой средой в конденсаторе. Из конденсатора рабочий агент поступает в жидком виде в

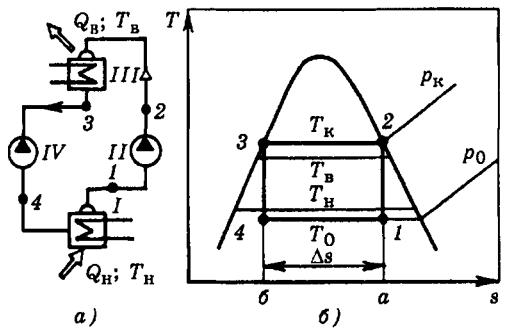


Рис. 1.16. Принципиальная схема парокомпрессорного теплового насоса (*а*) и процесс его работы в *T, s*-диаграмме (*б*)

детандер *IV* (точка *3* на *T, s*-диаграмме), где происходит расширение рабочего агента от давления $p_к$ до давления p_0, сопровождающееся снижением его температуры и отдачей работы. Из детандера рабочий агент поступает в испаритель *I* (точка *4*), и цикл замыкается.

Количество теплоты, подведенной в испаритель к одной массовой единице (например, к 1 кг) рабочего агента, изображается в *T, s*-диаграмме площадью *a14б* и равно $T_0 \Delta s$. Количество теплоты, отданной в конденсаторе одной массовой единицей рабочего агента, изображается площадью *a23б* и равно $T_к \Delta s$. Удельная работа в идеальном тепловом насосе, приходящаяся на одну массовую единицу рабочего агента, изображается площадью *1234* и равна $(T_к - T_0)\Delta s$. Отношение полезной теплоты, отведенной из конденсатора теплового насоса в систему теплоснабжения, к затраченной работе называется коэффициентом трансформации теплоты. Для идеального цикла, изображенного на рис. 1.16,*б*, коэффициент трансформации теплоты

$$\mu_0 = \frac{T_к \Delta s}{(T_к - T_0)\Delta s} = \frac{T_к}{T_к - T_0}. \quad (1.112)$$

Коэффициент трансформации действительного теплового насоса

$$\mu = \eta_{т.н} \frac{T_к}{T_к - T_0}, \quad (1.113)$$

где $\eta_{т.н}$ — КПД теплового насоса, учитывающий потери необратимого сжатия рабочего агента в компрессоре и необратимого расширения в детандере; для предварительных расчетов можно принимать $\eta_{т.н} = 0{,}7$—$0{,}8$.

Так как в данном случае для работы компрессионных тепловых насосов затрачивается электрическая энергия, вырабатываемая на ТЭС, то удельный расход условного топлива на получение единицы полезной тепло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ты с помощью теплового насоса, кг/Гкал, или кг/ГДж,

$$b_{т.и} = \frac{a}{\eta_к^э \mu(1 - \varphi_{с.н})\eta_{э.с}}, \quad (1.114)$$

где a = 34,1 кг/ГДж = 143 кг/Гкал ; $\eta_к^э$ — КПД выработки электроэнергии на КЭС; в среднем $\eta_к^э$ = 0,32—0,34; $\varphi_{с.н}$ — коэффициент собственных нужд КЭС, $\varphi_{с.н}$ = 0,04—0,06; $\eta_{э.с}$ — КПД электрической сети, $\eta_{э.с}$ = 0,94—0,96.

Тепловые насосы могут конкурировать по тепловой экономичности с котельными установками, если $b_{т.н} < b_к^т$, где $b_к^т$ — удельный расход топлива на выработку теплоты в котельной.

Для сопоставления тепловых насосов и ТЭЦ по тепловой экономичности следует сравнить значение $b_{т.н}$ со значением $(b_т^т - \Delta b_э)$, где $b_т^т$ — удельный расход топлива на выработку теплоты в котельной ТЭЦ (1.29), а $\Delta b_э$ — удельная экономия топлива за счет комбинированной электрической выработки ТЭЦ (1.44).

С точки зрения экономии топлива, компрессионные тепловые насосы с электроприводом, как правило, не могут конкурировать с ТЭЦ, т.е. с комбинированным производством электрической и тепловой энергии (теплофикацией). В случае, когда температура среды, которая является источником теплоты низкого потенциала, $T_н$, примерно равна температуре окружающей среды $T_{о.с}$, удельный расход условного топлива на получение с помощью теплового насоса с электроприводом полезно используемой теплоты будет больше разности удельных расходов топлива на выработку тепловой энергии котельной установки ТЭЦ и экономией топлива на ТЭЦ за счет теплофикационной выработки электроэнергии, т.е. $b_{т.и} >> (b_т^т - \Delta b_э)$.

Иная ситуация имеет место, когда используются тепловые насосы другого типа, например абсорбционные и эжекционные трансформаторы, работающие с использованием термотеплоты от теплофикационных установок. В таких установках отработавшая при выработке электроэнергии теплота полезно используется для производства холода (охлажденной воды) и теплоты низкого потенциала (теплой или горячей воды).

Применение этих установок позволяет повысить тепловую нагрузку ТЭЦ в осенне-весенний и летний периоды, благодаря этому выравнивается график годовой тепловой нагрузки отборов турбин и соответственно возрастает комбинированная выработка электрической и тепловой энергии, а значит, и экономичность этих ТЭЦ.

Учитывая высокую стоимость трансформаторов (тепловых насосов, холодильных машин), оптимальный метод трансформации теплоты следует выбирать исходя из технико-экономических расчетов с учетом основных направлений развития энергетики.

Контрольные вопросы и задания

1. Определите удельную комбинированную выработку электрической энергии на паротурбинной ТЭЦ. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
2. Что представляет собой коэффициент 278 кВт · ч/ГДж в формуле для определения удельной комбинированной выработки электрической энергии? Как этот коэффициент получен?
3. Определите удельный расход условного топлива на комбинированную выработку электрической энергии на базе теплового потребления. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
4. Что представляет собой коэффициент 0,123 кг/(кВт · ч) в формуле для определения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Из условия невскипания воды при ее температуре 150 °С минимально допустимый пьезометрический напор в подающей линии тепловой сети на участке *П2—П7* должен составлять 40 м.

Действительная линия гидродинамических напоров подающей линии тепловой сети при любом режиме ее работы не должна выходить за пределы напоров, ограниченных линиями $П_б$ и $П_м$. В данном случае действительный график гидродинамических напоров подающей линии системы показан линией *П*.

Линия $О_б$ показывает максимально допустимые напоры в обратной линии системы теплоснабжения от абонентских вводов до входного коллектора теплофикационного пароводяного подогревателя *6* на ТЭЦ. По условиям механической прочности отопительных чугунных радиаторов допустимые пьезометрические напоры в обратной линии тепловой сети на участке *О1—О5*, на котором абонентские установки присоединены по зависимой схеме, составляют 60 м, а по условиям механической прочности водо-водяных подогревателей допустимые пьезометрические напоры на участке *О6—О7*, где абонентские установки присоединены по независимой схеме, составляют 140 м.

Линия $О_м$ показывает минимально допустимые пьезометрические напоры в обратной линии системы теплоснабжения при условии, что избыточное давление в трубопроводах тепловой сети и на всасывающей линии насосов достаточно для предупреждения подсоса воздуха и кавитации. Минимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети принят 5 м.

Поскольку действительный гидродинамический пьезометрический напор в подающем коллекторе на ТЭЦ после пикового водогрейного котла принят 150 м, то с учетом гидравлических потерь в котле гидродинамический пьезометрический напор перед котлом должен составить 170 м, что значительно превышает допустимый пьезометрический напор для пароводяного подогревателя *6*, равный 140 м.

Для обеспечения требуемого пьезометрического напора в подающем коллекторе ТЭЦ (без превышения допустимого давления в пароводяном подогревателе) в схеме теплоподготовительной установки ТЭЦ предусмотрены два последовательно включенных сетевых насоса *1* и *2*. Предвключенный, или бустерный, насос *2* создает в системе напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пароводяном подогревателе *6* и защиты от кавитации сетевого насоса *1*, при расчетной температуре после пароводяного подогревателя. Сетевой насос *1* создает напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пиковом водогрейном котле, тепловой сети и абонентских установках.

График действительных гидродинамических напоров в обратном трубопроводе системы теплоснабжения при любом режиме работы не должен выходить за пределы линий $О_б$ и $О_м$. В данном случае он изображен линией *О*.

Выбор схемы присоединения абонентских устаиовок. Пьезометрический график дает наглядное представление о действующих напорах при гидродинамическом режиме и статическом состоянии системы теплоснабжения, что имеет важное значение для выбора рациональных схем присоединения абонентских теплоиспользующих установок к тепловой сети.

На рис. 5.13, *а* приведен пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети: *AB* — линия гидродинамических напоров подающей линии; *CD* — линия гидродинамических напоров обратной линии; *SS* — линия статического напора. Схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети показаны на рис. 5.13, *б*.

Отопительная установка *1* может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором *7* в качестве смеси-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

удельного расхода топлива на выработку электрической энергии?

5. Определите удельный расход топлива на выработку электрической энергии на КЭС. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
6. Объясните, почему тепловая экономичность КЭС зависит от регенеративного подогрева конденсата. Чем эта зависимость учитывается в формуле для определения удельного расхода топлива на выработку электрической энергии?
7. Определите удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ. Что представляет собой в этой формуле коэффициент 34,1 кг/ГДж? Как этот коэффициент получен?
8. Что такое критическая доля комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ? Приведите формулу для расчета этого показателя и объясните значения входящих в нее величин.
9. Как определяется экономия топлива при централизованном теплоснабжении: а) от ТЭЦ; б) от котельных?
10. Как определяется КПД выработки электроэнергии на газотурбинных ТЭЦ? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
11. Как определяется удельная выработка электроэнергии на газотурбинных ТЭЦ? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
12. Объясните, почему на газотурбинных ТЭЦ практически невозможно выработать всю электроэнергию комбинированным методом, т.е. только на базе полезно использованной отработавшей теплоты.
13. Как определяется удельная комбинированная выработка электрической энергии в теплофикационной парогазовой установке на единицу отработавшей теплоты, отведенной в систему теплоснабжения?
14. Как определяется удельный расход топлива на комбинированную выработку электроэнергии в парогазовой теплофикационной установке?
15. Определите удельный расход топлива на теплоснабжение с помощью теплового насоса. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

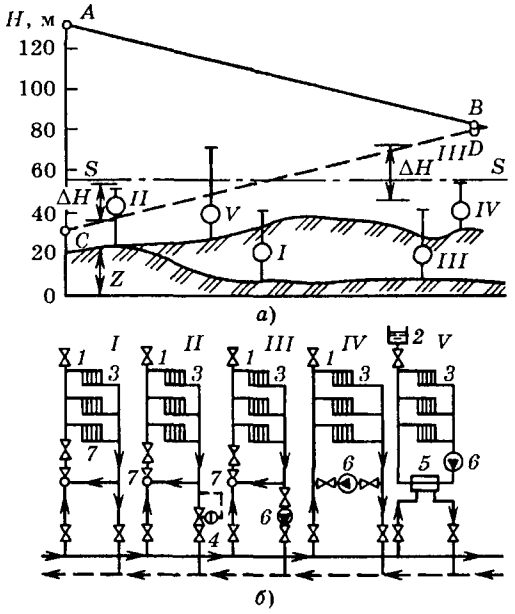


Рис. 5.13. Пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети (*а*) и схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети (*б*)

Отопительные установки: *I* — зависимая с элеватором; *II* — зависимая с элеватором и регулятором давления на обратной линии; *III* — зависимая с элеватором и насосом на обратной линии; *IV* — зависимая со смесительным насосом; *V* — независимая; *1* — воздушный кран; *2* — расширитель; *3* — нагревательный прибор; *4* — регулятор давления «до себя»; *5* — водоводяной подогреватель; *6* — насос; *7* — элеватор

тельного устройства, так как в месте расположения этого здания пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети как при статическом, так и при гидродинамическом режиме не превышает допустимого предела (60 м), а располагаемый напор в сети больше 15 м, что достаточно для создания необходимого напора в сопле элеватора и компенсации потери напора в регулирующем клапане.

По тем же мотивам отопительная установка *II* может быть также присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором *7*. Однако из-за того что гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе тепловой сети меньше высоты здания *II*, необходимо установить на обратном трубопроводе в узле присоединения здания регулятор давления «до себя». Установка регулятора давления *4* позволит превысить напор в обратной линии перед регулятором до уровня, превышающего высоту отопительной установки. Перепад ΔH, создаваемый регулятором, должен быть равен или больше разности между высотой отопительной установки и пьезометрическим напором в обратной линии.

В точке присоединения отопительной установки *III* статический напор также не превышает допустимого предела. Однако гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе сети в месте размещения здания равен 75 м, т.е. превышает допустимое значение. Кроме того, располагаемый напор в тепловой сети в месте присоединения абонентской установки недостаточен для нормальной работы элеватора.

Отопительная установка *III* принципиально могла бы быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с насосом *6* на обратной линии и с элеватором *7* в качестве смесительного устройства. Включение насоса на обратной линии уменьшило бы напор на выходе из отопительной установки до допустимого значения и повысило бы располагаемый напор на вводе, что позволило бы осуществить смешение при помощи элеватора. Напор, развиваемый этим насосом, ΔH_{III} должен быть равен или больше разности гидродинамического пьезометрического напора в обратной линии и допускаемого напора для отопительной установки. Но так как при случайной остановке насоса отопительная установка оказывается под пьезометрическим напором больше 60 м, то такое присоединение недостаточно надежно. Более надежно присоединение отопительной установки *III* к тепловой сети по независимой схеме.

Отопительная установка *IV* может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме. Однако поскольку располагае-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

В системах централизованного теплоснабжения (СЦТ) по тепловым сетям подается теплота различным тепловым потребителям. Несмотря на значительное разнообразие тепловой нагрузки, ее можно разбить на две группы по характеру протекания во времени: 1) сезонная; 2) круглогодовая.

Изменения сезонной нагрузки зависят главным образом от климатических условий: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, солнечного излучения, влажности воздуха и т.п. Основную роль играет наружная температура. Сезонная нагрузка имеет сравнительно постоянный суточный график и переменный годовой график нагрузки. К сезонной тепловой нагрузке относятся отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. Ни один из указанных видов нагрузки не имеет круглогодового характера. Отопление и вентиляция являются зимними тепловыми нагрузками. Для кондиционирования воздуха в летний период требуется искусственный холод. Если этот искусственный холод вырабатывается абсорбционным или эжекционным методом, то ТЭЦ получает дополнительную летнюю тепловую нагрузку, что способствует повышению эффективности теплофикации.

К круглогодовой нагрузке относятся технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Исключением являются только некоторые отрасли промышленности, главным образом связанные с переработкой сельскохозяйственного сырья (например, сахарная), работа которых имеет обычно сезонный характер.

График технологической нагрузки зависит от профиля производственных предприятий и режима их работы, а график нагрузки горячего водоснабжения — от благоустройства жилых и общественных зданий, состава населения и распорядка его рабочего дня, а также от режима работы коммунальных предприятий — бань, прачечных. Эти нагрузки имеют переменный суточный график. Годовые графики технологической нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения также в определенной мере зависят от времени года. Как правило, летние нагрузки ниже зимних вследствие более высокой температуры перерабатываемого сырья и водопроводной воды, а также благодаря меньшим теплопотерям теплопроводов и производственных трубопроводов.

Одна из первоочередных задач при проектировании и разработке режима эксплуатации систем централизованного теплоснабжения заключается в определении значений и характера тепловых нагрузок.

В том случае, когда при проектировании установок централизованного теплоснабжения отсутствуют данные о расчетных расходах теплоты, основанных на проектах теплопотребляющих установок абонентов, расчет тепловой нагрузки проводится на основе укрупненных показателей. В процессе эксплуатации значения расчетных тепловых нагрузок корректируют по действи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мый напор тепловой сети в этой точке мал (ниже 10 м) и не обеспечивает работу элеватора, то в качестве смесительного устройства должен быть применен насос *6* на перемычке. Напор, развиваемый смесительным насосом, должен быть равен потере напора в местной отопительной установке.

Отопительная установка *V* должна быть присоединена к тепловой сети по независимой схеме, так как статический напор, создаваемый этим зданием, превышает статический напор (линия *SS*), установленный для системы теплоснабжения района.

В крупных городах при передаче теплоты от одного или нескольких источников в районы теплового потребления по длинным магистралям большого диаметра и при разнородной тепловой нагрузке абонентов целесообразно все отопительные установки присоединять к тепловой сети по независимой схеме *V*. Такое решение существенно упрощает режим работы системы теплоснабжения, повышает ее надежность и увеличивает маневренные возможности тепловой сети в связи со значительным увеличением при этом максимально допустимого пьезометрического напора в обратной линии тепловой сети (линия $O_б$ на рис. 5.12).

Пьезометрические графики (см. рис. 5.11—5.13) относятся к двухтрубной водяной тепловой сети.

На рис. 5.14, *а* приведен пьезометрический график системы дальнего теплоснабжения, состоящей из загородной станции, однотрубной транзитной магистрали, городской пиковой котельной и двухтрубной городской тепловой сети. Расчетная температура воды в транзитной магистрали и подающей линии городской тепловой сети принята 180 °С. Линия статического напора *SS* выбрана на уровне 100 м из условия присоединения всех абонентских установок, расположенных на отметке 40 м, по зависимой схеме. Линия $П_б$ показывает максимально допустимые пьезометрические напоры в подающей линии сети при условии,

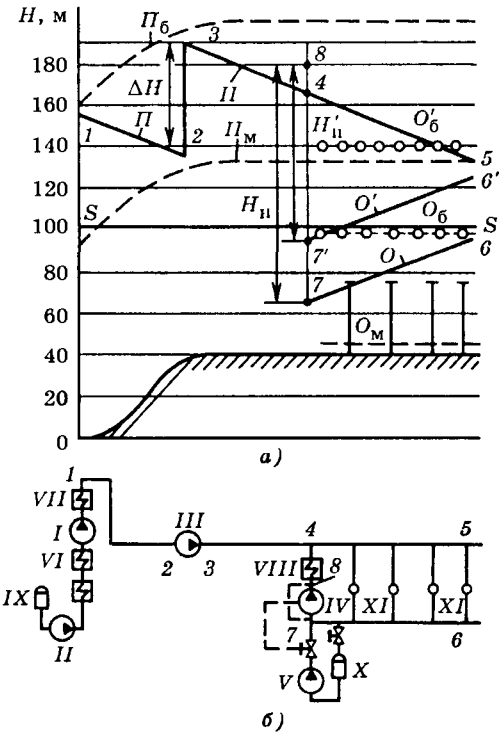


Рис. 5.14. Пьезометрический график и принципиальная схема одиотрубной транзитной и двухтрубной городской водяной тепловой сети

а — пьезометрический график; *б* — принципиальная схема: *I* и *II* — насосы загородной ТЭЦ; *III* — насосная станция на транзитной магистрали; *IV* — сетевые насосы городской двухтрубной тепловой сети; *V* — подпиточный насос городской тепловой сети; *VI* и *VII* — теплофикационные пароводяные подогреватели загородной ТЭЦ; *VIII* — пиковая котельная; *IX* и *X* — аккумуляторы сетевой воды; *XI* — абонентские установки

что допустимое давление в трубопроводах теплосети составляет 1,6 МПа. Линия $П_м$ показывает максимально допустимые пьезометрические гидродинамические напоры в подающей линии из условия невскипания теплоносителя. Линия *П* — линия действительных гидродинамических напоров в подающем трубопроводе.

