

А.И.Андрющенко
Р.З.Аминов
Ю.М.Хлебалин

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ

Допущено
Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебного пособия
для теплоэнергетических
специальностей вузов



Москва
«Высшая школа» 1989

ББК 31.37
А66
УДК 621.311.22

Рецензенты:

кафедра тепловых электрических станций Белорусского политехнического института (зав. кафедрой — канд. техн. наук Н. Б. Карницкий); д-р техн. наук Е. Я. Соколов (Московский энергетический институт).

Андрющенко А. И. и др.

А66 Теплофикационные установки и их использование: Учеб. пособие для теплоэнергет. спец. вузов./ А. И. Андрющенко, Р. З. Аминов, Ю. М. Хлебалин. — М.: Высш. шк., 1989. — 256 с.: ил.

ISBN 5-06-000104-0

В пособии отражены основные пути развития теплофикационных установок. Рассмотрены особенности выбора оборудования и его использования в условиях переменных тепловых и электрических нагрузок. Изложены принципы выбора рациональных режимов работы энергоустановок. Описаны особенности атомных ТЭЦ и станций теплоснабжения, пути применения ядерного горючего для целей теплоснабжения и получения технологического пара, а также для использования возобновляемых источников энергии.

А 2203060000(4309000000)—532 **161—89**
001(01)—89

ББК 31.37
6П2.2

Учебное издание

**Андрющенко Анатолий Иванович, Аминов Рашид Зарифович,
Хлебалин Юрий Максимович**

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ

Зав. редакцией *Н. И. Хрусталева*. Редактор *В. И. Милешин*. Младшие редакторы *Н. М. Иванова, Г. Г. Бучина*. Художник *В. М. Боровков*. Художественный редактор *С. Г. Абелин*. Технический редактор *Г. А. Фетисова*. Корректор *Г. Н. Кострикова*

ИБ 7493

Изд. № СТД—599. Сдано в набор 30.05.89. Подп. в печать 14.11.89. Т—17650. Формат 84×108¹/₃₂. Бум. кн.-журн. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 13,44 усл. печ. л. 13,44 усл. кр.-отт. 13,89 уч.-изд. л. Тираж 8000 экз. Зак. № 1416. Цена 80 коп.

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14. Московская типография № 8 Государственного комитета СССР по печати. 101898. Москва, Центр, Хохловский пер., д. 7.

ISBN 5-06-000104-0 © А. И. Андрющенко, Р. З. Аминов,
Ю. М. Хлебалин, 1989

ПРЕДИСЛОВИЕ

По масштабам развития комбинированной выработки электроэнергии и теплоты СССР вышел на первое место в мире и прочно удерживает свои позиции. Развитие теплофикации осуществляется как традиционными путями на основе паротурбинных установок ТЭЦ с регулируемыми отборами, так и путем использования теплоты не регулируемых отборов турбоагрегатов атомных электростанций. Возможно также использование и других источников, включая газотурбинные и парогазовые установки, а также станции на возобновляемых видах энергии.

Теплофикационные установки, обеспечивая одновременно выработку тепловой и электрической энергии, являются неотъемлемой составной частью энергетических систем и в значительной степени подвержены их влиянию. Неравномерные графики электрических нагрузок, а также увеличение доли атомных электростанций в структуре генерирующих мощностей европейских энергосистем неизбежно приводят к изменению режимов использования теплофикационных установок, что должно найти отражение как в процессе эксплуатации, так и на стадии их проектирования. Значительная концентрация мощностей теплогенерирующих источников вызывает необходимость обеспечения требуемой надежности теплоснабжения, а также защиты окружающей среды и экологической безвредности источников. Это выдвигает сложные научные и инженерные задачи, для решения которых возникла необходимость подготовки и создания настоящего учебного пособия. В основу его положены результаты исследований и научных разработок, выполняемых в Саратовском политехническом институте. По характеру изложения затронутых вопросов предлагаемое учебное пособие является дополнением учебника Е. Я. Соколова «Теплофикация и тепловые сети» (Энер-

гоиздат, 1982) для специальностей «Тепловые электрические станции» и «Промышленная теплоэнергетика».

Общая редакция книги выполнена д-ром техн. наук, проф. А. И. Андрющенко. Введение (основы теории теплофикации) написано А. И. Андрющенко; § 1.5, главы 3 и 4, § 6.3; 6.4 — Р. З. Аминовым; § 1.1—1.4, главы 2, 5, § 6.1—6.2, § 7.1—7.3 и глава 8 — Ю. М. Хлебалиным, § 7.4 — Р. З. Аминовым и Ю. А. Фирсиным.

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам д-ру, техн. наук, проф. Е. Я. Соколову и коллективу кафедры тепловых электрических станций Белорусского политехнического института за весьма ценные замечания, которые были учтены при работе над книгой.

Замечания и пожелания читателей можно направлять по адресу: 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., 29/14, издательство «Высшая школа».