Как видно из приведенных данных, полный гидродинамический напор в транзитной магистрали и в подающей линии городской тепловой сети может изменяться толь-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тельным расходам. С течением времени это дает возможность установить проверенную тепловую характеристику для каждого потребителя.

2.2. СЕЗОННАЯ НАГРУЗКА

Основная задача отопления заключается в поддержании внутренней температуры помещений на заданном уровне. Для этого необходимо сохранение равновесия между тепловыми потерями здания и теплопритоком. Условие теплового равновесия здания может быть выражено в виде равенства

$$Q = Q_т + Q_и = Q_о + Q_{тв}, \qquad (2.1)$$

где Q — суммарные тепловые потери здания; $Q_т$ — теплопотери теплопередачей через наружные ограждения; $Q_и$ — теплопотери инфильтрацией из-за поступления в помещение через неплотности наружных ограждений холодного воздуха; $Q_о$ — подвод теплоты в здание через отопительную систему; $Q_{тв}$ — внутренние тепловыделения.

Тепловые потери здания в основном зависят от первого слагаемого $Q_т$. Поэтому для удобства расчета можно тепловые потери здания представить так:

$$Q = Q_т(1 + \mu), \qquad (2.2)$$

где $\mu = Q_и / Q_т$ — коэффициент инфильтрации, представляющий собой отношение теплопотерь инфильтрацией к теплопотерям теплопередачей через наружные ограждения.

Источником внутренних тепловыделений $Q_{тв}$, в жилых зданиях являются обычно люди, приборы для приготовления пищи (газовые, электрические и другие плиты), осветительные приборы. Эти тепловыделения носят в значительной мере случайный характер и не поддаются никакому регулированию во времени.

Кроме того, тепловыделения не распределяются равномерно по зданию. В помещениях с большой плотностью населения внутренние тепловыделения относительно велики, а в помещениях с малой плотностью они незначительны.

Для обеспечения в жилых районах нормального температурного режима во всех отапливаемых помещениях обычно устанавливают гидравлический и температурный режим тепловой сети по наиболее невыгодным условиям, т.е. по режиму отопления помещений с нулевыми тепловыделениями ($Q_{тв} = 0$).

Для предупреждения существенного повышения внутренней температуры в помещениях, в которых внутренние тепловыделения значительны, необходимо периодически выключать часть отопительных приборов или снижать расход теплоносителя через них.

Качественное решение этой задачи возможно лишь при индивидуальной автоматизации, т.е. при установке авторегуляторов непосредственно на нагревательных приборах и вентиляционных калориферах.

Источник внутренних тепловыделений в промышленных зданиях — тепловые и силовые установки и механизмы (печи, сушила, двигатели и др.) различного рода. Внутренние тепловыделения промышленных предприятий довольно устойчивы и нередко представляют существенную долю расчетной отопительной нагрузки, поэтому они должны учитываться при разработке режима теплоснабжения промышленных районов.

Теплопотери теплопередачей через наружные ограждения, Дж/с или ккал/ч, могут быть определены расчетным путем по формуле

$$Q_т = \Sigma k F \Delta t, \qquad (2.3)$$

где F — площадь поверхности отдельных наружных ограждений, м^2; k — коэффициент теплопередачи наружных ограждений, Вт/(м^2 · К) или ккал/(м^2 · ч · °С); Δt — разность температур воздуха с внутренней

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ко в весьма узких пределах, а именно: на начальном участке транзитной магистрали от 160 до 132 м, т.е. всего на 28 м; на концевом участке транзитной магистрали и в подающей линии тепловой сети от 190 до 132 м. Поэтому при большом радиусе передачи теплоты на транзитной магистрали и на подающей линии тепловой сети приходится сооружать насосные подстанции (см. рис. 5.14, *б*). На подстанции гидродинамический напор в транзитной магистрали повышается на $\Delta H = 55$ м.

Линия $O_б$ показывает максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии городской тепловой сети. Он определен из условий допустимого пьезометрического напора в чугунных отопительных радиаторах, равного 60 м.

Линия $O_м$ показывает минимально допустимый пьезометрический напор в обратной тепловой сети; O — линия действительных гидродинамических напоров в обратной линии. Так как в данном случае напор в подающей линии сети не может быть ниже уровня $П_м$, а напор в обратной линии не может быть выше уровня линии $O_б$, то в узлах присоединения абонентских установок приходится дросселировать больший напор ($H_5 - H_6 = 40$ м). Это вызывает необходимость существенного увеличения напора, развиваемого сетевым насосом *IV* двухтрубной тепловой сети в пиковой водогрейной котельной, который в данном случае должен составить $H_н = H_8 - H_7 = 180 - 65 = 115$ м.

При независимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии существенно больше и для водо-водяных подогревателей составляет 100 м (линия $O'_б$). Это позволяет уменьшить располагаемый напор на вводе концевых абонентов до $\Delta H_а = H_5 - H'_6 = 135 - 125 = 10$ м и соответственно уменьшить напор сетевого насоса *IV* в пиковой котельной до $H = H_8 - H'_7 = 180 - 95 = 85$ м.

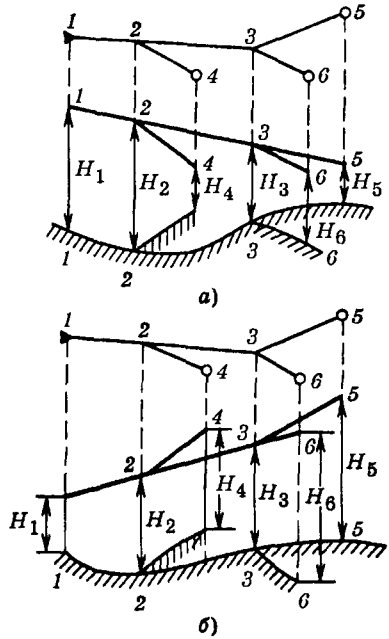


Рис. 5.15. Пьезометрический график одиотрубиых сетей

а — линии горячего водоснабжения, *б* — конденсатопровода

На рис. 5.15, *а* показан пьезометрический график сети горячего водоснабжения. По этой сети вода подается от станции к абонентам. Пьезометрический график имеет уклон в сторону движения воды. H_1 — пьезометрический напор на станции; H_2 и H_3 — пьезометрические напоры в точках *2* и *3* сети; H_4—H_6 — пьезометрические напоры на абонентских вводах.

Пьезометрические напоры на абонентских вводах должны превышать высоту абонентских установок горячего водоснабжения.

На рис. 5.15, *б* показаны пьзометрический график и схема конденсатной сети. По этой сети конденсат откачивается от абонентов на станцию. Пьезометрический график имеет уклон от абонентов к станции. H_1 — пьезометрический напор в конденсатопроводе на станции; H_2 и H_3 — пьезометрические напоры в точках *2* и *3* конденсат-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и наружной сторон ограждающих конструкций, °С.

Для здания объемом по наружному измерению V, м^3, периметром в плане P, м, площадью в плане S, м^2, и высотой L, м, уравнение (2.3) легко приводится к формуле, предложенной проф. Н.С. Ермолаевым [34]:

$$Q_т = (t_в - t_н)V\left\{\frac{P}{S}[k_с + \varphi(k_{ок} - k_с)] + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{L}[\psi_1 k_{пт} + \psi_2 k_{пл}]\right\}, \qquad (2.4)$$

где $k_с$, $k_{ок}$, $k_{пл}$, $k_{пт}$ — коэффициенты теплопередачи стен, окон, пола нижнего этажа, потолка верхнего этажа; φ — коэффициент остекления, т.е. отношение площади окон к площади вертикальных ограждений (стен); ψ_1 и ψ_2 — поправочные коэффициенты на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений здания; $t_в$ — усредненная температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, °С; $t_н$ — температура наружного воздуха, °С.

Для определения расчетного расхода теплоты на отопление в (2.4) принимают $t_в = t_{в.р}$, где $t_{в\,р}$ — усредненная расчетная температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях.

Ниже приведены рекомендуемые санитарными нормами значения $t_{в.р}$, °С, для зданий разного назначения:

Назначение здания	$t_{в\,р}$, °С
Жилые здания, гостиницы, общежития, административные здания	+18
Учебные заведения, общеобразовательные школы, школы-интернаты, лаборатории, предприятия общественного питания, клубы, дома культуры	+16
Театры, магазины, прачечные, пожарные депо	+15
Кинотеатры	+14
Гаражи	+10
Детские ясли-сады, поликлиники, амбулатории, диспансеры, больницы	+20
Бани	+25

В (2.4) коэффициенты ψ_1 и ψ_2 меньше единицы, так как в отопительный период температура воздуха на чердаке здания и температура грунта под полом нижнего этажа выше наружной температуры. В большинстве случаев $\psi_1 = 0{,}75$–$0{,}9$; $\psi_2 = 0{,}5$–$0{,}7$.

Выражение, заключенное в (2.4) в фигурные скобки, представляет собой потерю теплоты теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур 1 °С, отнесенную к 1 м^3 наружного объема здания.

Эта величина, называемая удельной теплопотерей здания,

$$q_{ov} = \frac{P}{S}k_в + \frac{1}{L}k_г, \qquad (2.5)$$

где $k_в$ — средний коэффициеит теплопередачи вертикальных ограждений зданий (стен), Вт/(м^2 · К) или ккал/(м^2 · ч · °С); $k_г$ — эквивалентный коэффициент теплопередачи горизонтальных ограждений здания (перекрытий верхнего этажа и пола нижнего этажа). Вт/(м^2 · К) или ккал/(м^2 · ч · °С):

$$\left.\begin{aligned} k_в &= k_с + \varphi(k_{ок} - k_с); \\ k_г &= \psi_1 k_{пт} + \psi_2 k_{пл}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.6)$$

Единица измерения удельной теплопотери здания q_{ov} зависит от принятой единицы измерений коэффициентов теплопередачи. При k в Вт/(м^2 · К), q_{ov} измеряется в Дж/(с · м^3 · К); при k в ккал / (ч · м^2 · °С), q_{ov} измеряется в ккал/(ч · м^3 · °С).

Из (2.4) и (2.5) следует, что удельная теплопотеря здания зависит не только от коэффициентов теплопередачи наружных ограждений $k_в$ и $k_г$, но и от формы и размеров здания в плане, характеризуемых периметром P и площадью S, а также от высоты здания L:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ной линии; H_4 — H_6 — пьезометрические напоры в конденсатной линии у абонентов. Эти напоры создаются установленными у абонентов конденсатными баками, размещенными на соответствующей высоте, или конденсатными насосами.

5.6. МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА РАЗВЕТВЛЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В качестве исходных данных для расчета обычно задаются: схема тепловой сети, параметры теплоносителя на станции и у абонентов, расход теплоносителя и длина участков сети. Искомой величиной является диаметр сети. Поскольку в начале расчета неизвестен ряд величин, требующихся для определения диаметра сети, то задачу приходится решать методом последовательных приближений. Расчет обычно проводится в два этапа: предварительный и проверочный.

Ниже приведена методика расчета разветвленной тепловой сети (рис. 5.16).

Предварительный расчет

1. Выбирают расчетную магистраль, т.е. направление от станции до одного из абонентов, которое характеризуется наименьшим удельным падением давления.

В паровых сетях удельное падение давления, Па/м,

$$R = \delta p / l,$$

где δp — падение давления в магистрали, Па; l — длина магистрали, м.

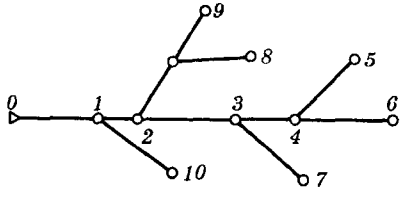


Рис. 5.16. Схема разветвленной тепловой сети

В водных сетях удельное падение давления, Па/м,

$$R = \frac{\delta H}{l}\gamma,$$

где δH — разность полных напоров в конечных точках магистрали, т.е. потеря напора в магистрали, м; γ — удельный вес воды в трубопроводе, Н/м^3.

Если падение давления между станцией и любым потребителем одно и то же, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным потребителем.

Предварительно задаются распределением падения давления (видом пьезометрического графика) расчетной магистрали. Если нет каких-либо ограничений по условиям профиля, высотности зданий и другим факторам, то распределение падения давления (пьезометрический график) расчетной магистрали выбирают прямолинейным.

2. Расчет начинают с начального участка расчетной магистрали. Задаются или определяют по (5.24) долю местных потерь α этого участка. Находят удельное падение давления на этом участке, принимая условно долю местных потерь давления на всей расчетной магистрали равной доле местных потерь на данном участке Если на рис. 5.16 расчетной магистралью является *0-1-2-3-4-6*, то удельное линейное падение давления на начальном участке *0-1* расчетной магистрали

$$R_{0\text{-}1} = \frac{\delta p_{0\text{-}1}}{l_{0\text{-}1}(1+\alpha)} = \frac{\delta p_{0\text{-}6}}{l_{0\text{-}6}(1+\alpha)}$$

или

$$R_{0\text{-}1} = \frac{\delta H_{0\text{-}1}\gamma}{l_{0\text{-}1}(1+\alpha)} = \frac{\delta H_{0\text{-}6}\gamma}{l_{0\text{-}6}(1+\alpha)},$$

где $\delta p_{0\text{-}6}$, $\delta p_{0\text{-}1}$ — полное падение давления в расчетной магистрали и на начальном участке, $\delta H_{0\text{-}6}$, $\delta H_{0\text{-}1}$ — потери напора в расчетной магистрали и на начальном участке; $l_{0\text{-}6}$, $l_{0\text{-}1}$ — длина расчетной магистрали и начального участка.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Застройка	МДж/(с · га)	Гкал/ /(ч · га)
1-этажная.....	0,175—0,23	0,15—0,20
2-этажная.....	0,29—0,47	0,25—0,4
3-этажная.....	0,47—0,64	0,40—0,55
4-этажная.....	0,58—0,82	0,50—0,70
5- и 6-этажная.....	0,75—0,92	0,65—0,80
12-этажная и выше.....	1,1—1,7	0,95—1,45

Отношение периметра к площади в плане может быть выражено следующей общей зависимостью:

$$P/S = \Phi/\sqrt{S}, \qquad (2.7)$$

где $\Phi = P/\sqrt{S}$ — безразмерный параметр формы, т е. постоянная безразмерная величина, характеризующая форму здания в плане. Для круга $\Phi = 2/\sqrt{\pi} = 3{,}54$; для квадрата $\Phi = 4$; для прямоугольника $\Phi = \dfrac{2(n+1)}{\sqrt{n}}$, где n — отношение длинной стороны прямоугольника к короткой.

Поскольку высота здания $L = V/S$, то из совместного решения (2.5) и (2.7) следует

$$\left.\begin{aligned} q_{ov} &= \frac{\Phi}{\sqrt{S}}\,k_в + \frac{S}{V}\,k_г; \\ q_{ov} &= \Phi\,k_в\sqrt{\frac{L}{V}} + \frac{k_г}{L}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.8)$$

Как видно из уравнений (2.8), при неизменном наружном объеме здания $V = \text{const}$ увеличение его высоты или уменьшение площади в плане приводит к увеличению тепловых потерь через вертикальные наружные ограждения и к снижению тепловых потерь через горизонтальные ограждения.

Из условия $dq_{ov}/dL = 0$ выводятся предложенные автором уравнения для расчета оптимальных (по минимуму теплопотерь) размеров здания заданного объема V:

$$\left.\begin{aligned} L_{опт} &= 1{,}6\left(\frac{k_г}{k_в\Phi}\right)^{0{,}67} V^{0{,}33}; \\ S_{опт} &= 0{,}625\left(\frac{k_в\Phi}{k_г}\right)^{0{,}67} V^{0{,}67}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.9)$$

Как видно из (2.9), при снижении отношения $k_в/k_г$, а также при снижении параметра формы Φ увеличивается оптимальная высота $L_{опт}$ и соответственно снижается оптимальная площадь в плане $S_{опт}$ для здания неизменного наружного объема.

Оптимальные размеры зданий выбираются не только по минимуму теплопотерь, но и с учетом планировочных, социальных, бытовых, технологических и других условий. Формула (2.9) может быть использована для оценки возможных решений только с позиции снижения теплопотерь.

Пример 2.1. Определить оптимальные по минимуму теплопотерь размеры жилого здания наружным объемом $V = 200$ тыс. м^3, а также значение удельной теплопотери при оптимальных размерах. Исходные данные: средний коэффициент теплопередачи вертикальных ограждений $k_в = 1{,}5$ Вт/(м^2 · К); эквивалентный коэффициент теплопередачи горизонтальных ограждений $k_г = 1{,}0$ Вт/(м^2 · К); в плане здание имеет форму прямоугольника с отношением сторон $n = 10$.

Решение. Параметр формы здания в плане

$$\Phi = \frac{2(10+1)}{\sqrt{10}} = 6{,}96.$$

Оптимальная высота здания по (2.9)

$$L_{опт} = 1{,}6\left(\frac{1{,}9}{1{,}5 \cdot 6{,}96}\right)^{0{,}67} \cdot 200\,000^{0{,}33} = 28 \text{ м}.$$

Оптимальная площадь здания в плане

$$S_{опт} = 200\,000/28 = 7143 \text{ м}^2.$$

Линейные размеры здания в плане при $n = 10$:

$$l_1 = \sqrt{7143/10} = 26{,}7 \text{ м};$$

$$l_2 = 267 \text{ м};$$

$$\frac{P}{S} = \frac{2(270+27)}{7143} = 0{,}083 \text{ 1/м}.$$

Удельная теплопотеря q_{ov} по (2.5)

$$q_{ov} = 0{,}083 \cdot 1{,}5 + 1{,}9/26{,}7 = 0{,}195 \text{ Дж/(с} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{К)}.$$

Пример 2.2. Как изменятся оптимальные размеры здания и удельная теплопотеря, если здание тем же объемом $V = 200$ тыс. м^3 будет выполнено в плане в форме квадрата. В этом случае $\Phi = 4$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

3. Предварительно определяют диаметр начального участка расчетной магистрали $d_{0\text{-}1}$ из условия квадратичного закона сопротивлений по (5.13) или (5.16).

При расчете паропроводов удельный вес пара в начале и в конце рассчитываемого участка трубопровода определяют для перегретого пара по давлению и температуре, а для влажного пара по давлению и степени сухости. Давление пара на станции в точке *0* задано. Давление пара в точке *1* вычисляется по формуле $p_1 = p_0 - \delta p_{0\text{-}1}$.