Авторы

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- АСПТ — атомная станция промышленного теплоснабжения;
АТЭЦ — атомная теплоэлектроцентраль;
АЭС — атомная электростанция;
ВЭР — вторичные энергоресурсы;
АСТ — атомная станция теплоснабжения;
ГАЭС — гидроаккумулирующая электростанция;
ДСП — дополнительный сетевой подогреватель;
ПВД — подогреватель высокого давления;
ПВК — пиковый водогрейный котел;
ПНД — подогреватель низкого давления;
ПТУ — паротурбинная установка;
РК — районная котельная;
РОУ — редуccionно-охлаditельная установка;
СП — сетевой подогреватель;
ТЭС — тепловая электростанция;
ТЭЦ — теплоэлектроцентраль;
ЧВД(ЦВД) — часть (цилиндр) высокого давления;
ЧНД(ЦНД) — часть (цилиндр) низкого давления;
ЧСД(ЦСД) — часть (цилиндр) среднего давления;
ЛМЗ — производственное объединение турбостроения «Ленинградский металлический завод»;
УТМЗ — производственное объединение «Уральский турбомоторный завод»;
ХТЗ — производственное объединение атомного турбостроения «Харьковский турбинный завод»;
ТКЗ — производственное объединение «Красный котельщик», Таганрогский котельный завод;
ЗИО — производственное объединение «Подольский котельный завод им. Г. К. Орджоникидзе»;
БКЗ — Барнаульский котельный завод;
ВТИ — Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Э. Дзержинского;

ЦКТИ — Центральный котлотурбинный институт имени И. И. Ползунова;

ВНИПИэнергопром — Всесоюзный государственный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт по промышленной энергетике и рациональному использованию в промышленности топлива, электроэнергии и тепловой энергии и вторичных энергоресурсов;

ЭНИН — Энергетический институт им. Г. М. Кржижановского;

СО АН СССР — Сибирское отделение Академии наук СССР;

БО ВНИПИэнергопром — Белорусское отделение ВНИПИэнергопрома;

ЛПИ — Ленинградский политехнический институт;

МЭИ — Московский энергетический институт;

СПИ — Саратовский политехнический институт.

ВВЕДЕНИЕ (ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛОФИКАЦИИ)

1. ОЧЕРК РАЗВИТИЯ ТЕПЛОФИКАЦИИ И ЕЕ ПЕРСПЕКТИВЫ

Теплофикация — одно из прогрессивных направлений развития энергетики. *Теплофикацией* называют централизованное теплоснабжение на базе комбинированного производства тепловой и электрической энергии. Электрические станции, где осуществляется совместная выработка и отпуск в соответствующие сети тепловой и электрической энергии, называются *теплоэлектроцентралями* (ТЭЦ). Комбинирование выработки теплоты и электроэнергии заключается в том, что в тепловую сеть отдается главным образом теплота отработавшего в турбинах пара (или газа). Это приводит к значительному уменьшению тепловых выбросов в системе энергоснабжения и снижению расхода топлива на 25—30% по сравнению с раздельной выработкой электрической энергии на КЭС и теплоты в районных котельных.

В 1985 г. установленная мощность ТЭЦ только Минэнерго СССР составила 76 ГВт, выработано электроэнергии 390 млрд. кВт·ч и отпущено теплоты 4400 млн. ГДж. Годовая экономия топлива от теплофикации в 1985 г. составила более 35 млн. т условного топлива (табл. 1).

В начале XX в. появились первые теплофикационные установки, одной из которых была учебная паротурбинная установка с отбором пара на отопление корпусов Петербургского политехнического института, однако началом развития теплофикации в нашей стране считается 25 ноября 1924 г., когда в Ленинграде одна из конденсационных турбин была переведена на ухудшенный вакуум с отпуском теплоты на отопление жилых домов целого района города. Развитие промышленных ТЭЦ начато в 1928 г., когда была построена ТЭЦ ВТИ в Москве, дававшая пар на производство и на отопление заводов. Ши-

Таблица 1. Основные показатели развития теплофикации

Наименование	Годы						Вероятная перспектива		
	1940	1945	1950	1960	1970	1980	1990	2000	2010
Суммарный отпуск ТЭЦ $Q_{\text{тэц}}$, млн. ГДж	105	164	293	1130	2933	4500	6000	8500	10500
Установленная мощность ТЭЦ $N_{\text{тэц}}$, млн. кВт	2	3	5	16	45	72	105	125	150
Выработка электроэнергии на ТЭЦ $Э_{\text{тэц}}$, млрд. кВт·ч	4,5	5	10	35	140	245	365	450	530
Экономия топлива от теплофикации $\Delta B_{\text{тэц}}$, млн. т у.т.	2,5	3,5	5	12	20,5	33	42	55	75
Протяженность тепловых сетей L , тыс. км	0,65	—	—	3,45	12,2	23	32	38	46

рокое развитие теплофикации началось после постановления июньского (1931 г.) Пленума ЦК ВКП(б). В соответствии с решением пленума были построены ТЭЦ и тепловые сети в ряде крупных городов страны (Москва, Ленинград, Харьков, Челябинск и др.). Ленинградский металлический завод (ЛМЗ) в 1931 г. выпустил первую теплофикационную турбину АПР-12, а в 1933 г. — турбину АТ-25. В 1934 г. на ТЭЦ ВТИ впервые в мировой энергетике был установлен прямоточный котел конструкции Рамзина паропроизводительностью 55,5 кг/с на параметры 14 МПа, 500 °С. К этому году установленная мощность ТЭЦ достигла 870 МВт, а экономия топлива — 1 млн. т в год. В 1940 г. уже работало около 100 ТЭЦ мощностью 2 ГВт с отпуском теплоты в размере 105 млн. ГДж, протяженность магистральных тепловых сетей составила 650 км, годовая экономия топлива достигла 2,5 млн. т условного топлива (у. т.). В 1940 г. СССР по мощности ТЭЦ занял первое место в мире.

В годы Великой Отечественной войны в результате военных действий и временной оккупации некоторых районов страны многие ТЭЦ были разрушены. Часть из них удалось демонтировать и построить вновь в восточных районах. В начале 1942 г. были пущены в эксплуатацию ТЭЦ Челябинская, Новосибирская, Уральского тур-

бинного завода и др. К 1945 г. установленная мощность ТЭЦ превысила довоенный уровень и составила 3,5 ГВт. С 1945 г. строятся новые ТЭЦ с использованием отечественного и зарубежного оборудования. К 1950 г. мощность ТЭЦ увеличилась до 5 ГВт, отпуск теплоты — до 293,3 млн. ГДж, а экономия топлива достигла 5 млн. т условного топлива в год.

Уже в 1948 г. на ЛМЗ была изготовлена теплофикационная турбина Т-25-90 на начальные параметры пара 9 МПа, 480°C, а в 1949 г. — турбина ПТ-25-90 с промышленным отбором пара, ставшие наиболее эффективными агрегатами того времени. Таганрогский, Подольский и Барнаульский котельные заводы изготовили для них котлоагрегаты давлением 10 МПа типа ТП-170, ТП-230, ПК-19, ПК-14 и др. В 1956 г. на ЛМЗ была изготовлена турбина ПТ-50-90 с двумя регулируемыми отборами пара. В 1960 г. отпуск теплоты от ТЭЦ по сравнению с 1950 г. увеличился в 3,85 раза, установленная мощность и производство электроэнергии — в 3 раза, экономия топлива — в 2,5 раза. За 10 лет (с 1950 по 1960 г.) на ТЭЦ было установлено более 500 турбин на параметры пара 9 МПа, 500°C. В результате увеличения начальных параметров пара с 2,6—3,5 до 9 МПа, удельный расход топлива с 450 г/(кВт·ч) снизился до 395 г/(кВт·ч). Очень высоких темпов развития теплофикация получила за десятилетие с 1960 по 1970 г. Мощность ТЭЦ возросла в 2,8 раза и составила 45 ГВт, а отпуск теплоты — 2933 млн. ГДж.

В связи с ростом тепловых нагрузок на коммунально-бытовые и технологические нужды потребовалось укрупнение единичных мощностей котлотурбинного оборудования ТЭЦ. Уральский турбомоторный завод (УТМЗ) в содружестве с научными и проектными институтами страны приступил к проектированию и выпуску новой серии теплофикационных турбин типов Т-50/60-130, Т-100/120-130, ПТ-50/60-130/7 на начальные параметры пара 13 МПа, 565°C. Переход на более высокую ступень параметров перегретого пара позволил повысить экономическую эффективность ТЭЦ. Турбина Т-50-130 по сравнению с двумя турбинами Т-25-90 позволяет экономить 15 тыс. т у. т., а турбина Т-100-130 по сравнению с четырьмя турбинами Т-25-90 экономит 20 тыс. т у. т. в год. Повышение параметров с 9 МПа, 535°C до 13 МПа, 565°C позволяет на теплофикационных блоках экономить 4—5% топлива в год. Промежуточный перегрев пара в

конденсационных турбинах с отопительным отбором дает дополнительно 3%, а многоступенчатый подогрев сетевой воды — еще 2% экономии топлива.

В 1962 г. на ТЭЦ № 20 Мосэнерго была пущена первая теплофикационная турбина Т-100-130 УТМЗ, не имевшая себе равных за рубежом. За проектирование, испытание и освоение турбины Т-100-130 группе работников УТМЗ, ВТИ и ТЭЦ № 20 была присуждена Ленинская премия за 1966 г. На ЛМЗ с 1962 г. начат выпуск противодавленческих турбин мощностью 50 МВт (Р-50-130/13). Наряду с этим на котельных заводах был освоен выпуск котлоагрегатов на параметры 14 МПа и 570°C, из них наибольшее распространение на ТЭЦ получили котлы Таганрогского и Барнаульского заводов производительностью 116 кг/с (420 т/ч) типа ТП-80, ТП-86, БКЗ-420 для твердого топлива и ТГМ-84, БКЗ-42 ОГМ для газа и мазута. С 1960 г. начат выпуск пиковых водогрейных котлов типа ПТВМ-50 и ПТВМ-100, с широким их внедрением на ТЭЦ и районных котельных.

В 1964 г. на Ленинградской ГРЭС № 1 была пущена первая опытно-промышленная парогазовая установка с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ) производительностью 33,4 кг/с (120 т/ч), мощностью 16 МВт. Успешная эксплуатация установки позволила проектировать и сооружать более крупные ПГУ и на ТЭЦ. Так, в 1972 г. на Краснодарской ТЭЦ началась эксплуатация теплофикационной газотурбинной установки ГТУ-100-750-2 мощностью 100 МВт с теплофикационным котлом-утилизатором производительностью 508,2 ГДж/ч (120 Гкал/ч).

Построена парогазовая установка на Невинномысской ГРЭС мощностью 200 МВт с ВПГ паропроизводительностью 116 кг/с на параметры 13 МПа, 570/570°C с паровой турбиной К-160-130 и газовой — на 40 МВт.

В 1970 г. изготовление теплофикационных турбин на давление 9 МПа, 535°C было прекращено. К этому времени удельный вес котлотурбинного оборудования ТЭЦ с параметрами 13 МПа и единичной мощностью 50—100 МВт составил 40%.