Проверочный расчет

1. По ГОСТ или таблице сортамента труб подбирают ближайший диаметр трубопровода первого участка магистрали $d'_{0\text{-}1}$ (см. приложение 11).

2. По (5.12) или (5.15) определяют удельное линейное падение давления $R'_{0\text{-}1}$.

3. По (5.20) или (5.21) рассчитывают эквивалентную длину местных сопротивлений на участке *0-1*.

4. Находят полное падение давления (напора) на участке *0-1*

$$\delta p'_{0\text{-}1} = R'_{0\text{-}1}\, l_{0\text{-}1}(1 + \alpha'),$$

или

$$\delta H'_{0\text{-}1} = R_{0\text{-}1}\, l_{0\text{-}1}(1 + \alpha')/\gamma,$$

где $\alpha' = l_э / l_{0\text{-}1}$.

5. Определяют давление пара или располагаемый напор воды в конечной точке рассчитываемого участка $p'_1 = p_0 - \delta p'_{0\text{-}1}$ или $H'_1 = H_0 - \delta H'_{0\text{-}1}$.

В аналогичной последовательности проводят расчет всех других участков расчетной магистрали. Расчет каждого последующего участка начинают с определения удельного линейного падения давления. Так, расчет участка *1-2* начинают с вычисления значения

$$R_{1\text{-}2} = \frac{\delta p_{1\text{-}2}}{l_{1\text{-}2}(1 + \alpha)} = \frac{\delta p_{1\text{-}6}}{l_{1\text{-}6}(1 + \alpha)},$$

или

$$R_{1\text{-}2} = \frac{\delta H_{1\text{-}2}\gamma}{l_{1\text{-}2}(1 + \alpha)} = \frac{\delta H_{1\text{-}6}\gamma}{l_{1\text{-}6}(1 + \alpha)},$$

где $\delta p_{1\text{-}6} = p'_1 - p_6$ и $\delta H_{1\text{-}6} = H'_1 - H_6$.

Ответвления рассчитывают как транзитные участки с заданным падением давления (напора). При расчете сложных ответвлений, например ответвления *2-8-9*, сначала находят расчетное направление как направление с минимальным удельным падением давления, а затем проводят все остальные операции в указанной выше последовательности.

Падение давления в паровой сети задается для гидравлического расчета по располагаемому давлению на станции и требуемому давлению у абонентов.

При проектировании конденсатопроводов, принимающих по пути конденсат, отводимый из паропроводов, необходимо, чтобы давление в конденсатопроводе было, по крайней мере, на 0,05 МПа меньше, чем в паропроводе. Указанное условие требуется для нормального дренажа конденсата из паропровода.

Пример 5.1. Провести гидравлический расчет двухтрубной водяной тепловой сети и построить ее пьезометрический график.

Схема тепловой сети показана на рис. 5.17, *а* и *б*, а геодезический профиль сети и высота абонентских систем нанесены на рис. 5.17, *в*.

К тепловой сети присоединены по зависимой схеме четыре отопительные установки, имеющие следующие расчетные расходы воды:

Индекс установки.....	*A*	*B*	*C*	*D*
Расход воды, кг/с.....	27,8	13,9	55,6	13,9

Средняя температура воды в сети $\tau_{ср} = 75$ °С, средний удельный вес воды $\gamma_{ср} = 9550$ Н/м^3. Расчетная температура воды в подающей линии тепловой сети $\tau'_1 = 150$ °С.

На всех абонентских вводах должен быть обеспечен располагаемый напор $\Delta H_{аб} \geq 15$ м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

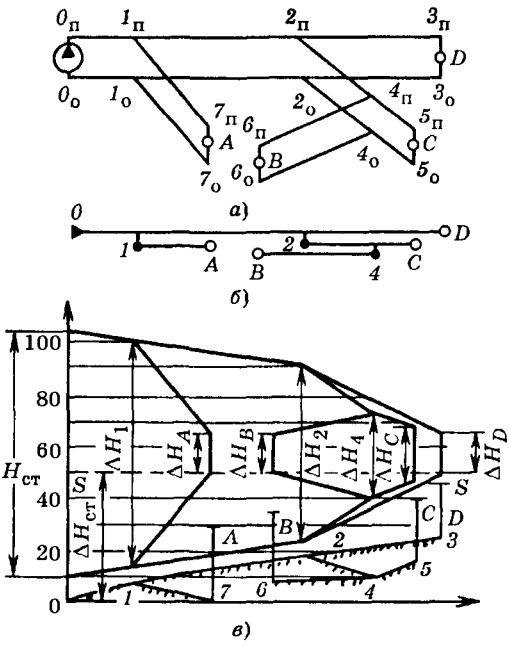


Рис. 5.17. Схемы и пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети

Располагаемый напор на коллекторах станции $\Delta H_c = 95$ м.

Ниже приведены длины отдельных участков тепловой сети по трассе:

Номер участка	*0-1*	*1-2*	*2-3*	*1-7*	*2-4*	*4-5*	*4-6*
l, м	250	650	500	500	400	300	600

На трубопроводах тепловой сети установлены следующие местные сопротивления: задвижки в начале и конце каждого участка на подающей и обратной линиях; 10 отводов под углом 90° на каждый километр трубопровода; 10 сальниковых компенсаторов на каждый километр трубопровода.

Решение. Согласно порядку предварительного расчета:

1) выбираем статический напор тепловой сети $H_{ст} = 50$ м и наносим его на пьезометрический график (линия *SS*). При этом статическом напоре обеспечивается избыточное давление в верхних точках отопительных установок, а пьезометрический статический напор в наиболее низких точках системы (отопительная установка *A*) не превышает допустимого значения;

2) намечаем вид графика гидродинамических напоров. Располагаемая потеря напора в сети $H_{ст} - \Delta H_a = 95 - 15 = 80$ м.

Наиболее просто эту потерю напора распределить поровну между подающей и обратной линиями тепловой сети, т.е. принять $\delta H_п = \delta H_о = 40$ м. В этом случае полные напоры в подающем и обратном коллекторах на станции составят $H_п = 105$ м, $H_о = 10$ м.

Пьезометрический напор в наиболее высокой точке сети *3* в подающей линии $H_{п3} = 105 - 40 - 25 = 40$ м. При таком пьезометрическом напоре невскипание воды обеспечивается при $\tau_1' = 150$ °С;

3) выбираем расчетную магистраль. Поскольку на всех абонентских вводах должен быть обеспечен один и тот же располагаемый напор $\Delta H_a = 15$ м, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным абонентом. В данном случае расчетной является магистраль *0-1-2-4-6*.

Длина расчетной магистрали $l_{0\text{-}6} = 1900$ м;

4) определяем на основе исходного задания и данных приложения 10 сумму коэффициентов местных сопротивлений $\sum\xi$ на участке *0-1*:

$$\sum_0^1 \xi = 2 \cdot 0{,}5 + 2{,}5 \cdot 1{,}2 + 2{,}5 \cdot 0{,}2 = 4{,}5.$$

Падение давления на участке *0-1*

$$\delta p_{0-1} = \frac{40 \cdot 9550 \cdot 250}{1900} = 50\,200 \text{ Па}.$$

Расход воды на участке *0-1*

$$G = 27{,}8 + 13{,}9 + 55{,}6 + 13{,}9 = 111{,}2 \text{ кг/с}.$$

По (5.24*б*) определяем долю местных сопротивлений на этом участке

$$\alpha = 1{,}15 \cdot 3{,}82 \frac{4{,}5}{250} \sqrt{\frac{111{,}2}{\sqrt{50\,200/250}}} = 0{,}22;$$

5) предварительно вычисляем удельное линейное падение давления и диаметр участка *0-1*:

$$R_{0\text{-}1} = \frac{\delta p_{0\text{-}1}}{l_{0\text{-}1}(1+\alpha)} = \frac{50\,200}{250 \cdot 1{,}22} = 164 \text{ Па/м};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Оптимальная высота здания по (2.9)

$$L_{опт} = 1{,}6\left(\frac{1{,}9}{1{,}64 \cdot 4}\right)^{0{,}67} \cdot 200\,000^{0{,}33} = 40{,}6 \text{ м}.$$

Оптимальная площадь здания в плане

$$S_{опт} = 200\,000/40{,}6 = 4926 \text{ м}^2.$$

Линейные размеры здания в плане

$$l = \sqrt{4926} = 70{,}2 \text{ м};$$

$$P/S = 4 \cdot 70 \cdot 2/4926 \approx 0{,}057 \text{ 1/м}.$$

Удельная теплопотеря q_{ov} по (2.5)

$$q_{ov} = 0{,}057 \cdot 1{,}5 + 1{,}9/40{,}6 = 0{,}134 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

При квадратной форме удельная теплопотеря снижается по сравнению с прямоугольной с n = = 10 в 0,195/0,134 = 1,46 раза.

Теплопотери путем теплопередачи через наружные ограждения здания

$$Q_т = q_{ov} V (t_в - t_н), \qquad (2.10)$$

а полные теплопотери с учетом инфильтрации

$$Q = q_{ov} V (1 + \mu)(t_в - t_н). \qquad (2.11)$$

Для жилых и общественных зданий при правильной эксплуатации максимальный коэффициент инфильтрации в большинстве случаев составляет 3—6 %, что лежит в пределах погрешности расчета теплопотерь. Поэтому для упрощения инфильтрацию не вводят в расчет, т.е. принимают $\mu = 0$. Для учета инфильтрации значение удельных теплопотерь принимают с небольшим запасом.

Теплопотери инфильтрацией промышленных зданий нередко достигают 25—30 % теплопотерь через наружные ограждения, и их необходимо учитывать при расчете.

Как видно из (2.10), максимальные теплопотери теплопередачей через наружные ограждения соответствуют минимальному значению $t_н$, т.е. наинизшей температуре наружного воздуха. Естественно, возникает вопрос, по какой наружной температуре следует определять расчетный расход теплоты на отопление. Если это выполнять по минимальной наружной температуре, когда-либо наблюдавшейся в данной местности, то получатся чрезмерно завышенные мощности тепловых установок, так как минимальная наружная температура имеет, как правило, весьма кратковременный характер.

Поэтому при определении расхода теплоты на отопление исходят не из минимального значения наружной температуры, а из другого, более высокого, так называемого расчетного, значения наружной температуры для отопления $t_{н\,о}$, равной средней температуре наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период [129].

В приложении 1 в конце книги приведены расчетные наружные температуры для ряда городов бывшего СССР. Для пунктов, не указанных в приложении 1, расчетная температура может быть ориентировочно принята на основании карты на рис. 2.1. Для кавказского побережья Черного моря и побережья Каспийского моря в Азербайджане расчетная наружная температура принимается, равной –5 °С.

Температура внутренней поверхности наружных стен непосредственно влияет на интенсивность теплоотдачи излучением от поверхности человеческого тела при нахождении человека в жилых и общественных зданиях; максимальная разность между температурой воздуха в помещениях и температурой внутренней поверхности наружных стен должна быть не выше 6 °С [47].

Так как при установившемся тепловом режиме теплоприток к внутренней поверхности наружных стен равен количеству теплоты, передаваемой через стену, для режима расчетной наружной температуры можно записать следующие уравнения:

$$\alpha_с \delta t = k_с (t_{в\,р} - t_{н\,о}),$$

или

$$k_с = \alpha_с \delta t/(t_{в\,р} - t_{н\,о}), \qquad (2.12)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

по (5 16) находим диаметр участка

$$d_{0\text{-}1} = 117 \cdot 10^{-3} \cdot 111{,}2^{0{,}38} / 164^{0{,}19} =$$

$$= 0{,}266 \text{ м} = 266 \text{ мм}$$

Проверочный расчет

1 Выбираем ближайший стандартный внутренний диаметр $d'_{0\text{-}1} = 309$ мм (325 · 8 мм)

2 По (5 15) или номограмме рис 5 8 определяем удельное линейное падение

$$R'_л = 13{,}64 \cdot 10^{-6} \cdot 111{,}2^2 / 0{,}309^{5{,}25} = 79 \text{ Па/м}$$

3 По (5 21) рассчитываем эквивалентную длину местных сопротивлений участка *0-1*

$$l_э = 60{,}7 \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}309^{1{,}25} = 48 \text{ м}$$

4 По (5 25) вычисляем падение давления на участке *0-1*

$$\delta p'_{0\text{-}1} = 79(250 + 48) = 23\,600 \text{ Па}$$

5 Потеря напора на участке *0-1*

$$\delta H'_{0\text{-}1} = \delta p'_{0\text{-}1} / \gamma = 23\,600 / 9550 = 2{,}45 \text{ м}$$

6 Поскольку потеря напора на участке *0-1* в подающем и обратном трубопроводах сети одинакова, то располагаемый напор в точке *1* тепловой сети

$$\Delta H'_1 = H_c - 2\delta H'_{0\text{-}1} = 95 - 2 \cdot 2{,}45 = 90{,}1 \text{ м}$$

Расчет участка *0-1* магистрали на этом заканчивается Аналогично рассчитываются все остальные участки расчетной магистрали Результаты расчета всех участков магистрали приведены ниже

Номер участка	G, кг/с	$R_л$, Па/м	d, мм	d', мм	$R'_л$, Па/м
0-1	111,2	164	266	309	79
1-2	83,4	187	238	259	115
2-4	69,5	235	208	207	249
4-6	13,9	260	110	125	149

Номер участка	$L_э$, м	$\delta p'$, Па	$\delta H'$, м	H', м
0-1	48	23 600	2,45	90,1
1-2	75,5	83 500	8,75	72,6
2-4	66	108 000	11,2	50,2
4-6	74	95 000	9,95	30,3

В аналогичной последовательности проводится также расчет ответвлений При предварительном определении удельной линейной потери давления в ответвлении значение δH находится как разность располагаемых напоров в начальной и конечной точках ответвления По располагаемым напором понимается разность полных напоров в подающем и обратном трубопроводах в данной точке тепловой сети

5.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ

Основным исходным значением для гидравлического расчета сети служит расчетный расход сетевой воды При нахождении расчетного расхода целесообразно учитывать не только существующие нагрузки намеченные к присоединению к тепловой сети в ближайшие годы, но также и перспективы развития системы теплоснабжения Это особенно важно при определении расхода воды для расчета магистралей и основных ответвлений распределительных сетей

На современном этапе развития градостроительства в старых городах происходит замена изношенного жилого фонда с печным отоплением новыми благоустроенными жилыми домами с современным санитарно-техническим оборудованием При проектировании тепловых сетей следует предусматривать возможность присоединения этих зданий к тепловым сетям без перекладки основных коммуникаций

При определении расчетных расходов воды в городских тепловых сетях целесообразно учитывать нагрузку горячего водоснабжения для всех жилых зданий независимо от того, имеется ли при проектировании внутри зданий разводка горячего водоснабжения, так как в процессе благоустройства городов все жилые здания оборудуются системами горячего водоснабжения

Когда в тепловой сети кроме постоянного расхода воды на отопление имеется переменный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, зависящий от графика нагрузки горячего водоснабжения (абонентские вводы с параллельным или смешан-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

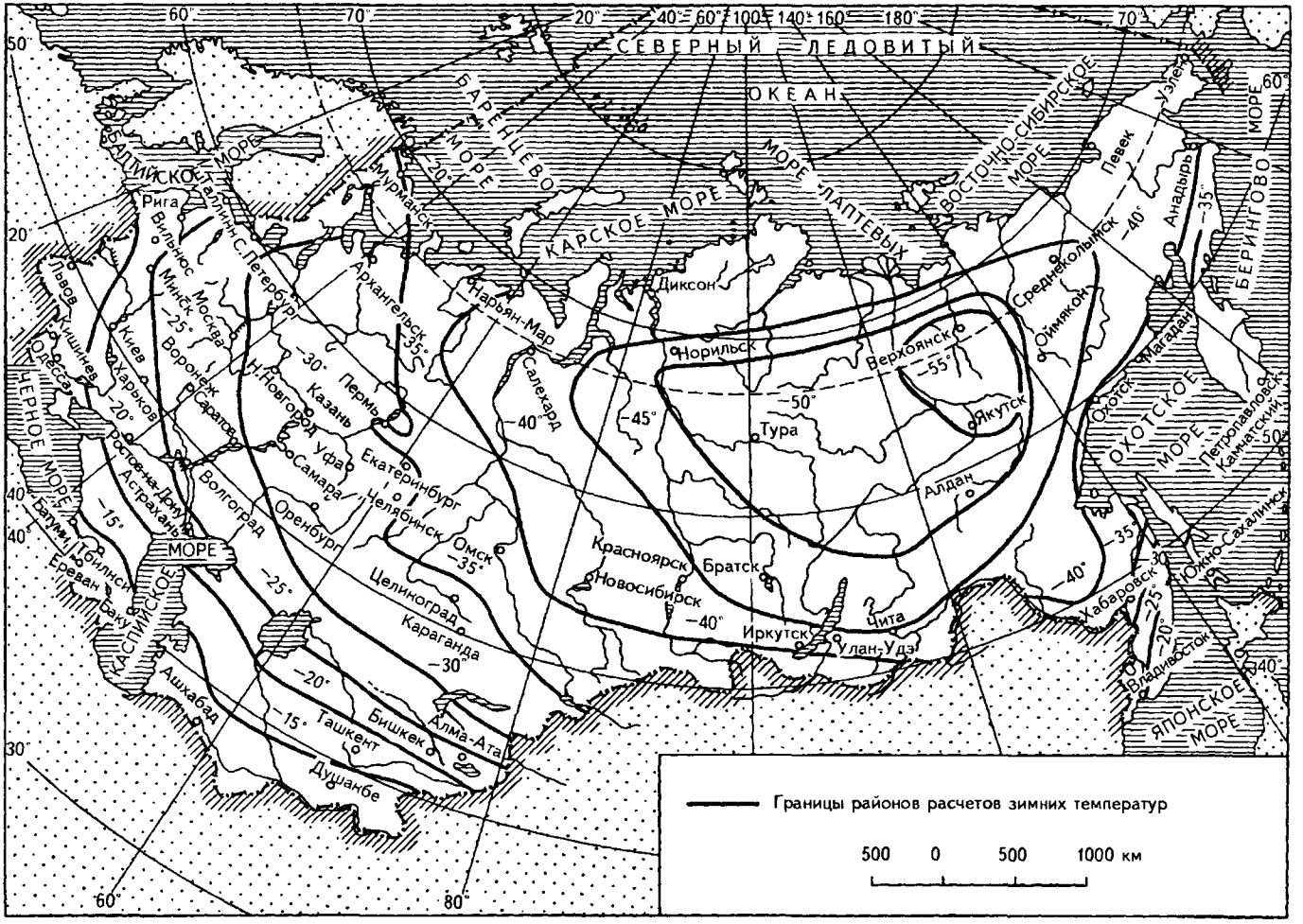


Рис. 2.1. Карта климатологического районирования бывшего СССР

Электронная библиотека http://igy.khstu.ru/

ным присоединением систем отопления и горячего водоснабжения), суммарный расчетный расход воды в тепловой сети на горячее водоснабжение не является арифметической суммой максимальных расходов воды на горячее водоснабжение у абонентов из-за несовпадения максимумов расхода.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение в отдельных элементах сети можно определить путем введения поправки к арифметической сумме расходов в виде коэффициента попадания в максимум φ. Значения этого коэффициента следующие: для магистралей 0,7—0,75; для ответвлений 0,8—0,9; для внутриквартальных сетей и абонентских вводов 1,0.