Наибольшие количественные и качественные результаты в развитии теплофикации достигнуты в 1970—1980 гг. Как видно из табл. 1, за этот период отпуск теплоты от ТЭЦ вырос в 1,5 раза, а установленная мощность и производство электроэнергии — в 1,6 раза. Экономия топлива от теплофикации в 1980 г. составила 33 млн. т

у. т., протяженность магистральных тепловых сетей — 23 тыс. км.

Новым крупным достижением отечественного энергомашиностроения в это десятилетие явилось создание на УТМЗ еще более мощных теплофикационных турбин типа Т-250/300-240, ПТ-135/165-130/15. В 1971 г. на ТЭЦ № 22 Мосэнерго был пущен в эксплуатацию крупнейший в мире турбоагрегат мощностью 250 тыс. кВт (Т-250/300-240) на закритические параметры с промежуточным перегревом пара. Турбина работает в блоке с двухкорпусным котлоагрегатом паропроизводительностью 264 кг/с (950 т/ч) типа ПК-41, ТПП-210/А Подольского и Таганрогского котельных заводов. Установка турбины Т-250/300-240 вместо двух турбин Т-100/120-130 позволяет сократить удельный расход металла на 17% и экономить топливо в количестве 32 тыс. т у. т. в год.

Турбина с противодавлением типа Р-100-130/15 используется на промышленных ТЭЦ с отпуском 178 кг/с (650 т/ч) пара на технологические нужды предприятий с параметрами 1,2—1,5 МПа. По сравнению с двумя турбинами Р-50-130 она экономит 1 млн. руб. капиталовложений и около 4 тыс. т у. т. в год. Турбина ПТ-135/165-130/15 имеет один регулируемый отбор пара для промышленных нужд давлением 1,2—1,5 МПа и два регулируемых отопительных отбора давлением 0,05—0,25 МПа. По сравнению с двумя турбинами ПТ-60/75-130/13 она обеспечивает годовую экономию топлива в количестве 17 тыс. т у. т. в год и снижает капиталовложения на 1,5—2 млн. руб. УТМЗ и ЛМЗ приступили к выпуску новой серии теплофикационных турбин типа Т-170-130 без промежуточного перегрева пара и типа Т-180-130 с промежуточным перегревом пара до 540 °С, которые позволяют получить дополнительную экономию топлива и капиталовложений. Значительную экономию обеспечивает также переход на новые, более мощные котлы. Так, например, серийные турбины ПТ-135/165-130/15, Р-100-130/15 и Т-175/210-130 унифицированы по цилиндрам высокого давления с одинаковым расходом острого пара (210 кг/с), с установкой двух котлов по 116 кг/с (420 т/ч) к каждой турбине. Замена их новым котлом паропроизводительностью 222 кг/с (800 т/ч) экономит капиталовложений до 1 млн. руб. на блок.

В настоящее время в стране работает 920 ТЭЦ, вырабатывающих более 1,2 млрд. Гкал в год тепловой энергии и свыше 400 млрд. кВт·ч электроэнергии. Около

70 ТЭЦ имеют единичную мощность 400—500 МВт, а некоторые — более 1 ГВт. Суммарная мощность всех ТЭЦ составила $\frac{1}{3}$ мощности тепловых электростанций страны.

Эффективность теплофикации можно значительно повысить, если устранить имеющиеся недостатки в ее осуществлении. Главными из них являются:

- несоответствие фактического теплопотребления расчетным нагрузкам, заложенным в проектах ТЭЦ; из-за отставания строительства магистральных и распределительных тепловых сетей;

- отсутствие или недостаток пиковой тепловой мощности, в том числе из-за несоответствия мощности пиковых водогрейных котлов номинальной при их работе на мазуте;

- завышение температуры обратной сетевой воды и увеличенные утечки теплоносителя.

Указанные недостатки теплофикации приводят к тому, что в ряде случаев ее технико-экономические показатели становятся хуже, чем при раздельной выработке энергии на КЭС и в РК. В частности, недогрузка отборов турбин ТЭЦ, приводящая к недовыработке электрической энергии по теплофикационному режиму, вызывает увеличение производства электроэнергии по неэкономичному конденсационному режиму. По этой причине за три года (1980—1983) средний удельный расход топлива на отпущенный киловатт-час на ТЭЦ увеличился на 3,1 г/(кВт·ч).

Значительно увеличить экономию топлива от теплофикации можно осуществлением ряда мероприятий по загрузке отборов действующих турбин ТЭЦ, демонтажем физически и морально изношенных агрегатов, модернизацией и реконструкцией с переводом в теплофикационный режим устаревших конденсационных турбин. Актуальной проблемой в настоящее время является повышение маневренности действующего и проектируемого оборудования ТЭЦ, вызываемое необходимостью загрузки теплоэлектроцентралей по электрической выработке в ночное время для повышения эффективности работы энергетических систем.

Первая в мире атомная ТЭЦ была построена в СССР в 1973 г. на Крайнем Севере — Билибинская АТЭЦ — мощностью 48 МВт с отпуском теплоты 105 ГДж/ч. Длительная эксплуатация этой станции показала надежность

и экономичность ее основного оборудования. На ряде АЭС (Белоярская, Курская и др.) теплота нерегулируемых отборов турбин передается на теплоснабжение прилегающих жилых поселков. Проводятся проектные работы строительства новых АТЭЦ для теплоснабжения ряда городов страны.

Основными положениями Энергетической программы СССР предусматриваются на длительную перспективу следующие главные направления развития теплофикации страны: повышение эффективности использования действующих ТЭЦ путем их модернизации; расширение централизованного теплоснабжения на базе строительства ТЭЦ и районных котельных на органическом топливе; использование ядерного топлива для централизованного теплоснабжения путем строительства АТЭЦ, АСТ и использования теплоты нерегулируемых отборов пара турбин АЭС; расширение использования ТЭЦ в качестве маневренных электростанций; освоение для нужд теплоснабжения нетрадиционных возобновляемых источников энергии; оснащение современным оборудованием и автоматикой всех систем централизованного теплоснабжения народного хозяйства, повышение технического уровня и надежности тепловых сетей, совершенствование конструкций теплопроводов и их защиты от коррозии.

Дальнейшее развитие теплофикации как на органическом, так и на ядерном топливе должно сократить численность обслуживающего персонала на 1,5—2,0 млн. человек и снизить расход органического топлива на 60—75 млн. т у. т. в год [11].

Эффективность теплофикации обеспечивалась в нашей стране регулярным выполнением научных исследований, по результатам которых осуществлялись все новые технические решения. Наиболее крупный научный вклад был внесен учеными ВТИ, ЦКТИ, ЭНИН, ВНИПИэнергопрома, НИИэнергосетьпроекта, Атомтеплоэлектропроекта, СЭИ СО АН СССР, ХТЗ, ТКЗ, Союзтехэнерго, а также ряда вузов страны — МЭИ, ЛПИ, СПИ и др. Большой вклад в создание теплофикационного оборудования внесли ЛМЗ, УТМЗ и другие заводы.

Советские ученые-энергетики стали подлинными пионерами теплофикации, они создали специальную научную дисциплину — теплофикацию, которая обеспечивает решение важнейших задач:

— оптимальное проектирование крупных теплоснабжающих систем;

— создание высокоэкономичных типов теплоэнергетического оборудования;

— разработка методов расчета экономически наиболее выгоднейших параметров, режимов работы ТЭЦ и тепловых сетей;

— определение способов совершенствования строительства и эксплуатации теплоснабжающих систем;

— разработка средств автоматизации, телемеханизации систем управления.

В начальный период развития теплофикации большой вклад внесли советские ученые и инженеры Л. Л. Гинтер, В. В. Дмитриев, Б. Л. Шифринсон и др. Ими же были созданы первые учебники по теплофикации.

В создании и формировании отечественной школы ученых-теплофикаторов, в исследовании крупных теплоснабжающих систем общеизвестны заслуги акад. Л. А. Мелентьева, профессоров А. С. Горшкова, Е. Я. Соколова, С. Ф. Копьева, а также В. Б. Пакшвера, Г. И. Россиевского, В. Я. Хасилева, Н. М. Зингера, Л. Т. Кулояна, А. П. Меренкова, Л. С. Хрилева и др.

Советскими учеными были разработаны методики технико-экономических расчетов по оптимизации схем и параметров ТЭЦ и тепловых сетей, а также атомных теплофикационных установок. В числе таких работ следует назвать труды профессоров Е. Я. Соколова, Я. М. Рубинштейна, М. И. Щепетильникова, В. Я. Рыжкина, Г. Б. Левенталя, Т. Х. Маргуловой, Е. Ф. Ратникова и др.

Определенный вклад в понимание сущности теплофикации, разработки термодинамических циклов теплоэнергетических установок и методов оптимизации внесли известные ученые термодинамики В. С. Мартыновский, Д. П. Гохштейн, Д. Д. Калафати, В. М. Бродянский и др. Ряд исследований по созданию термодинамических основ расчета теплофикационных установок, оптимизации отборов пара, разработке тепловых схем АТЭЦ были выполнены учеными Саратовского политехнического института.

Указанное развитие советской науки позволило инженерам, конструкторам и рабочим ведущих научно-исследовательских институтов и заводов-изготовителей котлотурбинного оборудования создать уникальное теплофикационное оборудование и выйти на передовые позиции в мире.

2. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ОТ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Эффективность теплофикации оценивается прежде всего величиной экономии топлива при комбинированной (ТЭЦ) по сравнению с раздельной (КЭС и РК) схеме производства электрической и тепловой энергии. Вместе с тем капиталовложения в комбинированную систему, вызванные удорожанием ТЭЦ (по сравнению с КЭС) и строительством магистральных тепловых сетей, всегда выше капиталовложений при раздельной схеме. Теплофикация эффективна в том случае, если величина указанной экономии топлива окупает вызванный перерасход капиталовложений.

Экономия топлива от теплофикации в энергосистеме оценивается по разности расходов топлива в ней при комбинированной выработке энергии на ТЭЦ и при раздельной выработке такого же количества электроэнергии на КЭС и теплоты в районной (заводской) котельной. При этом в реальных схемах теплоэнергоснабжения следует учитывать различие в КПД котлов и турбин ТЭЦ, КЭС и РК, изменение потерь в тепловых и электрических сетях вследствие изменения дальности транспорта энергии и ее расходов на собственные нужды источников. Обеспечение потребителей заданным количеством и качеством всех видов отпускаемой им энергии при всех режимах их работы вызывает необходимость создания в энергосистемах кроме ТЭЦ еще дополнительных тепловых и электрических установок. Соответственно экономия топлива от теплофикации в системе