В открытых системах теплоснабжения расчетные расходы воды получаются в ряде случаев различными для подающего и обратного трубопроводов (абонентские вводы с несвязанным регулированием при наличии регуляторов расхода перед отопительной системой). Однако подающие и обратные трубопроводы сети обычно прокладываются одного диаметра, хотя имеют место случаи, когда целесообразно укладывать трубы разного диаметра согласно гидравлическим расчетам. Расчетный расход воды в этом случае должен выбираться из условия, чтобы суммарная потеря напора при расходе воды в подающем ($G_о + G_в + G_г$) и обратном ($G_о + G_в$) трубопроводах была равна суммарной потере при одинаковом расходе воды G в подающем и обратном трубопроводах.

Этот расчетный расход воды, по которому и следует выбирать диаметры тепловой сети при использовании открытой системы, определяют по формуле

$$G = \sqrt{G_{о.в}^2 + G_{о.в}G_г + 0{,}5G_г^2}, \quad (5.28а)$$

где $G_{о.в}$ — суммарный расчетный расход сетевой воды на отопление и вентиляцию: $G_{о.в} = G_о + G_в$; $G_г$ — расчетный расход сетевой воды из подающего трубопровода на горячее водоснабжение. По СНиП «Тепловые сети» [130]

$$G = G_{о.в} + 0{,}6G_г. \quad (5.28б)$$

Расчетный часовой расход подпиточной умягченной деаэрированной воды для компенсации утечек в закрытых системах теплоснабжения принимается равным 0,75 % объема воды в трубопроводах тепловых сетей и присоединенных к ним местных систем потребителей, а в транзитных магистралях 0,5 % объема воды в них. Объем воды в трубопроводах тепловых сетей (магистральных, распределительных, ответвлений к отдельным зданиям) определяется по проектным или фактическим данным.

При отсутствии данных об объеме воды в распределительных сетях и ответвлениях его ориентировочно определяют из расчета 13—16 м^3 на 1 МДж/с суммарной расчетной тепловой нагрузки.

Объем воды в местных отопительно-вентиляционных системах определяют по удельному объему воды на 1 МДж/с суммарной расчетной отопительно-вентиляционной нагрузки из расчета 26 м^3 для жилых и общественных зданий и 13 м^3 для промышленных зданий.

При отсутствии данных о магистральных и распределительных сетях, а также о типе абонентских установок для предварительных расчетов можно определять объем воды в закрытых системах теплоснабжения, исходя из удельной емкости 55 м^3 на 1 МДж/с (65 м^3 на 1 Гкал/ч) суммарной расчетной тепловой нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Для ориентировочных расчетов можно принимать расчетный часовой расход подпиточной воды в закрытых системах теплоснабжения равным 1,5 % расчетного расхода сетевой воды. Объем воды в местных установках горячего водоснабжения открытых систем теплоснабжения вычисляется из

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $\alpha_с$ — коэффициент теплоотдачи от внутреннего воздуха к внутренней поверхности стены; $k_с$ — коэффициент теплопередачи наружных стен; δt — допустимый перепад температур между внутренним воздухом и поверхностью стены (δt = 5—6 °С); $(t_{в.р} - t_{н.о})$ — расчетная разность внутренней и наружной температуры, °С.

Формула (2.12) показывает, что при практически постоянном значении произведения $\alpha_с \delta t$ для всех районов коэффициент теплопередачи наружных стен жилых и общественных зданий должен изменяться обратно пропорционально расчетной разности температур $(t_{в.р} - t_{н.о})$, т.е. в районах с более низкой расчетной наружной температурой для отопления наружные стены зданий должны иметь более низкие коэффициенты теплопередачи.

Удельные теплопотери жилых и общественных зданий с наружным объемом $V > 3000$ м^3, сооруженных по новым проектам после 1985 г., а также более утепленных зданий, сооруженных ранее, в районах с расчетной наружной температурой для отопления $t_{н.о} = -30$ °С могут быть ориентировочно вычислены как

$$q_{ov} = \frac{a}{\sqrt[6]{V}}, \qquad (2.13)$$

где a = 1,85 Дж/(м^{2,5} · с · К) = 1,72 ккал/(м^{2,5} · ч · °С).

Для районов с другой расчетной температурой для отопления к значениям q_{ov}, вычисленным по формуле (2.13), вводятся следующие поправочные коэффициенты β:

$t_{н.о}$ °С.....	−10	−20	−30	−40	−50
β.....	1,3	1,1	1,0	0,9	0,85

При определении тепловой нагрузки вновь застраиваемых районов и отсутствии данных о типе и размерах намечаемых к сооружению общественных зданий можно ориентировочно принять расчетный расход теплоты на отопление общественных зданий равным 25 % расчетного расхода теплоты на отопление жилых зданий района.

Значения удельных теплопотерь промышленных зданий различного объема и назначения приведены в приложении 4. Ими можно пользоваться при ориентировочном расчете по укрупненным показателям отопительной нагрузки промышленных зданий во всех климатическнх районах.

Инфильтрация наружного воздуха в помещениях происходит под действием перепада (разности) давлений наружного и внутреннего воздуха. Этот перепад давлений представляет собой сумму двух слагаемых:

$$\Delta p = \Delta p_г + \Delta p_в, \qquad (2.14)$$

где $\Delta p_г$ и $\Delta p_в$ — гравитационный и ветровой перепады давлений, Па,

$$\left.\begin{aligned} \Delta p_г &= L(\rho_н - \rho_в)g; \\ \Delta p_в &= \frac{w_в^2}{3}\rho_н. \end{aligned}\right\} \qquad (2.15)$$

Здесь L — свободная высота здания (для жилых н общественных зданий — высота этажа), м; g — ускорение свободно падающего тела (g = 9,81 м/с^2); $w_в$ — скорость ветра, м/с; $\rho_н$, $\rho_в$ — плотности наружного и внутреннего воздуха, кг/м^3.

Скорость прохождения инфильтруемого воздуха через живое сечение неплотностей в наружных ограждениях зданий, м/с,

$$w = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_н}} = \sqrt{2gL\left(1 - \frac{\rho_в}{\rho_н}\right) + w_в^2}. \qquad (2.16а)$$

Из уравнения Клапейрона следует

$$\rho_в / \rho_н = T_н / T_в, \qquad (2.17)$$

где $T_н$ и $T_в$ — температура наружного и внутреннего воздуха, К.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

расчета 5 $м^3$ на 1 МДж/с средненедельной нагрузки горячего водоснабжения.

Расчетный расход подпиточной воды в открытых системах превышает расчетный расход подпиточной воды в закрытых системах на расход для компенсации утечек из местных установок горячего водоснабжения.

5.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

Одна из задач гидравлического расчета сети заключается в определении характеристик насосов. Рабочий напор сетевых насосов замкнутой водяной сети вычисляется по формуле

$$H = \delta H_т + \delta H_п + \delta H_о + \Delta H_к, \quad (5.29)$$

где $\delta H_т$ — потеря напора в подогревательной установке (бойлерной) станции, пиковой котельной и станционных коммуникациях (обычно 20—25 м); $\delta H_п$, $\delta H_о$ — потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети (определяются гидравлическим расчетом сети); $\Delta H_к$ — требующийся располагаемый напор в конечной точке сети на абонентском вводе (МТП) или групповой подстанции (ГТП) с учетом потери иапора в авторегуляторах.

Значение $\Delta H_к$ зависит от местной теплопотребляющей установки и схемы ее присоединения к тепловой сети. При размещении узлов присоединения на абонентских вводах (МТП) можно принимать следующие значения $\Delta H_к$:

при зависимом присоединении отопительных и вентиляционных установок без применения элеваторов, а также при независимом присоединении с помощью поверхностных подогревателей 6—10 м;

при присоединении отопительных установок с помощью элеватора 15—20 м;

при последовательном включении водоводяных подогревателей горячего водоснабжения и элеваторного узла 20—25 м.

При групповом присоединении абонентских установок к тепловой сети через ГТП значения $\delta H_п$ и $\delta H_о$ в (5.29) представляют собой потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети между источником теплоты (ТЭЦ, котельной) и ГТП.

При зависимой схеме присоединения абонентских установок за пределами ГТП следует к вышеуказанному значению $\Delta H_к$ прибавить потери напора в трубопроводах сетевой воды между ГТП и абонентской установкой. Характеристики основных типов сетевых насосов, устанавливаемых на ТЭЦ, а также ряда насосов для групповых и местных подстанций приведены в приложениях 12—13.

Проектная подача рабочих сетевых насосов, устанавливаемых на станции, должна соответствовать максимальному расходу воды в сети. Количество устанавливаемых сетевых насосов должно быть не менее двух, из которых один резервный. При числе параллельно работающих сетевых насосов больше пяти установку резервного насоса можно не предусматривать.

Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения в летний период целесообразно в закрытых системах теплоснабжения устанавливать на станции специальный насосный агрегат меньшей мощности.

В открытой системе теплоснабжения напор подпиточных насосов, устанавливаемых на станции для восполнения водозабора и утечек воды из тепловой сети, определяют исходя из летнего режима работы системы по формуле

$$H = H_{ст} + \delta H_л - Z, \quad (5.30)$$

где $H_{ст}$ — статический напор в тепловой сети (обычно 60 м); $\delta H_л$ — суммарная потеря напора в подпиточной линии и в тепловой сети при летнем режиме работы системы; Z — геодезическая отметка уровня воды в баке, из которого ведется подпитка системы.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

С учетом (2.17) и (2.16 а) можно представить скорость инфильтруемого воздуха w в следующем виде:

$$w = \sqrt{2gL\left(1 - \frac{T_н}{T_в}\right) + w_в^2}. \quad (2.16б)$$

Теплопотери с инфильтрацией

$$Q_и = wFc_в(t_в - t_н), \quad (2.18)$$

где F — площадь суммарного сечения неплотностей в наружных ограждениях, м^2; $c_в$ — объемная теплоемкость воздуха, равная 1260 Дж/(м^3 · К).

Коэффициент инфильтрации

$$\mu = \frac{Q_и}{Q_т} = \frac{wFc_в(t_в - t_н)}{q_{ов}V(t_в - t_н)} =$$

$$= bw = b\sqrt{2gL(1 - T_н/T_в) + w_в^2}, \quad (2.19)$$

где $b = c_вF/q_{ов}V$ — постоянная инфильтрации, с/м.

Постоянная инфильтрации b прямо пропорциональна площади сечения неплотностей, приходящихся на 1 м^3 здания, F/V и обратно пропорциональна удельной теплопотере зданий $q_{ов}$, Вт/(м^3 · К).

Значение постоянной инфильтрации, должно определяться опытным путем. При отсутствии опытных данных можно для ориентировочных расчетов принимать следующие значения, м/с:

Для отдельно стоящих промышленных зданий с большими световыми проемами ..... $(35—40)10^{-3}$

Для жилых и общественных зданий с двойным остеклением при сплошной застройке кварталов... $(8—10)10^{-3}$

Как видно из (2.19), для одного и того же здания коэффициент инфильтрации является переменным и увеличивается со снижением отношения наружной температуры к внутренней $T_н/T_в$ и с увеличением скорости ветра $w_в$.

При отсутствии ветра ($w_в = 0$) коэффициент инфильтрации изменяется пропорционально квадратному корню из разности внутренней и наружной температур ($T_в - T_н$). В этом случае максимальное (расчетное) значение коэффициент инфильтрации имеет при расчетной наружной температуре для отопления $t_{но}$ ($T_{но}$).

Расчетными теплопотерями называются теплопотери при расчетной наружной температуре $t_{но}$. В соответствии с (2.11) расчетные теплопотери здания с учетом инфильтрации

$$Q' = (1 + \mu)\, q_{ов}V(t_{вр} - t_{но}). \quad (2.20)$$

При постоянном значении коэффициента инфильтрации здания отношение теплопотерь Q данного здания или группы зданий при любой наружной температуре $t_н > t_{но}$ к расчетным теплопотерям

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q'} = \frac{t_{вр} - t_н}{t_{вр} - t_{но}}. \quad (2.21)$$

При отсутствии данных о типе застройки и наружном объеме жилых и общественных зданий строительными нормами и правилами (СНиП II) 04.07.86 «Тепловые сети» [130] рекомендуется определять расчетный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий по формуле

$$Q'_о = q_о A(1 + K_1), \quad (2.22)$$

где $q_о$ — укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление 1 м^2 общей площади жилых зданий (приложение 5), Вт/м^2 [Дж/(с · м^2)]; A — общая площадь жилых зданий, м^2; K_1 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий При отсутствии данных рекомендуется принимать $K_1 = 0{,}25$.

Для экономного использования топлива весьма важное значение имеет выбор начала и конца отопительного сезона. Начало и конец отопительного сезона для жилых и общественных зданий обычно регламентируются местными органами власти.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Напор насосов, устанавливаемых у паровых абонентов — потребителей пара для откачки конденсата на станцию,

$$H = \delta H_к + Z, \qquad (5.31)$$

где $\delta H_к$ — потеря напора в конденсатопроводе на участке от сборного бака абонента до приемного бака станции при расчетном расходе конденсата в конденсатопроводе; Z — разность геодезических отметок бака станции и бака абонента.

Если бак станции установлен ниже абонентского бака, разность геодезических отметок Z имеет отрицательный знак. Учитывая неравномерность откачки конденсата, подачу конденсатных насосов принимают равной полуторакратному максимально-часовому расходу конденсата.

5.9. РЕЗЕРВИРОВАНИЕ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В современных системах теплофикации крупных городов теплота от каждой ТЭЦ подается обычно в районы теплоснабжения по нескольким параллельным магистралям. Эти магистрали обычно секционируются, т.е. разделяются с помощью секционирующих задвижек на секции длиной 1—3 км. Через определенные расстояния секции параллельных магистралей могут соединяться блокирующими линиями (перемычками), как это, например, показано на рис. 5.1.

В случае аварии на какой-либо секции магистрали эта секция выключается из работы и выводится в ремонт. Поток сетевой воды, который в нормальных условиях проходит через данную секцию, перепускается с помощью блокирующих перемычек через соответствующую секцию параллельной магистрали, после чего по следующей блокирующей перемычке вновь поступает в данную магистраль [24].

На рис. 5.18, *а* показана в однолинейном изображении принципиальная схема блокировки двух четырехсекционных магистралей *А* и *В*. По такой схеме блокируются отдельно подающие и обратные магистрали параллельных сетей.

Если, например, на секции *IIA* подающей магистрали *А* произойдет авария, то эту секцию выключают из работы и выводят в ремонт. В этом

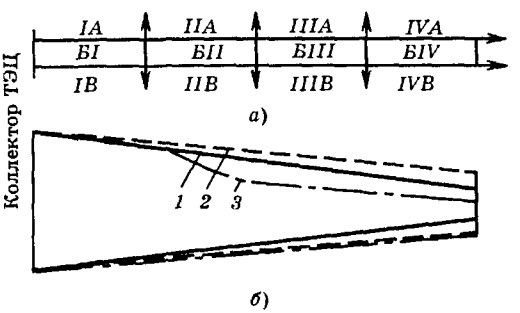


Рис. 5.18. Принципиальная схема блокировки двух четырехсекционных магистралей (*а*) и их пьезометрический график (*б*)

случае поток сетевой воды, проходящий через секцию *IA*, перепускается по блокирующей перемычке *БI* в секцию *IIB*, а из нее этот поток воды возвращается в секцию *IIIA* через вторую блокирующую перемычку *БII*

При аварийном режиме через резервирующую секцию, в нашем примере через секцию *IIB*, проходит увеличенный расход воды, что вызывает соответствующее увеличение потери напора на этом участке. Для того чтобы при возможном аварийном режиме на одной из секций магистрали расходы воды у абонентов оставались неизменными или изменялись незначительно, магистральные сети должны обладать определенной резервирующей способностью. Для этой цели диаметры таких магистралей должны определяться, исходя из некоторого более низкого значения удельного линейного падения давления $R_л^р$ по сравнению с $R_л$ для сети без резерва:

$$R_л^р = k_R^р R_л, \qquad (5.32)$$

где $k_R^р$ — коэффициент резервирования по удельному падению давления.

Из условия обеспечения при аварийном режиме расчетного расхода воды у всех тепловых потребителей коэффициент резервирования для двухтрубной тепловой сети с постоянным удельным линейным падением давления вдоль главной магистрали и одинаковой длиной всех секций вычисляется по формуле

$$k_R^р = n/(n+2), \qquad (5.33)$$

где n — число секций по трассе магистрали.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Действующими в нашей стране строительными нормами и правилами продолжительность отопительного периода определяется по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой +8 °С и ниже [129]. Эту наружную температуру обычно считают началом и концом отопительного периода $t_{нк}$ = 8 °С. Однако эксплуатационные наблюдения показывают, что нельзя оставлять жилые и общественные здания без отопления в течение продолжительного времени при наружной температуре ниже +10 — +12 °С, так как это приводит к заметному снижению внутренней температуры в помещении и неблагоприятно отражается на самочувствии населения.

Переход от директивной экономики к рыночной в принципе снимает какие-либо ограничения в назначении продолжительности отопительного периода. Эту продолжительность (начало и конец) определяет потребитель тепловой энергии — абонент энергоснабжающей организации. В то же время для энергоснабжающей организации важно знать продолжительность периода, в течение которого будет иметь место спрос на теплоту, подлежащий удовлетворению энергоснабжающей организацией. Такой спрос на теплоту должен определяться, как правило, на основании многолетних статистических данных с учетом прогноза роста (снижения) присоединенных к тепловым сетям тепловых нагрузок. Нормы СНиП должны применяться в основном при решении проектных, а не эксплуатационных задач.

В приложении 3 приведены данные о длительности стояния различных температур наружного воздуха за отопительный период в некоторых городах бывшего СССР, ими можно пользоваться для ориентировочных расчетов при отсутствии более точных сведений. Начало и конец отопительного сезона для промышленных зданий определяются наружной температурой, при которой теплопотери через наружные ограждения делаются равными внутренним тепловыделениям. Так как тепловыделения в промышленных зданиях значительны, то в большинстве случаев длительность отопительного сезона для промышленных зданий короче, чем для жилых и общественных. Среднесуточная температура наружного воздуха, соответствующая началу и концу отопительного сезона промышленных зданий с большими внутренними тепловыделениями, может быть найдена по формуле

$$t_{нк} = t_{вр} - \frac{Q_{тв}}{Q'}(t_{вр} - t_{но}) \le 8 \text{ °С}. \quad (2.23)$$

Неравенство в правой части показывает, что если рассчитанная по (2.23) $t_{нк} > 8$ °С, то в соответствии с действующими СНиП можно принимать $t_{нк} = 8$ °С.

Вентиляция. Расход теплоты на вентиляцию предприятий, а также общественных зданий и культурных учреждений составляет значительную долю суммарного теплопотребления объекта. В производственных предприятиях расход теплоты на вентиляцию часто превышает расход на отопление.

Расход теплоты на вентиляцию принимают по проектам местных систем вентиляции или по типовым проектам зданий, а для действующих установок — по эксплуатационным данным.

Ориентировочный расчет расхода теплоты на вентиляцию, Дж/с или ккал/ч, можно проводить по формуле

$$Q_в = mV_в c_в (t_{в\,п} - t_н), \quad (2.24)$$

где $Q_в$ — расход теплоты на вентиляцию; m — кратность обмена воздуха, 1/с или 1/ч; $V_в$ — вентилируемый объем здания, м^3; $c_в$ — объемная теплоемкость воздуха, равная 1,26 кДж/(м^3 · К) = 0,3 ккал/(м^3 · °С); $t_{в\,п}$ — температура нагретого воздуха, подаваемого в помещение, °С; $t_н$ — температура наружного воздуха, °С.

Для удобства расчета (2.24) приводят к виду

$$Q_в = q_в V(t_в - t_н), \quad (2.25)$$

где $q_в$ — удельный расход теплоты на вентиляцию, т.е. расход теплоты на 1 м^3 венти-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При выводе (5.32) не учитывалась возможность одновременной аварии на подающей и обратной линиях из-за малой вероятности такой ситуации. Падение давления в двух блокирующих перемычках (в начале и в конце участка), включаемых в работу при аварии, принято равным падению давления в одной секции магистрали при нормальном режиме.

Резервирующая способность может быть задана при проектировании и учтена с помощью коэффициента резервирования, отнесенного к другим расчетным параметрам, например к расходу теплоносителя или к диаметру участков магистрали, в виде

$$G^{\text{р}} = k_G^{\text{р}} G, \qquad (5.34\text{а})$$

или

$$d^{\text{р}} = k_d^{\text{р}} d, \qquad (5.34\text{б})$$

где $G^{\text{р}}$ и $d^{\text{р}}$ — расчетные расходы и диаметры участков магистрали, выбранные с учетом резервирования; G, d — те же параметры в сети без учета резервирования; $k_G^{\text{р}}$ — коэффициент резервирования по расчетному расходу воды; $k_d^{\text{р}}$ — коэффициент резервирования по расчетному диаметру магистрали:

$$k_G^{\text{р}} = \sqrt{(n+2)/n}\,; \qquad (5.35\text{а})$$

$$k_d^{\text{р}} = [(n+2)/n]^{0,19}\,. \qquad (5.35\text{б})$$

Подача и напоры сетевых насосов в источниках теплоты, а также мощность их приводных двигателей должны выбираться в рассматриваемых условиях по аварийному режиму.

На рис. 5.19 дана зависимость коэффициентов резервирования $k_R^{\text{р}}$, $k_G^{\text{р}}$, $k_d^{\text{р}}$ от числа секций магистральной тепловой сети. Коэффициент резервирования по диаметру магистрали $k_d^{\text{р}}$, непосредственно влияющий на размер капиталовложений в тепловые сети, заметно уменьшается с увеличением числа секций магистралей от одной до пяти-шести. При дальнейшем увеличении числа секций значение $k_d^{\text{р}}$ изменяется мало. В то же время увеличение числа секций вызывает дополнительные начальные затраты на сооружение секционирующих камер и дублирующих

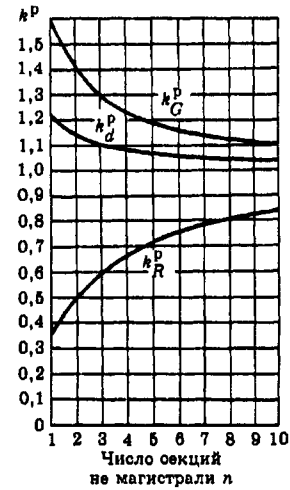


Рис. 5.19. Зависимость коэффициентов резервирования от числа секций магистральной сети

связей. Поэтому число секций больше пяти-шести, как правило, экономически не оправдано.

На рис. 5.18, *б* приведен пьезометрический график тепловой сети состоящей из двух сблокированных четырехсекционных магистралей *А* и *В* (см. рис. 5.18, *а*). Линия *1* — пьезометрический график тепловой сети, запроектированного без учета резервирования, при нормальной ее работе; линия *2* — то же, но с учетом резервирования ($k_R^{\text{р}} < 1$); линия *3* — график сети, запроектированного с учетом резервирования, но при аварийном выключении из работы секции *IIA*.

Как видно из пьезометрического графика, при аварийном выключении участка *IIA* в конечных точках магистрали поддерживаются располагаемые напоры, необходимые для нормальной работы абонентов. Без учета резервирования такие режимы реализовать невозможно При учете резервирования повышается гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения, так как существенно возрастает располагаемый напор в конечных точках магистральной сети при нормальном режиме (более подробно см. § 6 4)

5.10. РАСЧЕТ ДЛИННЫХ ТРАНЗИТНЫХ ПАРО- И ГАЗОПРОВОДОВ

При транспорте упругой среды (газа или пара) по длинным трубопроводам происходит заметное падение давления вдоль трубопровода

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лируемого здания по наружному обмеру и на 1 °С разности между усредненной расчетной температурой воздуха внутри вентилируемого помещения и температурой наружного воздуха; V — наружный объем вентилируемого здания; $t_в$ — усредненная внутренняя температура, °С.

Из сравнения (2.24) и (2.25) следует, что при $t_{в\,п} = t_в$

$$q_в = mc_в V_в / V. \qquad (2.26)$$

В приложении 2 приведены значения удельных расходов теплоты на вентиляцию промышленных, а также служебных и общественных зданий, на основе которых могут быть определены расчетные расходы теплоты на вентиляцию по укрупненным показателям при ориентировочных расчетах.

Для снижения расчетного расхода теплоты на вентиляцию минимальная наружная температура, по которой рассчитываются вентиляционные установки, $t_{н\,в}$, принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления $t_{н.о}$. По действующим нормам расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15 % продолжительности всего отопительного периода. Исключением являются только промышленные цехи с большим выделением вредностей, для которых $t_{н.в}$ принимается равной $t_{н.о}$. Значения $t_{н.в}$ для ряда городов приведены в приложенин 1 [129].

Расчетный расход теплоты на вентиляцию

$$Q'_в = q_в V(t_{в.р} - t_{н\,в}), \qquad (2.27)$$

где $t_{в.р}$ — усредненная расчетная внутренняя температура, °С.

Когда температура наружного воздуха становится ниже $t_{н.в}$, расход теплоты на вентиляцию не должен выходить за пределы расчетного расхода. Это достигается сокращением кратности обмена. Минимальная кратность обмена m_{min} при наружной температуре $t_{н.о}$ определяется по формуле

$$m_{min} = m\,\frac{t_{в.р} - t_{н.в}}{t_{в.р} - t_{н.о}}, \qquad (2.28)$$

где m — расчетная кратность обмена воздуха.

При отсутствии более точных данных СНиП 2.04.0.86 «Тепловые сети» [130] рекомендует определять расчетный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий, Дж/с, по формуле

$$Q'_в = K_1 K_2 q_0 A, \qquad (2.29)$$

где K_2 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на вентиляцию общественных зданий; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать для общественных зданий, построенных до 1985 г., $K_2 = 0{,}4$; после 1985 г. — $K_2 = 0{,}6$. Значения K_1, q_0, A определяются по (2.22).

Для регулирования кратности обмена воздуха в диапазоне температур $t_{н\,в} \geq t_н \geq t_{н\,о}$ вентиляционные установки должны быть оснащены авторегулирующими приборами. Ручное регулирование сложно, несовершенно и приводит к перерасходу теплоты.

Суммарная сезонная тепловая нагрузка. Отопительная нагрузка имеет, как правило, круглосуточный характер. При неизменных наружной температуре, скорости ветра и облачности отопительная нагрузка жилых зданий практически постоянна. Отопительная нагрузка общественных зданий и промышленных предприятий имеет непостоянный суточный, а часто и непостоянный недельный график, когда в целях экономии теплоты искусственно снижают подачу теплоты на отопление в нерабочие часы (ночной период и выходные днн).

Значительно более резко изменяется как в течение суток, так и по дням недели вентиляцнонная нагрузка, так как в нерабочие часы промышленных предприятий н учреждений вентиляция, как правило, не работает.

Суммарный расход теплоты на отопление и вентиляцню по району представляет собой сумму расходов отдельных абонентов. Для иллюстрации на рис. 2.2 показана

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

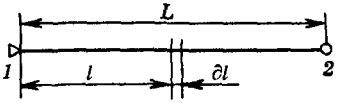


Рис. 5.20. Схема линии перегретого пара

В этих условиях удельное падение давления пара переменно, так как плотность среды, а следовательно, и ее скорость изменяются по длине трубопровода.

Рассмотрим, как изменяется давление среды по длине трубопровода. Пусть газ или пар движется по трубопроводу длиной L от точки *1* к точке *2* (рис. 5.20). Состояние среды в точке *1* определяется давлением p_1, абсолютной температурой T_1 и плотностью ρ_1.

Обозначим удельную линейную потерю давления в начале трубопровода через R_1 и долю местных потерь давления через α. Выделим в трубопроводе бесконечно малый участок длиной ∂l. Обозначим среднее давление среды на этом участке через p, температуру через T, плотность через ρ и падение давления через ∂p.

Так как удельное падение давления обратно пропорционально плотности среды (5.12), то падение давления на участке ∂l составит

$$-\partial p = R_1(1+\alpha)\frac{\rho_1}{\rho}\partial l. \qquad (5.36)$$

Знак минус в левой части (5.36) соответствует падению давления.

Принимая в первом приближении плотность среды прямо пропорциональной давлению и обратно пропорциональной абсолютной температуре, получаем

$$\frac{\rho_1}{\rho} = \frac{p_1}{p}\frac{T}{T_1}, \qquad (5.37)$$

откуда

$$-\partial p = R_1(1+\alpha)\frac{p_1}{p}\frac{T}{T_1}\partial l,$$

или

$$-p\partial p = R_1(1+\alpha)\,p_1\frac{T}{T_1}\partial l. \qquad (5.38)$$

Проинтегрируем (5.38) в пределах изменения давления от p_2 до p_1 и длины трубопровода от L до 0

$$-\int_{p_1}^{p_2} p\partial p = \int_0^L R_1(1+\alpha)p_1\frac{T}{T_1}\partial l\ ;$$

в результате получим

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_1(1+\alpha)\,p_1\frac{T_{cp}}{T_1}L. \qquad (5.39а)$$

После соответствующих преобразований выражение для конечного давления среды в трубопроводе принимает вид

$$p_2 = p_1\sqrt{1 - \frac{2R_1(1+\alpha)}{p_1}\frac{T_{cp}}{T_1}L}. \qquad (5.40а)$$

По (5.40а) можно определить давление в конце паропровода длиной L по заданным параметрам пара p_1, T_1 и удельному линейному падению давления R_1 в начале паропровода.

Поскольку $p_1 = p_2\frac{\rho_1}{\rho_2}\frac{T_1}{T_2}$ и $R_1 = R_2\frac{\rho_2}{\rho_1}$, то выражение (5.39а) может быть представлено в следующей модификации:

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_2(1+\alpha)\,p_2\frac{T_{cp}}{T_1}L, \qquad (5.39б)$$

где R_2 — удельное линейное падение давления в конце паропровода.

На основе (5.39б) выводится формула для определения давления пара в начале паропровода p_1 по заданным параметрам p_2, T_2 и удельному линейному падению давления R_2 в конце паропровода:

$$p_1 = p_2\sqrt{1 + \frac{2R_2(1+\alpha)}{p_2}\frac{T_{cp}}{T_2}L}. \qquad (5.40б)$$

Отношение T_{cp}/T_1 выбирается на основании данных теплового расчета трубопровода. При расчете трубопроводов насыщенного пара можно отношение T_{cp}/T_1 принимать равным единице.

Уравнение (5.39б) можно представить также в следующем виде:

$$\delta p_{уп} = R_1(1+\alpha)\frac{p_1}{p_{cp}}\frac{T_{cp}}{T_1}L, \qquad (5.41)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

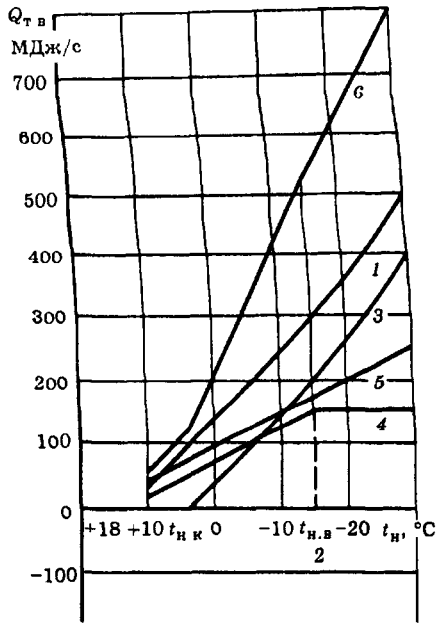


Рис. 2.2. Зависимость расхода теплоты на отопление и вентиляцию от наружной температуры

зависимость расхода теплоты на отопление и вентиляцию района от наружной температуры. Расчетные теплопотери промышленных зданий (кривая *1*) равны 500 МДж/с. Вогнутый характер кривой *1* объясняется учетом инфильтрации.

Часть теплопотерь промышленных зданий в размере 100 МДж/с компенсируется внутренними тепловыделениями (линия *2*), поэтому расчетный расход теплоты на отопление промышленных зданий меньше расчетных теплопотерь этих зданий и составляет 400 МДж/с (кривая *3*). По этой же причине отопление промышленных зданий должно включаться в работу при наружной температуре $t_{н к} \leq +4$ °С. При наружных температурах выше +4 °С теплопотери промышленных зданий компенсируются внутренними тепловыделениями.

График расхода теплоты на вентиляцию промышленных и общественных зданий имеет излом при расчетной наружной температуре вентиляции $t_{н в} = -15$ °С (кривая *4*). График расхода теплоты на отопление жилых и общественных зданий показан линией *5*. Суммарный график расхода теплоты на отопление и вентиляцию по району в целом (кривая *6*) имеет две точки излома: одну при температуре $t_{н в}$ (расчетная наружная температура для вентиляции), другую — при температуре $t_{н к} = +4$ °С (включение в работу отопления промышленных зданий).

2.3. КРУГЛОГОДИЧНАЯ НАГРУЗКА

Параметры и расход теплоты для технологических нужд зависят от характера технологического процесса, типа производственного оборудования, общей организации работ и т.д. Усовершенствование и рационализация технологического процесса могут вызвать коренные изменения в размере и характере тепловой нагрузки.

Для экономии топливно-энергетических ресурсов следует совершенствовать технологические процессы, максимально использовать отработавшую теплоту для технологических целей, а при теплоснабжении от ТЭЦ максимально использовать теплоноситель более низкого потенциала.

Как правило, тепловые нагрузки промышленных предприятий задаются технологами на основе соответствующих расчетов или данных тепловых испытаний. Для ориентировочных расчетов расхода теплоты на технологические нужды могут быть использованы данные, приведенные в [150]. Наибольшие удельные расходы теплоты на единицу вырабатываемой продукции имеют нефтеперерабатывающая, нефтехимическая, химическая, бумажно-целлюлозиая и пластмассовая отрасли промышленности.

Среднегодовой удельный расход теплоты на производство продукции составляет в среднем, ГДж/т:

Синтетический каучук 111
Химические волокна 60
Фенол 37
Пластмассы и сиитетические смолы 22
Целлюлоза 18
Каустическая сода 14

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

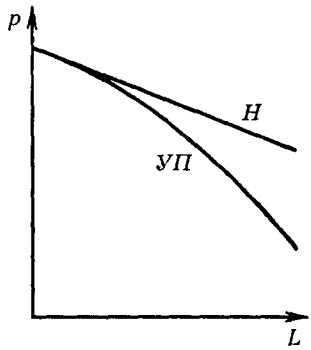


Рис. 5.21. Характер изменения давления вдоль трубопровода с неупругой *Н* и упругой *УП* средой

где $\delta p_{уп} = p_1 - p_2$ — падение давления упругой среды в трубопроводе; $p_{ср} = (p_1 + p_2)/2$ — среднее давление среды в трубопроводе; $T_{ср} = (T_1 + T_2)/2$ — средняя температура среды в трубопроводе.

Падение давления неупругой среды при тех же значениях R_1, α, L

$$\delta p_н = R_1(1 + \alpha)L. \qquad (5.42)$$

Отношение падения давления упругой среды к падению давления неупругой среды при одних и тех же значениях R_1, α, L

$$\frac{\delta p_{уп}}{\delta p_н} = \frac{p_1}{p_{ср}} \frac{T_{ср}}{T_1}. \qquad (5.43)$$

На рис. 5.21 показан характер изменения давления неупругой *Н* и упругой *УП* среды вдоль трубопровода. При движении неупругой среды $\delta p/l$ = const, упругой $\delta p/l$ = var.

Если заданы параметры транспортируемой среды p_1 и T_1 в начале трубопровода и давление p_2 в конце трубопровода, то на основе (5.40) легко определить удельное падение давления в начале трубопровода R_1, по которому должен выбираться его диаметр

$$R_1 = \frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\delta p}{L(1 + \alpha)}. \qquad (5.44)$$

Из совместного решения (5.24) и (5.37) можно получить выражение для расчета доли местных потерь давления в трубопроводах, транспортирующих упругие среды,

$$\alpha = 1{,}15A_\alpha \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\delta p}{L} \rho_1}}}, \qquad (5.45$$

где G — расход среды, кг/с; ρ_1 — плотность среды в начале наропровода, кг/м^3; p_1, δp — давление в начале трубопровода и перепад давлений в трубопроводе, Па.

Диаметр трубопровода определяется по (5.13) по заданному расходу G, удельному линейному падению давления в начале трубопровода R_1, плотности среды в начале трубопровода ρ_1.