$$\Delta B = B_{\text{разд}} - B_{\text{комб}}, \quad (1)$$

где $B_{\text{разд}} = B_{\text{КЭС}} + \Sigma B_{\text{кот}}$; $B_{\text{комб}} = B_{\text{ТЭЦ}} + B_{\text{п.к}} + B_{\text{д.э.}}$.
Здесь $B_{\text{разд}}$, $B_{\text{комб}}$ — соответственно годовые расходы топлива в раздельной и комбинированной схемах при заданном потреблении электрической и тепловой энергии; $B_{\text{КЭС}}$ — расход топлива на КЭС, вырабатывающей раздельно нужное для рассматриваемой группы электропотребителей количество энергии с учетом потерь в электросетях; $\Sigma B_{\text{кот}}$ — суммарный расход топлива в котельных энергосистемы при раздельной выработке энергии; $\Sigma B_{\text{ТЭЦ}}$ — суммарный расход топлива на комбинированную выработку заданного количества теплоты и электроэнергии на ТЭЦ, учитывающий изменения потерь в тепловых и электрических сетях; $B_{\text{п.к}}$ и $B_{\text{д.э.}}$ — расход топлива на

пиковой котельной и дополнительной электростанции (или на конденсационную выработку на ТЭЦ).

Экономия топлива от комбинированной выработки энергии на ТЭЦ по методике Министерства электростанций СССР (МЭС) условно разделяется на две части: $\Delta B = \Delta B_{\text{э}} + \Delta B_{\text{т}}$, где $\Delta B_{\text{э}}$ — экономия топлива, отнесенная на производство электрической энергии; $\Delta B_{\text{т}}$ — то же на выработку теплоты. В свою очередь, каждая из них определяется через разность фактических удельных расходов топлива при раздельной выработке и условно-расчетных удельных расходов на ТЭЦ при комбинированной выработке:

$$\left. \begin{aligned} \Delta B_{\text{э}} &= \mathcal{E}_{\text{т}}(b_{\text{кэс}} - b_{\text{э.т}}) - \mathcal{E}_{\text{к}}(b_{\text{э.к}} - b_{\text{кэс}}); \\ \Delta B_{\text{т}} &= (b_{\text{р.к}} - b_{\text{тэц}}) Q_{\text{т}}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Здесь $\mathcal{E}_{\text{т}}$, $\mathcal{E}_{\text{к}}$ — выработка электроэнергии на ТЭЦ по теплофикационному и конденсационному режимам; $Q_{\text{т}}$ — общий отпуск теплоты от ТЭЦ; $b_{\text{э.к}}$, $b_{\text{кэс}}$ — фактические удельные расходы топлива на выработку электроэнергии по конденсационному режиму на ТЭЦ и на замещающей КЭС; $b_{\text{э.т}}$ — условно-расчетный удельный расход топлива на выработку электроэнергии на базе отпуска теплоты; $b_{\text{р.к}}$, $b_{\text{тэц}}$ — удельные расходы топлива по производству тепловой энергии на районной котельной и на ТЭЦ. При этом условно считается, что величина $b_{\text{тэц}}$ не зависит от температуры и давления отдаваемого в сеть пара или горячей воды.

Вся неопределенность уравнений (2) заключается в практической невозможности точного определения удельных показателей $b_{\text{э.т}}$, $b_{\text{э.к}}$. По методике МЭС их определяют путем отнесения всей экономии топлива от комбинирования производства электроэнергии и теплоты только на счет электроэнергии. Такой метод расчета общей экономии топлива от теплофикации поощряет Минэнерго активно ее развивать и широко применяется.

Главной составляющей экономии топлива в энергосистеме здесь является произведение $\mathcal{E}_{\text{т}}(b_{\text{кэс}} - b_{\text{э.т}})$, определяемое как результат выработки электроэнергии без отвода теплоты холодному источнику.

По принятому Минэнерго СССР методу $b_{\text{э.т}}$ определяется по разности энтальпий острого и отборного пара и оказывается примерно в два раза ниже удельного расхода топлива на замещаемых КЭС — $b_{\text{кэс}}$. Например, для противодавленческих турбин ТЭЦ типа Р-50-130/13 при-

нимают $b_{э,т}=160\div 170$ г/(кВт·ч), в то время как для крупных современных блоков КЭС типа К-800-240 значения $b_{кэс}=320\div 350$ г/(кВт·ч).

Значение теплофикационной выработки электроэнергии $\mathcal{E}_т$ обычно представляют через произведение отпущенной теплоты $Q_т$ на показатель y , называемый *удельной выработкой электроэнергии на базе отпущенной теплоты*, т. е. $\mathcal{E}_т \approx Q_т y$, откуда

$$y = \mathcal{E}_т / Q_т = l_ц / q_т, \quad (3)$$

где $l_ц$ — полезная работа цикла; $q_т$ — отданная теплота в сети, приходящаяся на 1 кг острого пара.

Этот показатель зависит от термодинамического совершенства теплофикационного цикла, и чем он выше при заданном $Q_т$, тем больше $\mathcal{E}_т$ и тем больше экономия топлива от теплофикации. Второе слагаемое первой формулы (2) $\mathcal{E}_к(b_{э,к}-b_{кэс})$ учитывает перерасход топлива, связанный с производством в теплофикационных турбинах электроэнергии по неэкономичному конденсационному циклу (в ее конденсационном «хвосте»). Удельный расход топлива на этом режиме на ТЭЦ составляет $b_{э,к}=420\div 450$ г/(кВт·ч) и всегда выше, чем на замещаемых КЭС — $b_{кэс}$. Причинами этого являются:

1) значительно более низкий КПД конденсационных хвостов теплофикационных турбин, где в зимнее время работает очень малое количество пара, поступающее туда только для вентиляции проточной части турбины, и в летнее время слишком большое его количество, работающее при худшем, чем на КЭС, вакууме;

2) параметры пара на ТЭЦ, как правило, более низкие, чем на замещаемых КЭС;

3) дополнительные потери работы пара в регулирующих органах и от меньшей единичной мощности теплофикационных турбин (особенно влияет сезонность отпуска теплоты от ТЭЦ).