Контрольные вопросы и задания

1. Из какого условия выбирается расстояние между секционирующими задвижками магистральных водяных тепловых сетей?
2. Какова основная цель блокировки смежных магистралей водяных тепловых сетей? Изобразите принципиальную схему такой блокировки. Почему блокируются трубопроводы только больших диаметров?
3. Напишите уравнение Бернулли для установившегося движения несжимаемой жидкости по участку трубопровода. Назовите значения и размерности членов этого уравнения.
4. Какая связь между напором и давлением? Какие размерности имеют эти параметры? Как они взаимно пересчитываются?
5. Напишите формулу Дарси для расчета удельного линейного падения давления в трубопроводе. Назовите значения и размерности членов этого уравнения.
6. Что такое эквивалентная относительная шероховатость стенки трубопровода?
7. Как определяется местное падение давления в трубопроводе? Почему эквивалентная длина местного сопротивления зависит от диаметра трубопровода? Из каких уравнений это следует?
8. Изложите основные требования к режиму давлений водяных тепловых сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

9. Какое преимущество имеет установление общей статической зоны для всей системы теплоснабжения? Всегда ли возможно такое решение? Чем ограничивается такая возможность?
10. На основе каких условий на пьезометрический график наносятся уровни допустимых максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной линий системы теплоснабжения?
11. Из каких условий выбираются схемы присоединения установок к водяным тепловым сетям?
12. Приведите исходные данные для гидравлического расчета разветвленной водяной тепловой сети. Какова последовательность отдельных расчетных операций?
13. Приведите исходные данные для гидравлического расчета разветвленной паровой сети. В чем состоит методика расчета?
14. По какому расходу воды выбираются диаметры тепловой сети в открытых системах теплоснабжения?
15. Как определяется рабочий напор сетевых насосов водяной тепловой сети? Из каких слагаемых он состоит?
16. Как определяется рабочий напор подпиточных насосов в открытых системах теплоснабжения?
17. По какому расходу сетевой воды устанавливается проектная подача сетевых насосов? Какое допускается минимальное количество сетевых насосов на станции?
18. В чем состоит метод определения давления в конце длинного транзитного паропровода?

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Кальцинированная сода	8
Бумага и картон	11
Метанол	9
Карбамид	6,5
Синтетический аммиак	5
Кокс	0,95
Нефтепереработка	0,8
Нефтедобыча	0,06
Серная кислота	0,5
Сахарная свекла (переработка)	1,3
Кормовой белок	0,03
Животное масло	0,015
Чугун	0,24
Мартеновская сталь	0,13
Прокат черных металлов	0,3
Стальные трубы	0,54
Уголь (добыча)	0,11

Удельный расход теплоты, на производство строительных материалов составляет в среднем, ГДж/м^3:

Фанера	6,5
Древесно-стружечные плиты	4
Заготовки и первичная переработка древесины	0,025
Конструкции и детали сборного Железобетона	0,002

Удельный расход теплоты, на изготовление текстильных и некоторых строительных материалов составляет в среднем, ГДж/м^2:

Хлопчатобумажные ткани	0,01
Льняные ткани	0,015
Шерстяные ткани	0,04
Шелковые ткани	0,014
Древесиоволокиистые плиты	0,053

В связи с интенсивным жилищным строительством значительно выросла нагрузка горячего водоснабжения городов. Эта нагрузка во многих районах становится соразмерной отопительной нагрузке. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение жилых районов часто достигает 35—40 % суммарного годового расхода теплоты района.

Горячее водоснабжение имеет весьма неравномерный характер как в течение суток, так и в течение недели. Наибольшая нагрузка горячего водоснабжения в жилых районах имеет место, как правило, в предвыходные дни (при 5-дневной рабочей недели в первый выходной день — субботу).

Средненедельный расход теплоты (средненедельная тепловая нагрузка), Дж/с, бытового горячего водоснабжения отдельных жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий определяется по СНиП 2.04.07.86 «Тепловые сети» [130] по следующей формуле:

$$Q_{\text{г}}^{\text{ср н}} = \frac{1{,}2m(a+b)(55-t_{\text{х}})c_p^{\text{ср}}}{n_{\text{с}}}, \quad (2.30)$$

где a — норма расхода горячей воды с температурой $t_{\text{г}} = 55$ °С, кг (л) на 1 чел. в сутки; значения a, приведены в приложении 5; b — расход горячей воды с температурой $t_{\text{г}} = 55$ °С, кг (л) для общественных зданий, отнесенный к одному жителю района; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать $b = 25$ кг (л) на 1 чел. в сутки; m — количество людей; $c_p^{\text{ср}} = 4190$ Дж/(кг · К) — теплоемкость воды; $t_{\text{х}}$ — температура холодной воды, °С; при отсутствии данных о температуре холодной водопроводной воды ее принимают в отопительный период 5 °С и в летний период 15 °С; $n_{\text{с}}$ — расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут; при круглосуточной подаче $n_{\text{с}} = 24 \cdot 3600 = 86\,400$ с; коэффициент 1,2 учитывает выстывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения.

При определении средненедельного расхода теплоты на горячее водоснабжение только жилых зданий без учета расхода горячей воды в общественных зданиях в формуле (2.30) принимают $b = 0$.

Температура горячей воды в местах водоразбора должна поддерживаться в следующих пределах:

в открытых системах теплоснабжения и в системах местного горячего водоснабжения не ниже 55 и не выше 80 °С;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

6.1. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ

Водяные системы теплоснабжеиия представляют собой сложные гидравлические системы, в которых работа отдельных звеньев находится во взаимной зависимости. Для правильиого управления и регулирования необходимо зиать гидравлические характеристики работающего оборудования — циркуляциониых насосов и сети.

Гидравлический режим системы определяется точкой пересечения гидравлических характеристик насоса и сети. На рис. 6.1 кривая *1* — характеристика насоса; кривая *2* — характеристика тепловой сети; точка *А* — пересечение этих характеристик, определяет гидравлический режим системы; *Н* — напор, развиваемый насосом, равный потере напора в замкнутой системе; *V* — объемная подача насоса, равная расходу воды в системе.

Гидравлической характеристикой насоса называется зависимость напора Н или перепада давлений Δр, создаваемого насосом, от объемной подачи насоса V. Характеристики насосов обычно определяются заводами-изготовителями или могут быть построены по даниым испытания.

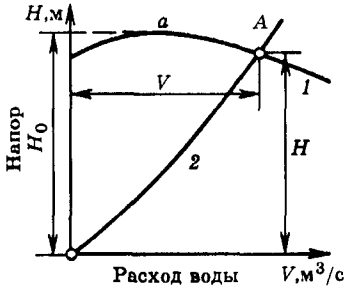


Рис. 6.1. Гидравлическая характеристика насоса и тепловой сети

При постоянной частоте вращения рабочего колеса рабочий участок характеристики центробежного насоса может быть приближенио описан уравнением [39]

$$H = H_0 - s_0 V^2, \qquad (6.1)$$

где H_0 — условный напор насоса при расходе $V = 0$; s_0 — условное внутреннее сопротивление насоса, м · с^2/м^6.

В приложениях 12—13 приведены характеристики ряда сетевых насосов, применяемых в современных теплофикационных системах.

При постоянной частоте вращения мощность, потребляемая насосом,

$$N = N_н\left[x + \frac{V}{V_н}(1 - x)\right], \qquad (6.2)$$

где $V_н$, $N_н$ — подача и мощность иасоса при номинальном режиме (при максимальиом КПД); N — мощность насоса при подаче V; $x = N_х/N_н$ — коэффициент холостого хода; $N_х$ — мощность насоса при холостом ходе ($V = 0$).

Коэффициент холостого хода центробежных насосов находится в пределах $0{,}2 \le x \le 0{,}5$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Рис. 2.3. Суточный график расхода горячей воды в жилом доме

в закрытых системах теплоснабжения не ниже 50 и не выше 75 °С.

Нормы расхода горячей воды, приведенные в приложении 5, относятся к температуре $t_г = 55$ °С.

При использовании для бытового горячего водоснабжения воды с другой температурой $t_{гl}$ норма ее расхода определяется из условия подачи абонентам нормированного количества теплоты по формуле

$$a_l = a \frac{55 - t_х}{t_{гl} - t_х}. \qquad (2.31)$$

При определении расчетной тепловой нагрузки горячего водоснабжения района централизованного теплоснабжения СНиП 2.04.07-86 [130] рекомендуется учитывать нагрузку горячего водоснабжения всех существующих зданий, в том числе не имеющих централизованных систем горячего водоснабжения или оборудованных газовыми колонками.

Средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение на одного жителя района $q_г^{ср\ н}$ вычисляется по (2.30) при $m = 1$. Для зданий, не оборудованных централизованной системой горячего водоснабжения, $a = 0$.

Средний расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение за сутки наибольшего водопотребления.

$$Q_г^{ср\ г} = \varkappa_н Q_г^{ср\ н}, \qquad (2.32)$$

где $\varkappa_н$ — коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты.

При отсутствии опытных данных рекомендуется принимать для жилых и общественных зданий $\varkappa_н = 1{,}2$, для промышленных зданий и предприятий $\varkappa_н = 1$.

Нагрузка горячего водоснабжения жилых домов имеет, как правило, в рабочие дни пики в утренние и вечерние часы и провалы в дневные и поздние ночные часы. В домах с ваннами пиковая нагрузка горячего водоснабжения превышает среднесуточную в 2—3 раза. В выходные дни суточный график горячего водоснабжения имеет более равномерное заполнение. Для иллюстрации на рис. 2.3 приведен суточный график расхода горячей воды жилого дома.

Суточный график горячего водоснабжения района (рис. 2.4) имеет более равномерный характер благодаря взаимному сглаживанию неравномерностей графиков отдельных зданий.

Расчетный (максимально-часовой) расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение, Дж/с или ккал/ч, равен среднечасо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Мощность, Вт, потребляемая насосом при номинальном режиме, определяется по формуле

$$N_н = V_н \Delta p_н / \eta_{н.у}, \qquad (6.2\ а)$$

где $\Delta p_н$ — перепад давлений, развиваемый насосом при номинальном режиме, Па; $V_н$ — подача насоса, $м^3/с$; $\eta_{н.у}$ — КПД насосной установки (произведение КПД насоса $\eta_н$ на КПД электродвигателя $\eta_д$).

При номинальном режиме в среднем $\eta_{н.у} = 0{,}7—0{,}8$. Так как потеря напора в тепловых сетях, как правило, подчиняется квадратичному закону, то характеристика тепловой сети представляет собой квадратичную параболу, описываемую уравнением

$$\Delta H = s_н V^2, \qquad (6.3)$$

или

$$\Delta p = sV^2, \qquad (6.4)$$

где ΔH — потеря напора, м; Δp — падение давления, Па; V — расход воды, $м^3/с$; $s_н$ — сопротивлеиие сети, выраженное через единицы напора (потеря напора при $V = 1$), $м \cdot с^2/м^6$; $s = s_н \rho_g = s_н \gamma$ — сопротивление сети, выраженное через единицы давления (падение давления при $V = 1$), $Па \cdot с^2/м^6$; ρ — плотность воды, $кг/м^3$; $g = 9{,}81$ $м/с^2$ — ускорение свободного падения; γ — удельный вес воды, $Н/м^3$.

Из совместного решения (5.8), (5.10), (5.18), (5.22), (6.3) и (6.4) находим

$$s = A_R (l + l_э)\rho / d^{5,25}; \qquad (6.5а)$$

$$s_н = A_R (l + l_э)/gd^{5,25}, \qquad (6.5б)$$

где $A_R = 0{,}0894\ k_э^{0,25}$, $м^{0,25}$.

Как видно из (6.5), сопротивление сети s зависит от ее геометрических размеров, абсолютной шероховатости внутренней поверхности трубопроводов, эквивалентной длины местных сопротивлений и плотности теплоносителя, но не зависит от расхода теплоносителя. Для данного состояния сети ее характеристика может быть построена по одному известному режиму. Для определения сопротивления s достаточно знать для одного какого-нибудь режима расход воды V и соответствующее этому расходу падение давления Δp.

Найденное сопротивление относится к температуре теплоносителя, имевшей место при данном режиме. При изменении температуры теплоносителя сопротивление сети, строго говоря, должно изменяться пропорционально его плотности: $s_1 / s_2 = \gamma_1 / \gamma_2 = \rho_1 / \rho_2$.

Однако если на основе режимных данных находить сопротивление при средней температуре теплоносителя, то в условиях работы водяных тепловых сетей можно не учитывать зависимость сопротивления от температуры воды, так как степень изменения плотности воды в пределах изменения температур, имеющих место в тепловой сети, незначительна.

Сопротивление $s_н$ обычно используется при построении пьезометрических графиков. В отличие от сопротивления s сопротивление $s_н$ не зависит от плотности теплоносителя.

При изменении частоты вращения центробежного насоса изменяется и его характеристика. Объемный расход (подача), напор и требуемая мощность насоса связаны следующей зависимостью с частотой его вращения:

$$n_1 / n_2 = V_1 / V_2 = \sqrt{H_1 / H_2} = \sqrt[3]{N_1 / N_2}, \qquad (6.6)$$

где V_1, H_1, N_1 — подача, напор и мощность при частоте вращения n_1; V_2, H_2, N_2 — те же показатели при частоте вращения n_2.

На рис. 6.2 приведена характеристика насоса при двух значениях частоты вращения n_1 и n_2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Рис. 2.4. Суточный график горячего водоснабжения жилого района

вому расходу теплоты за сутки наибольшего водопотребления, умноженному на коэффициент суточной неравномерности:

$$Q_г^р = \varkappa_н \varkappa_с Q_г^{ср.н}, \qquad (2.33)$$

где $\varkappa_с$ — коэффициент неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления. При ориентировочных расчетах можно принимать для городов и населенных пунктов $\varkappa_с$ = 1,7—2, для промышленных предприятий $\varkappa_с$ = 1.

В приложении 5 приведены нормы расхода горячей воды: средненедельный, средний за сутки наибольшего водопотребления, максимально-часовой.

2.4. ГОДОВОЙ РАСХОД ТЕПЛОТЫ

Для определения расхода топлива, разработки режимов использования оборудования, графиков его ремонта и т.п. необходимо знать годовой расход теплоты на теплоснабжение, а также его распределение по сезонам (зима, лето) или по отдельным месяцам. Годовой расход теплоты потребителями района определяется по формуле

$$Q^{год} = Q_о^{год} + Q_в^{год} + Q_г^{год} + Q_т^{год}, \qquad (2.34)$$

где $Q_о^{год}$, $Q_в^{год}$, $Q_г^{год}$, $Q_т^{год}$ — годовые расходы теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, технологические нужды.

Годовые расходы теплоты на отдельные виды теплового потребления могут быть рассчитаны по следующим формулам [99].

Годовой расход теплоты на отопление

$$Q_о^{год} = Q_о^{ср}\left[(n_о - n_д) + n_д \frac{t_{в.д} - t_н^{ср.о}}{t_{в.р} - t_н^{ср.о}}\right], \qquad (2.35)$$

где $Q_о^{ср}$ — средний расход теплоты за отопительный период, Дж/с или ккал/ч; $n_о$ — продолжительность работы системы отопления, с/год или ч/год; для жилых и общественных зданий $n_о$ — продолжительность отопительного периода (см. приложение 1) (для промышленных зданий при наличии внутренних тепловыделений продолжительность работы системы отопления меньше продолжительности отопительного периода); $n_д$ — длительность работы дежурного отопления, с/год или ч/год; $t_{в.д}$ — температура внутреннего воздуха при работе дежурного отопления, °С.

Средний расход теплоты за отопительный период

$$Q_о^{ср} = Q_о' \frac{t_{в.р} - t_н^{ср.о}}{t_{в.р} - t_{н.о}}. \qquad (2.36)$$

Для жилых и общественных зданий $Q_о' = Q'$, где Q' — расчетные теплопотери здания при наружной температуре $t_{н.о}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

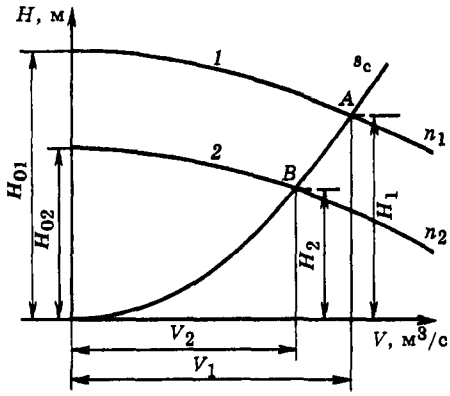


Рис. 6.2. Гидравлический режим системы при разной частоте вращения насосов

Уравнение характеристики насоса при частоте вращения n_1 (кривая *1*)

$$H = H_{01} - s_0 V^2.$$

При сопротивлении сети s_c рабочая точка насоса A находится из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети:

$$H_1 = H_{01} - s_0 V_1^2 = s_c V_1^2, \qquad (6.7)$$

откуда

$$\left.\begin{aligned} V_1 &= \sqrt{\frac{H_{01}}{s_0 + s_c}}; \\ H_1 &= s_c V_1^2 = \frac{s_c}{s_0 + s_c} H_{01}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.8а)$$

При изменении частоты вращения с n_1 до n_2 рабочая точка насоса перемещается из точки A в точку B. При частоте вращения n_2 условный напор, развиваемый насосом при нулевой подаче ($V = 0$),

$$H_{02} = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_{01}.$$

При этом уравнении характеристика насоса (кривая *2*) принимает вид

$$H_2 = H_{02} - s_0 V_2^2 = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_{01} - s_0 V_2^2.$$

Из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети следует

$$\left.\begin{aligned} V_2 &= \sqrt{\frac{H_{02}}{s_0 + s_c}} = \frac{n_2}{n_1}\sqrt{\frac{H_{01}}{s_0 + s_c}}; \\ H_2 &= \frac{s_0}{s_0 + s_c} H_{02} = \frac{n_2^2}{n_1^2}\frac{s_0}{s_0 + s_c} H_{01}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.8б)$$

С увеличением сопротивления тепловой сети s_c возрастает напор, развиваемый насосом, и снижается его подача.

При $s_c = \infty$, $V = 0$ и $H = H_0$ характеристика насоса совпадает с осью ординат. При $s_c = 0$, $V = \sqrt{H_0 / s_0}$ и $H = 0$ характеристика насоса совпадает с осью абсцисс. При $0 < s_c < \infty$, $\sqrt{H_0 / s_0} > V > 0 \quad 0 < H < H_0$.

Часто на станции работает совместно несколько насосов. Для определения режима их совместной работы необходимо построить суммарную характеристику. Порядок суммирования характеристик насосов зависит от способа их включения. Если насосы включены параллельно, то суммарная характеристика строится посредством сложения расходов (подач) при одних и тех же напорах. Например, если (рис. 6.3, *а*) AB — характеристика насоса *1*, а AC — характеристика насоса *2*, то суммарной характеристикой этих насосов служит кривая AD. Каждая абсцисса кривой AD равна сумме абсцисс кривых AB и AC. Например, $ab + ac = ad$.

Суммарная характеристика группы m параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H_{\text{пар}} = H_0 - s_0^{\text{пар}} (\Sigma V)^2, \qquad (6.9а)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для промышленных зданий $Q'_o = Q' - Q_{т.в}$, где $Q_{т.в}$ — внутренние тепловыделения.

$t_н^{ср.о}$ — средняя температура отопительного периода для жилых и общественных зданий (см. приложение 1); для промышленных зданий $t_н^{ср.о}$ — средняя температура наружного воздуха за период работы отопления.

Средняя температура наружного воздуха за любой интервал отопительного периода определяется как частное от деления алгебраической суммы произведений средних температур отдельных периодов этого интервала на длительность этих периодов [99]:

$$t_н^{ср.о} = \frac{n_1 t_{н1}^{ср} + n_2 t_{н2}^{ср} + \ldots + n_m t_{нm}^{ср}}{n_1 + n_2 + \ldots + n_m}. \quad (2.37а)$$

Для жилых и общественных зданий $n_д = 0$ и (2.35) принимает вид

$$Q_o^{год} = Q_o^{ср} n_o. \quad (2.37б)$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию определяется по формуле

$$Q_o^{год} = Q'_в \left[n_в + \frac{t_{в.р} - t_н^{ср.в}}{t_{в.р} - t_{н.в}} (n_o - n_в) \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{n_д^в}{n_o} \right], \quad (2.38)$$

где $Q'_в$ — расчетный расход теплоты на вентиляцию, Дж/с или ккал/ч; $n_в$ — продолжительность отопительного периода с температурой наружного воздуха $t_н \le t_{н.в}$, с/год или ч/год (при $t_{н.в} = t_{н.о}$ $n_в = 0$); $n_д^в$ — длительность отопительного периода, когда вентиляция не работает, с/год или ч/год; $t_н^{ср.в}$ — средняя температура наружного воздуха за период от начала отопительного периода $t_н = t_{н.к}$ до $t_н = t_{н.в}$.

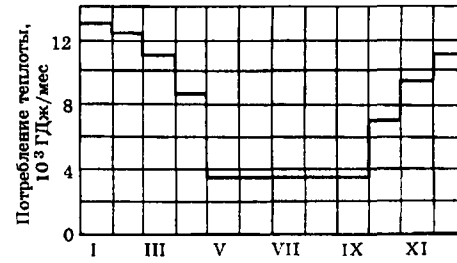


Рис. 2.5. Примерный график расхода теплоты по месяцам года

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_г^{год} = Q_г^{ср.н} \left[n_o + \beta \frac{t_г - t_{х.л}}{t_г - t_{х.з}} (n_г - n_o) \right], \quad (2.39)$$

где $Q_г^{ср.н}$ — средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение, Дж/с или ккал/ч; $n_г$, n_o — длительность работы системы горячего водоснабжения и продолжительность отопительного периода, с/год или ч/год; обычно $n_г = 30{,}2 \cdot 10^6$ с/год = = 8400 ч/год; β — коэффициент, учитывающий изменение средненедельного расхода воды на горячее водоснабжение в неотопительный период по отношению к отопительному периоду; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать: $\beta = 0{,}8$ для жилищно-коммунального сектора всех районов, кроме курортных и южных городов; $\beta = 1{,}5$ для жилищно-коммунального сектора курортных и южных городов; $\beta = 1$ для промышленных предприятий.

Годовой расход теплоты на технологические нужды определяется на основе годового графика теплового потребления. Примерный график расхода теплоты по месяцам показан на рис. 2.5. При построении этого графика расход теплоты на отопление и вентиляцию определяется по среднемесячным наружным температурам. В приложении 6 приведены среднемесячные наружные температуры воздуха в ряде городов России и бывшего СССР.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

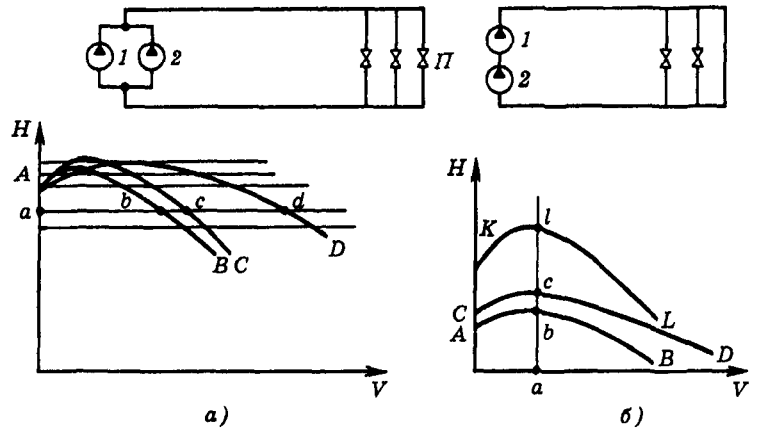


Рис. 6.3. Построение суммарной характеристики насосов
а — параллельно включенных, *б* — последовательно включенных

где $H_{пар}$ — напор насосной группы; $s_0^{пар}$ — условное внутреннее сопротивление насосной группы, $s_0^{пар} = s_0/m^2$; ΣV — суммарная объемная подача насосной группы.

Построение суммарной характеристики последовательно включенных насосов проводится путем сложения напоров при одних и тех же расходах. Например, если (рис. 6.3, *б*) *AB* — характеристика насоса *1*, а *CD* — характеристика насоса *2*, то суммарная характеристика обоих насосов изобразится кривой *KL*. Каждая ордината кривой *KL* равна сумме ординат кривых *AB* и *CD*. Например, $ab + ac = al$.

Суммарная характеристика группы *m* последовательно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H_{пос} = n\,(H_0 - s_0 V^2). \qquad (6.9б)$$

Степень изменения подачи при параллельном включении насосов зависит от вида характеристики сети. Чем более пологий вид имеет характеристика сети, т.е. чем меньше s_c, тем эффективнее параллельное включение насосов. Чем круче характеристика сети, т.е. чем больше s_c, тем меньший эффект дает параллельное включение.

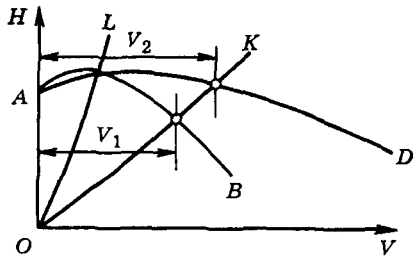


Рис. 6.4. Изменение расхода воды в сети при параллельном включении насосов

На рис. 6.4 приведена суммарная характеристика двух параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики: *AB* — характеристика одного насоса, *AD* — суммарная характеристика двух насосов. Если характеристика сети имеет вид представленной на рисунке линией *OK*, то при работе одного насоса в сеть подается объем V_1 воды, а при работе двух насосов — объем V_2. Таким образом, два насоса подают больше воды, чем один. Если характеристика сети имеет вид *OL*, то подача воды остается одной и той же как при одном, так и при двух насосах.

При проектировании насосных установок, состоящих из нескольких параллельно работающих насосов, следует выбирать все насосы с одинаковыми характеристиками, а расчетную подачу каждого из них прини-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

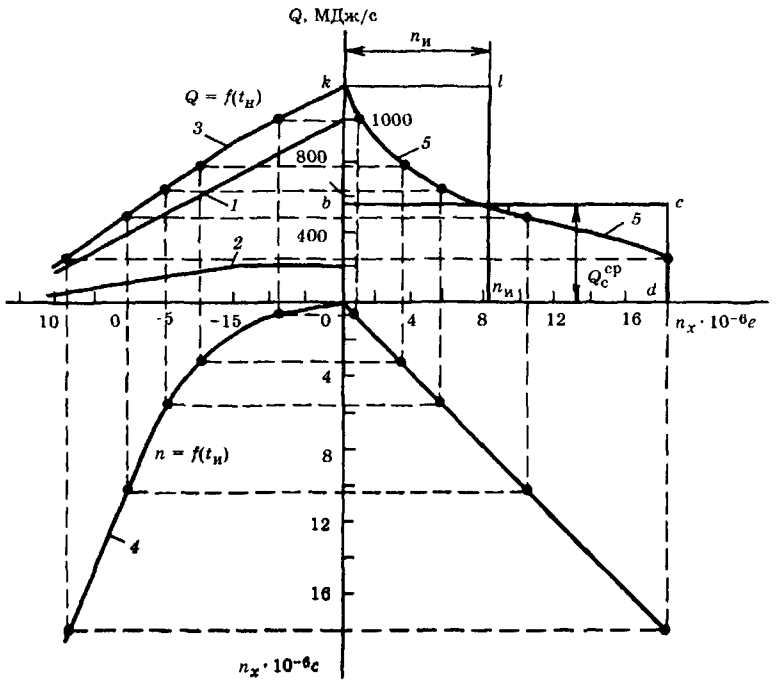


Рис. 2.6. Построение графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки

1 — $Q_0 = f(t_н)$, *2* — $Q_в = f(t_н)$; *3* — $(Q_0 + Q_в) = f(t_н)$, *4* — $n = f(t_н)$; *5* — график продолжительности сезонной тепловой нагрузки

График продолжительности тепловых нагрузок. Для установления экономичного режима работы теплофикационного оборудования, выбора наивыгоднейших параметров теплоносителя, а также для других плановых и технико-экономических исследований необходимо знать длительность работы системы теплоснабжения при различных режимах в течение года. Для этой цели строятся графики продолжительности тепловой нагрузки (графики Россандера).

Метод построения графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки показан на рис. 2.6. Построение ведется в четырех квадрантах. В левом верхнем квадранте построены графики зависимости от наружной температуры $t_н$, тепловой нагрузки отопления Q_0, вентиляции $Q_в$ и суммарной сезонной нагрузки $(Q_0 + Q_в)$. В нижнем левом квадранте приведена кривая длительности стояния n в течение отопительного периода наружных температур $t_н$, равных данной температуре или ниже. Эта кривая строится на основе данных приложения 4.

В нижнем правом квадранте проведена прямая линия под углом 45° к вертикальной и горизонтальной осям, используемая для переноса значений шкалы n из нижнего левого квадранта в верхний правый квадрант. График продолжительности тепловой нагрузки *5* строится для разных наружных температур $t_н$ по точкам пересечения штриховых линий, определяющих тепловую нагрузку и длительность стояния нагрузок, равных или больше данной.

Площадь под кривой *5* продолжительности тепловой нагрузки равна расходу теплоты на отопление и вентиляцию за отопительный сезон $Q_c^{год}$. Если по оси абсцисс графика *5* продолжительности сезонной тепловой нагрузки построить равновеликий

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мать равной суммарному расходу воды, деленному на число работающих насосов, не считая резервных.

Подача насосов при последовательном включении также зависит от вида характеристики сети. Чем круче характеристика сети, т.е. чем больше s_c, тем эффективнее последовательное включение.

Определение суммарной характеристики сети может быть проведено как графическим, так и аналитическим методом. Метод графического сложения характеристик участков сети аналогичен графическому суммированию характеристик насосов. Практически более удобно проводить суммирование характеристик участков сети аналитически. При этом пользуются следующим правилом, вытекающим из квадратичной зависимости между потерей давления и расходом воды: суммариое сопротивление равно арифметической сумме сопротивлений, последовательно включениых участков.

Пусть (рис. 6.5, *а*) s_1, s_2 и s_3 — сопротивления трех последовательных участков сети. Суммарное сопротивление этих участков

$$s = s_1 + s_2 + s_3. \qquad (6.10)$$

Если участки соединены параллельно, то для суммирования характеристик удобно пользоваться другим гидравлическим показателем — проводимостью, под которой понимается величина, обратная корию квадратному из сопротивления:

$$a = 1/\sqrt{s} = V/\sqrt{\Delta p}\ . \qquad (6.11а)$$

Пусть (рис. 6.5, *б*) a_1, a_2, a_3 — проводимости трех параллельно соединенных участков сети. Суммарная проводимость этих участков равна их арифметической сумме

$$a = a_1 + a_2 + a_3. \qquad (6.11б)$$

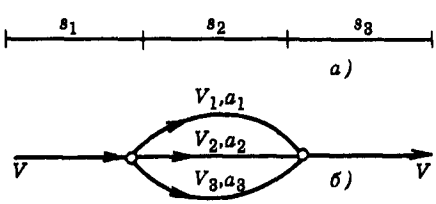


Рис. 6.5. Последовательное (*а*) и параллельное (*б*) соединение участков тепловой сети

Таким образом, суммирование характеристик участков тепловой сети выполняется по следующему правилу: при последовательном соединении складываются сопротивления, при параллельном — проводимости.

Приведенный на рис. 6.3 метод построения суммарной характеристики параллельно работающих насосов справедлив только в том случае, когда эти насосы расположены в одном и том же узле, т.е. подключены к одним и тем же подающим и обратным коллекторам. Если же параллельно работающие насосы расположены в разных узлах системы теплоснабжения, то для построения их суммарной характеристики необходимо предварительно привести характеристики этих насосов или насосных установок к одному общему узлу.

Метод приведения характеристик насосов к заданному узлу системы заключается в алгебраическом сложении напоров насосов с потерей напора в линии, соединяющей иасос с заданным узлом.

На рис. 6.6, *а* показана схема тепловой сети с двумя параллельно работающими насосными установками *А* и *Б*, подающими воду в район теплоснабжения, условно показанный в виде одного потребителя теплоты *П*.

От насоса *А* вода поступает в район теплоснабжения по участку магистральной тепловой сети *С*. Для построения суммарной характеристики двух иасосных установок необходимо предварительно привести характеристику насоса *А* из узла *1-1*, где он установлен, в узел *2-2*, где установлен насос *Б*. Такое приведение показано на рис. 6.6, *б* и *в*. На приведенной характеристике насоса A_2 напоры при любом расходе воды равны разности действительных напоров, развиваемых этим насосом, описываемых характеристикой A_1, и потери напора в сети на участке *С*.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

прямоугольник $0bcd0$ площадью, равной площади под графиком продолжительности, то высота этого прямоугольника будет равна среднему расходу теплоты за отопительный сезон:

$$Q_{с}^{ср} = Q_{с}^{год} / n_{о}, \qquad (2.40)$$

где $n_{о}$ — длительность отопительного сезона, с/год или ч/год.

Если на оси ординат графика *5* продолжительности тепловой нагрузки построить равновеликий прямоугольник $0kln0$ площадью, равной площади под графиком продолжительности, то основание этого прямоугольника будет равно длительности использования расчетной сезонной тепловой нагрузки за отопительный сезон:

$$n_{и} = Q_{с}^{год} / Q'_{с}, \qquad (2.41)$$

где $Q'_{с} = Q'_{о} + Q'_{в}$.

При отсутствии более точных данных для ориентировочных расчетов можно принимать следующую длительность отопительного сезона:

Географическая часть страны	$n_{о}$, с/год	$n_{о}$, ч/год
Сибирь, Урал, север европейской части России	$19{,}8 \cdot 10^{6}$	5500
Средняя полоса европейской части России	$18 \cdot 10^{6}$	5000
Юг европейской части бывшего СССР (южнее Харькова)	$(14{,}4—16{,}2)10^{6}$	4000—4500
Крым, Кавказ и юг Средней Азии	$(9—10{,}8)10^{6}$	2500—3000

В том случае, когда отопительная или вентиляционная нагрузка изменяется по часам суток или дням недели, например, когда в нерабочие часы промышленные предприятия переводятся на дежурное отопление или вентиляция промышленных предприятий работает некруглосуточно, на график наносят три кривые расходов теплоты: одну (обычно сплошная линия) исходя из среднего при данной наружной температуре расхода теплоты за неделю на отопление и вентиляцию; две (обычно пунктир) исходя из максимальной и минимальной нагрузок на отопление и вентиляцию при этой же наружной температуре $t_{н}$. Такое построение показано на рис. 2.7.

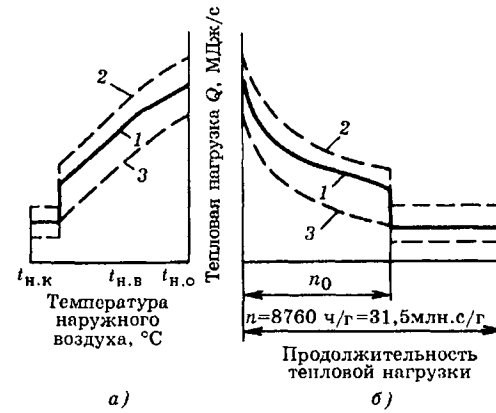


Рис. 2.7. Интегральный график суммарной нагрузки района

а — $Q = f(t_{н})$; *б* — график продолжительности тепловой нагрузки, *1* — среднечасовая за неделю суммарная нагрузка; *2* — максимально-часовая суммарная нагрузка, *3* — минимально-часовая суммарная нагрузка

Годовой расход теплоты на отопление можно исчислять с небольшой погрешностью без точного учета повторяемости температур наружного воздуха за отопительный сезон, приняв средний расход теплоты на отопление за сезон равной 50 % расхода теплоты на отопление при расчетной наружной температуре $t_{н.о}$. Если известен годовой расход теплоты на отопление, то, зная длительность отопительного сезона, легко определить средний расход теплоты. Максимальный расход теплоты на отопление можно для ориентировочных расчетов принимать равным удвоенному среднему расходу.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

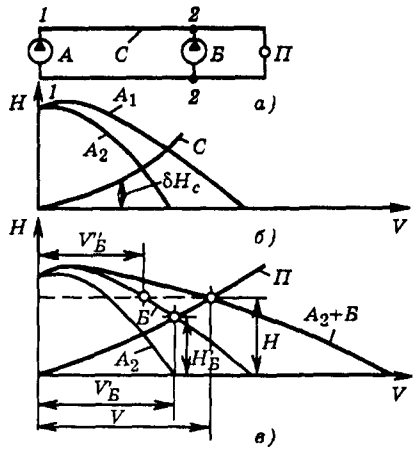


Рис. 6.6. Построение гидравлической характеристики системы с насосными установками, включенными в разных узлах

а — принципиальная схема; *б* — приведение характеристики насоса *А* к узлу *2-2*; *в* — определение расходов воды и напоров при параллельной работе насосов

После приведения характеристик насосов *А* и *Б* к одному и тому же общему узлу *2-2* они складываются по обычному методу сложения характеристик параллельно работающих насосов, приведенному на рис. 6.3, *а*. На рис. 6.6, *в* показаны приведенная характеристика насоса *А* (A_2), характеристика насоса *Б*, их суммарная характеристика ($A_2 + Б$) и характеристика системы потребителя *П*. Как видно из рисунка, при работе только одного насоса *Б* напор в узле *2-2* равен $H'_Б$, расход воды $V'_Б$. При подключении второго насоса *А* напор в узле *2-2* возрастает до $H > H'_Б$, а суммарный расход воды насосной установки увеличивается до $V > V'_Б$. Однако непосредственная подача насоса *Б* уменьшается при этом до $V''_Б < V'_Б$.

На рис. 6.7 приведены характеристики насосов *I* и *II*, их суммарная характеристика (*I* + *II*) и характеристика сети *П*, на которую они работают.