В результате из уравнений (2) следует два основных направления экономии топлива от теплофикации: 1) увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении; 2) сокращение производства на ТЭЦ электроэнергии по неэкономичному конденсационному циклу. Эти направления реализуются путем выбора оптимальных конечных и начальных параметров пара на ТЭЦ, режима тепловых нагрузок, типа турбин и режима их работы, мощности и типа пиковых источников энергии. Вместе с тем условность отнесения главной экономии топлива от

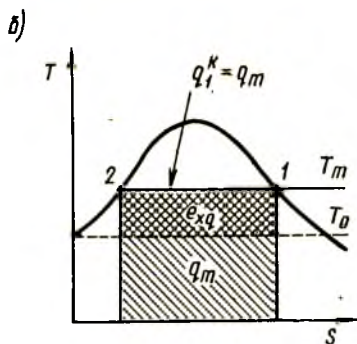
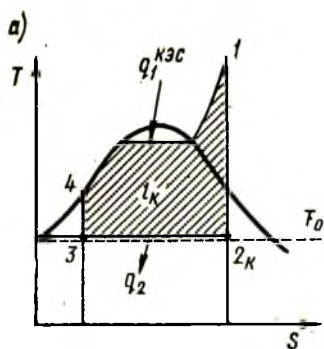


Рис. 1. Термодинамические процессы водяного пара на КЭС и в районной котельной

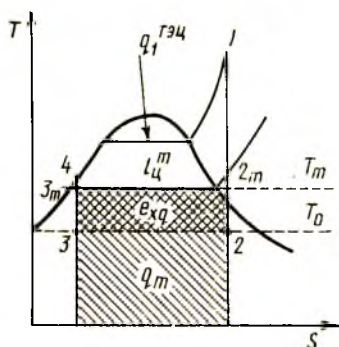


Рис. 2. Термодинамические процессы на противодавленной ТЭЦ

теплофикации только на выработку электроэнергии не позволяет студенту правильно определить, где и когда образуется экономия топлива от комбинирования выработки электроэнергии и теплоты. Наиболее просто это можно увидеть при сравнении с помощью Ts -диаграмм термодинамических процессов паротурбинной КЭС, работающей по циклу Ренкина (рис. 1, а), и паровой котельной, отпускающей потребителю насыщенный пар с температурой T_r (рис. 1, б), с процессами, происходящими на их паротурбинной ТЭЦ (рис. 2). На рисунках линия 3-4 цикла условно изображает регенеративный подогрев питательной воды.

Пусть при раздельной выработке энергии в системе на КЭС вырабатывается D кг пара и производится электрической энергии $\mathcal{E}_{КЭС} = D l_{кп}$. Соответственно расходуется теплота топлива $Q_{КЭС} = D q_{1КЭС}$. Кроме того, для выработки технологического пара в котельной расходуется теплота топлива $Q_{кот} = Q_r$. Если теперь эту КЭС превратить в ТЭЦ, работающую по циклу рис. 2, то при том же

расходе острого пара D (а следовательно, и теплоты топлива) будет выработано электрической энергии только $\mathcal{E}_{\text{тэц}} = D l_{\text{ц}}^{\tau} \ll \mathcal{E}_{\text{кэс}}$, поскольку $l_{\text{ц}}^{\tau} \ll l_{\text{ц}}^{\kappa}$. При этом выброс теплоты в конденсаторе (равной $D q_2$) исключается. Однако невыработанную энергию в количестве $\Delta \mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{кэс}} - \mathcal{E}_{\text{тэц}} = D (l_{\text{ц}}^{\kappa} - l_{\text{ц}}^{\tau})$ надо выработать на другой конденсационной электростанции, где не только будет израсходовано определенное количество топлива $\Delta B_{\text{эл}}$, но и будет выброшена в окружающую среду из конденсаторов турбин энергия $\Delta Q_2 \approx \Delta D q_2$. Одновременно на паровой котельной будет ликвидирован расход топлива $B_{\text{кот}}$, соответствующий отпуску теплоты от ТЭЦ $Q_{\text{т}}$. Экономия топлива от введения комбинированной выработки энергии