При работе только одного насоса *I* на сеть *II* развиваемый напор равен H_1 и подача воды в сеть V_1. Аналогично при работе

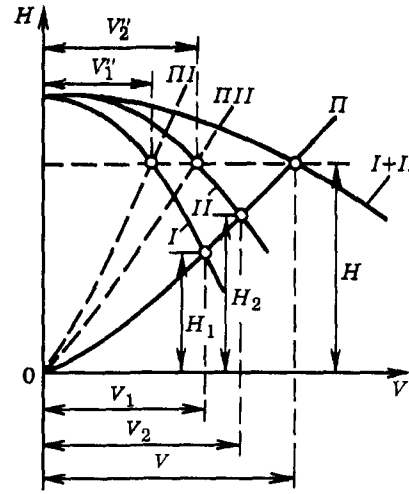


Рис. 6.7. Параллельная работа двух насосов *I* и *II* на общую систему *П*

одного насоса *II* на сеть *П* развиваемый напор равен H_2 и подача воды V_2. При одновременной работе обоих насосов на сеть *П* развиваемый напор равен *H*, а подача воды в сеть равна *V*. При этом подача каждого из насосов при их параллельной работе меньше, чем при раздельной работе на ту же сеть. Так, при параллельной работе подача насоса *I* $V''_1 < V_1$, а подача насоса *II* $V''_2 < V_2$.

Характеристику сети *П* при параллельной работе двух насосов можно условно представить как суммарную характеристику двух параллельно включенных сетей *ПI* и *ПII*. Сопротивление каждой сети и больше суммарного сопротивления *s* сети *П*.

Сопротивление сети *ПI* $s_I = H/(\varphi_1^2 V^2) > H/V^2 = s$; сопротивление сети *ПII* $s_{II} = H/(\varphi_2^2 V^2) > H/V^2 = s$, где φ — долевые расходы потоков; $\varphi_1 = V''_1/V$; $\varphi_2 = V''_2/V$.

Из приведенных соотношений следует, что

$$s_I\varphi_1^2 = s_{II}\varphi_2^2 = H/V^2 = s.$$

Это уравнение можно представить также в другом виде:

$$s_I = s/\varphi_1^2;\ s_{II} = s/\varphi_2^2;\quad s_n = s/\varphi_n^2. \quad (6.12)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

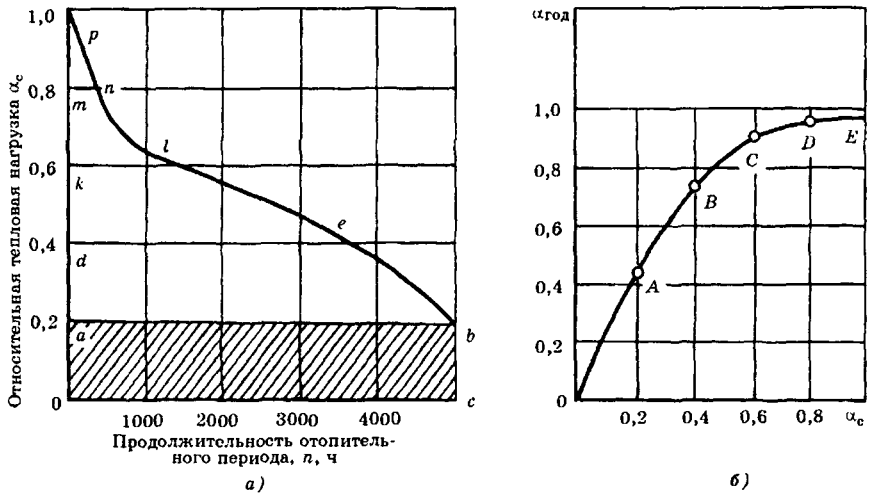


Рис. 2.8. Построение интегрального графика отопительной нагрузки

а — график продолжительности отопительной нагрузки $\alpha_c = f(n)$; *б* — интегральный график $\alpha_{год} = f(\alpha_c)$

В том случае, когда тепловая нагрузка района обеспечивается теплотой из различных источников, для определения степени их участия в покрытии годового расхода теплоты удобно пользоваться интегральным графиком $\alpha_{год} = f(\alpha_c)$, где $\alpha_c = Q_i/Q'_c$ — отношение тепловой нагрузки источника Q_i к расчетной нагрузке района Q'_c, т.е. к нагрузке района при наружной температуре $t_{н.о}$; $\alpha_{год} = Q_i^{год}/Q_c^{год}$ — отношение количества теплоты, отпускаемой за отопительный сезон источником, имеющим расчетную производительность Q_i, к суммарному расходу теплоты за сезон $Q_c^{год}$.

Интегральный график $\alpha_{год} = f(\alpha_c)$ строится на основе графика продолжительности тепловой нагрузки. Для этой цели график продолжительности тепловой нагрузки (рис. 2.8, *а*) делят горизонтальными линиями через равные интервалы по оси ординат на ряд площадок и определяют отношение размеров этих площадок ко всей площади графика продолжительности, равной расходу теплоты за сезон. Полученные данные наносят на интегральный график (рис. 2.8, *б*).

Как видно из рис. 2.8, *а*, вся площадь *0pnlebc0* под графиком продолжительности разбита горизонтальными линиями *ab*, *de*, *kl* и *mn* на ряд площадок. Площадь *0abc0* равна расходу теплоты от источника, мощность которого равна 20 % расчетного расхода теплоты, т.е. $\alpha_c = 0{,}2$.

Отношение площади *0abc0* ко всей площади графика продолжительности *0pnlebc0* $\alpha_{год} = 0{,}2$. На интегральном графике (см. рис. 2.8, *б*) этому значению $\alpha_{год}$ соответствует точка *A*. Далее рассматривается относительная нагрузка $\alpha_c = 0{,}4$. Ей соответствует площадь графика *0debc0*, составляющая 72 % площади графика продолжительности $\alpha_{год} = 0{,}72$. На интегральном графике этой нагрузке соответствует точка *B*. Таким же способом наносятся на интегральный график *0ABCDE* и остальные точки.

Интегральные графики сезонной тепловой нагрузки обладают свойством универсальности. Интегральный график, построенный для одного какого-либо географического пункта, может быть использован с достаточной для практических целей точностью для всего климатического пояса. Например, приведенный на рис. 2.8, *б* инте-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таким образом, при одновременном поступлении в систему нескольких потоков воды гидравлическое сопротивление, испытываемое каждым потоком, равно сопротивлению системы, деленному на квадрат долевого расхода данного потока.

6.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ

Одно из важных условий нормальной работы систем теплоснабжения заключается в обеспечении в тепловой сети перед групповыми или местными тепловыми пунктами (ГТП или МТП) располагаемых напоров, достаточных для подачи в абонентские установки расходов воды, соответствующих их тепловой нагрузке.

Задача расчета гидравлического режима сети заключается в определении расходов сетевой воды у абонентов и на отдельных участках сети, а также давлений (напоров) и располагаемых перепадов давлений (напоров) в узловых точках сети, на групповых и местных тепловых пунктах (абонентских вводах) при заданном режиме работы сети.

Заданными обычно являются схема тепловой сети, сопротивления s всех ее участков, давления (напоры) на подающем и обратном коллекторах ТЭЦ или располагаемый перепад давлений (напоров) на коллекторах ТЭЦ и давление (напор) в нейтральной точке сети. При наличии на абонентских вводах авторегуляторов известны также расходы сетевой воды у абонентов, поскольку эти расходы поддерживаются с помощью авторегуляторов на заданном уровне. В этом случае по известным расходам сетевой воды у абонентов находят расходы воды на всех участках тепловой сети, а затем потери давления (напора) на всех участках сети по (6.3) и (6.4) и строят пьезометрический график, по которому определяют давления (напоры) в узловых точках тепловой сети и на абонентских вводах.

При отсутствии в ГТП или на МТП авторегуляторов расход сетевой воды у абонентов заранее неизвестен и определение их является одной из основных задач расчета гидравлического режима тепловой сети. Для решения этой задачи необходимо знать кроме сопротивлений всех участков тепловой сети также и сопротивления всех МТП и абонентских установок. Рассмотрим метод расчета расхода воды у абонентов тепловой сети при отсутствии авторегуляторов на абонентских вводах.

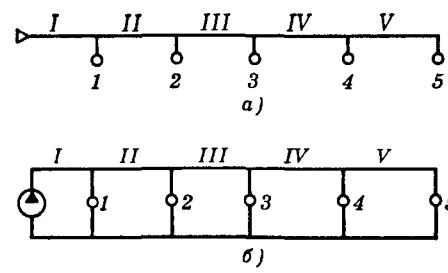


Рис. 6.8. Схема тепловой сети

а — однолинейное изображение; *б* — двухлинейное изображение

На рис. 6.8 приведена схема тепловой сети в однолинейном и двухлинейном изображениях. Примем следующую систему обозначений. Нумерация участков сети и абонентов начинается от станции. Участки магистрали нумеруются римскими цифрами, а ответвления к абонентам и абоненты — арабскими.

Суммарный расход воды в сети обозначим буквой V без индекса. Расход воды через абонентскую систему — буквой V с индексом, равным номеру абонента. Например, V_m — расход воды через абонентскую систему m.

Относительный расход воды через абонентскую систему, т.е. отношение расхода через абонентскую систему к суммарному расходу воды в сети, обозначим $\overline{V}$ с индексом. Например, относительный расход воды у абонента $\overline{V}_m = V_m / V$.

Расход воды у абонента l может быть найден из уравнения

$$s_l V_l^2 = s_{1\text{-}5} V^2, \qquad (6.13)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

гральный график, построенный для отопительной нагрузки Москвы, может быть использован для всей средней полосы европейской части России.

С помощью интегрального графика легко установить годовую подачу теплоты различными источниками теплоснабжения. Например, если отопительная нагрузка района обеспечивается двумя источниками теплоты, из которых один, более экономичный, имеет мощность, равную 60 % максимального теплового потребления района (α_c = 0,6), а другой, менее экономичный, способен покрыть недостающие 40 % максимального теплового потребления, то, как видно из рис. 2.8, первый может обеспечить 92 % годового расхода теплоты ($\alpha_{год}$ = 0,92) (площадь *0klbc*0 графика продолжительности), а второй — только 8 % годового расхода теплоты (площадь *kplk*).

Расход теплоты на технологические нужды и горячее водоснабжение в отличие от расхода на отопление и вентиляцию не является функцией наружной температуры.

Для построения графика продолжительности суммарной нагрузки за отопительный сезон находят для разных наружных температур суммарную средненедельную нагрузку по всем видам теплового потребления:

$$Q^{ср\,н} = Q_о + Q_в^{ср\,н} + Q_г^{ср\,н} + Q_т^{ср\,н}. \quad (2.42)$$

На основе найденных значений $Q^{ср\,н}$ для разных наружных температур и климатологических данных о длительности стояния различных наружных температур строится по изложенной выше методике график продолжительности суммарной тепловой нагрузки за отопительный сезон.

В летний период основным видом теплового потребления являются технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Средненедельное значение этой нагрузки постоянно.

Средненедельная нагрузка горячего водоснабжения района в летний период определяется по формуле [99]

$$Q_{г\,л}^{ср\,н} = Q_{г\,з}^{ср\,н} \varphi_г^л \frac{t_г - t_х^л}{t_г - t_х^з} \frac{n_{год} - n_о - n_р}{n_{год} - n_о}, \quad (2.43)$$

где $Q_{г\,з}^{ср\,н}$ — средненедельная нагрузка горячего водоснабжения в зимний период, Дж/с или ккал/ч; $n_{год}$, $n_о$, $n_р$ — продолжительность года, отопительного сезона, длительность ежегодного планового отключения тепловых потребителей на ремонт, с/год или ч/год ($n_{год} = 31{,}5 \cdot 10^6$ с/год = 8750 ч/год).

Площадь, ограниченная осями координат и графиком продолжительности суммарной нагрузки $Q^{ср\,н}$, равна годовому расходу теплоты потребителями района.

На рис. 2.7, *б* сплошной линией *1* изображен годовой график продолжительности суммарной тепловой нагрузки района, в которую входят отопление, вентиляция и бытовая нагрузка горячего водоснабжения. График построен по значениям средненедельной суммарной тепловой нагрузки. Линия *2* показывает возможные кратковременные максимумы нагрузки, линия *3* — возможные минимумы нагрузки. Площадь графика под линией *1* равна годовому расходу теплоты потребителями района.

Для определения расхода теплоты от источника необходимо к расходу теплоты у потребителей прибавить тепловые потери в сети.

Для ориентировочного расчета тепловых нагрузок вновь застраиваемых районов могут быть использованы следующие данные.

Средняя плотность населения во вновь застраиваемых кварталах городов при современной смешанной застройке 5-, 9- и 16-этажными зданиями 350 чел. на 1 га (10 тыс. м^2).

Расчетная теплоплотность на 1 га.

Сибирь, Урал, север европейской части бывшего СССР 1 МДж/с = 0,86 Гкал/ч и 10 600 ГДж/год = 2500 Гкал/год;

средняя полоса европейской части бывшего СССР и северная часть Средней Азии 0,9 МДж/с = = 0,77 Гкал/ч и 8800 ГДж/год = 2100 Гкал/год;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где s_1 — сопротивление абонентской установки *1*, включая ответвление; $s_{1\text{-}5}$ — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентскими системами от абонента *1* до абонента *5* включительно.

Из (6.13)

$$\overline{V}_1 = \frac{V_1}{V} = \sqrt{\frac{s_{1\text{-}5}}{1}\,\frac{1}{s_1}}. \qquad (6.14)$$

Найдем расход воды через абонентскую установку *2*, для которой справедливо следующее уравнение:

$$s_2 V_2^2 = s_{2\text{-}5}(V - V_1)^2, \qquad (6.15)$$

где s_2 — сопротивление абонентской установки *2*, включая ответвления; $s_{2\text{-}5}$ — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентскими системами от абонента *2* до абонента *5* включительно.

Разность расходов $V - V_1$ можно определить из следующего уравнения:

$$s_{II\text{-}5}(V - V_1)^2 = s_{1\text{-}5}V^2, \qquad (6.16)$$

где $s_{II\text{-}5} = s_{II} + s_{2\text{-}5}$; s_{II} — сопротивление участка магистрали *II*, откуда

$$(V - V_1)^2 = \frac{s_{1\text{-}5}}{s_{II\text{-}5}}V^2. \qquad (6.17)$$

Из (6.15) и (6.17)

$$\overline{V}_2 = \frac{V_2}{V} = \sqrt{\frac{s_{1\text{-}5}}{1}\,\frac{s_{2\text{-}5}}{s_{II\text{-}5}}\,\frac{1}{s_2}}. \qquad (6.18)$$

Аналогично находят относительный расход воды через абонентскую установку *3*:

$$\overline{V}_3 = \sqrt{\frac{s_{1\text{-}5}}{1}\,\frac{s_{2\text{-}5}}{s_{II\text{-}5}}\,\frac{s_{3\text{-}5}}{s_{III\text{-}5}}\,\frac{1}{s_3}}, \qquad (6.19)$$

где $s_{3\text{-}5}$ — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями от абонента *3* до последнего абонента *5* включительно; $s_{III\text{-}5} = s_{III} + s_{3\text{-}5}$; s_{III} — сопротивление участка магистрали *III*.

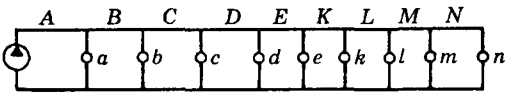


Рис. 6.9. Схема тепловой сети

Если к тепловой сети присоединено n абонентов (рис. 6.9), то относительный расход воды через систему любого абонента m

$$\overline{V}_m = \sqrt{\frac{s_{a-n}}{1}\,\frac{s_{b-n}}{s_{B-n}}\,\frac{s_{c-n}}{s_{C-n}}\,\ldots\,\frac{s_{m-n}}{s_{M-n}}\,\frac{1}{s_m}}. \qquad (6.20)$$

По (6.20) можно найти расход воды через любую абонентскую систему, если известны суммарный расход воды и сопротивления участков сети. Из (6.20) следует:

1. Относительный расход воды через абонентскую систему зависит только от сопротивления сети и абонентских установок и не зависит от абсолютного расхода воды в сети.

2. Если к сети присоединено n абонентов, то отношение расходов воды через абонентские установки d и m, где $d < m$, зависит только от сопротивления системы, начиная от узла d до конца сети, и не зависит от сопротивления сети до узла d:

$$\frac{V_m}{V_d} = \sqrt{\frac{s_{en}}{s_{En}}\,\frac{s_{kn}}{s_{Kn}}\,\frac{s_{ln}}{s_{Ln}}\,\frac{s_{m\text{-}n}}{s_{Mn}}\,\frac{s_d}{s_m}}. \qquad (6.21)$$

При изменении сопротивления на каком-либо участке тепловой сети у всех абонентов, расположенных между этим участком и концевой точкой сети, расход воды изменяется пропорционально. В той части сети, где расход меняется пропорционально, достаточно определить степень изменения расхода φ только у одного абонента.

Если в тепловой сети работают насосные подстанции, то при расчете гидравлического режима частное от деления напора насоса на квадрат расхода воды через насос учитывают как отрицательное сопротивление насоса:

$$s_{н.п} = -H_{н.п}/V_{н.п}^2, \qquad (6.22)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

юг европейской части бывшего СССР, южнее Харькова 0,8 МДж/с = 0,69 Гкал/ч и 7300 ГДж/год = 1750 Гкал/год.

В приложениях 7 и 8 приведены расчетная тепловая нагрузка и годовые расходы теплоты на одного жителя. Этими данными можно пользоваться для ориентировочных расчетов при отсутствии более точных сведений.

Контрольные вопросы и задания

1. Как определяется удельная (отнесенная к 1 м^3 наружного объема здания) теплопотеря теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур 1 °С? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в иее величин.
2. Выведите уравнение для расчета оптимальных (по минимуму теплопотерь) размеров здания заданного объема при заданных средних коэффициентах теплопередачи вертикальных и горизонтальных ограждений.
3. Что такое коэффициент инфильтрации? Как он определяется? Почему коэффициент инфильтрации зависит от наружной температуры?
4. Напишите уравнение теплового равновесия здания и объясните значения входящих в него величин.
5. Что понимается под расчетными значениями наружной температуры для отопления $t_{н.о}$ и для вентиляции $t_{н.в}$? Как эти температуры определяются?
6. Как определяется годовой расход теплоты на отопление района? Почему применение дежурного отопления на промышленных предприятиях снижает годовой расход теплоты на отопление?
7. Как определяется годовой расход теплоты на вентиляцию? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
8. Как определяется годовой расход теплоты на горячее водоснабжение района? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
9. Как строится годовой график продолжительности сезонной тепловой нагрузки по заданным зависимостям расходов теплоты на отопление и вентиляцию от наружной температуры? Как с помощью графика продолжительности определяется длительность использования тепловой мощности разных источников теплоты, работающих в общей системе?
10. Почему в районах с более низкой расчетной наружной температурой для отопления $t_{н.о}$ необходимо обеспечивать более низкие значения коэффициентов теплопередачи наружных ограждений жилых и общественных зданий?

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ

но часто на значительном расстоянии по-

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

1