$$\Delta B_{\text{э.к}} = B_{\text{кот}} - \Delta B_{\text{эл}}. \quad (4)$$

Важно отметить, что распространенное утверждение, будто экономия топлива от теплофикации всегда соответствует величине ликвидируемого выброса теплоты ($D q_2$) в конденсаторе ТЭЦ, не всегда является правильной. Как было показано, в результате уменьшения электрической выработки на ТЭЦ на $\Delta \mathcal{E}$ и выработки этого ее количества в дополнительной установке конденсационным путем появился новый выброс теплоты ($\Delta D q_2$), хотя и меньший, чем $D q_2$. Более того, эта дополнительная конденсационная выработка и дополнительный выброс теплоты оказываются прямо пропорциональными эксергии отпускаемой теплоты $e_{\text{хк}}$ (дважды заштрихованные площадки на рис. 1 и 2). Чем больше $e_{\text{хк}}$, тем больше $\Delta \mathcal{E}$, расход топлива $\Delta B_{\text{эл}}$ и, согласно (4), тем меньше экономия топлива от комбинированной выработки. Вполне очевидно, что максимум $\Delta B_{\text{эл}}$ будет в том случае, когда $e_{\text{хк}} = 0$, а минимум ее, т. е. $\Delta B_{\text{э.к}} = 0$, будет при $e_{\text{хк}} = l_{\text{ц}}^{\kappa}$. Очевидно, что чем меньше $e_{\text{хк}}$, тем больше эксергетические потери от термодинамического несовершенства преобразования энергии топлива в районной котельной. При комбинировании производства электроэнергии и теплоты эти потери резко уменьшаются. Отсюда следует вывод: *экономия топлива от комбинирования производства электрической энергии в наибольшей степени зависит от эксергетического потенциала отдаваемой в сеть теплоты и величины эксергетических потерь на ТЭЦ и в котельных.*

Чем ниже температура отпуска теплоты $T_{\text{т}}$, тем больше эксергетические потери в котельной (от необратимого теплообмена между продуктами сгорания топлива и па-

ром) и тем соответственно больше экономия топлива от ликвидации такой выработки теплоты. Что касается совершенства процессов на ТЭЦ по сравнению с КЭС, то общие эксергетические потери на самой ТЭЦ (при одинаковых начальных параметрах) почти не отличаются от КЭС. Таким образом, главным, что определяет величину экономии топлива от теплофикации, является ликвидируемое эксергетическое несовершенство преобразования химической энергии топлива в низкопотенциальную теплоту в районных котельных. Комбинировать производством высокопотенциальной теплоты с выработкой электроэнергии поэтому оказывается невыгодным.

3. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЭЦ И ЭНЕРГОСИСТЕМЫ В ЦЕЛОМ

Трудность оценки эффективности работы ТЭЦ по сравнению с КЭС заключается в наличии двух неравноценных видов вырабатываемой энергии: теплоты и работы. Их неравноценность заключается в том, что из теплоты сгоревшего топлива можно получить работы в 2,5—3 раза меньше, чем величина химической энергии этого топлива, а теплоты для отпуска потребителям практически в том же количестве. Такое различие качества этих двух видов энергии обусловлено вторым законом термодинамики, согласно которому максимальная работа теплоты оценивается ее эксергией

$$L_{\max} = \bar{E}_Q = Q(1 - T_0/T_{\text{ср}}),$$

где T_0 — абсолютная температура окружающей среды; $T_{\text{ср}}$ — среднетермодинамическая температура отдачи теплоты от горячего источника, К.

Вместе с тем существует два подхода в составлении показателей эффективности ТЭЦ и их циклов. Это так называемый *балансовый метод*, при котором не учитывается качественное различие разных видов энергии, и *эксергетический метод*.

Основными показателями эффективности ТЭЦ по балансовому методу ее оценки являются:

1) коэффициент использования теплоты топлива $\eta_{\text{к.и.т.}}$, равный отношению суммарного количества отпущенной энергии ($\mathcal{Q} + Q_{\text{т}}$) к израсходованной теплоте топлива:

$$\eta_{\text{к.и.т.}} = \frac{\mathcal{Q} + Q_{\text{т}}}{BQ_{\text{п}}} ; \quad (5)$$

2) электрический КПД ТЭЦ $\eta_{\text{ТЭЦ}}$, равный отношению полученной электроэнергии к отнесенной на ее выработку теплоте топлива, при этом последняя считается как разность между всей теплотой сожженного на ТЭЦ топлива и отданной в тепловую сеть:

$$\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э}} = \frac{\mathcal{E}}{BQ_{\text{T}}^{\text{н}} - Q_{\text{T}}^{\text{т}}}, \quad (6)$$

где $Q_{\text{T}}^{\text{т}}$ — теплота топлива, отнесенная на выработку отпущенной в сеть теплоты Q_{T} с учетом потерь в котлах ТЭЦ.

С целью определения пригодности этих показателей для оценки совершенства циклов ТЭЦ рассмотрим приведенный на рис. 3 в Ts -диаграмме реальный цикл теплофикационной установки с противодавлением. Здесь теплота, подведенная в цикле q_1 , определяется площадью 1 2' 6' 5 4. Теоретическая работа цикла $l_{\text{ц}}^{\text{т}}$ соответствует площади 1 2' 3 4; теплота отработавшего пара в идеальном цикле $q_{\text{T}}^{\text{т}}$ равна площади 2' 6' 5 4, а в реальном $q_{\text{T}}^{\text{р}}$ — площади 2 6 5 4. Действительная (внутренняя) работа цикла $l_{\text{ц}}^{\text{р}}$ меньше $l_{\text{ц}}^{\text{т}}$ на величину площади 2 6 6' 2', последняя равна увеличению q_{T} , т. е. разности $q_{\text{T}}^{\text{р}} - q_{\text{T}}^{\text{т}}$.

Для теоретического и реального циклов коэффициент использования теплоты топлива на ТЭЦ составит

$$\eta_{\text{к.и.т}}^{\text{т}} = \frac{l_{\text{T}}^{\text{т}} + q_{\text{T}}^{\text{т}}}{q_1^{\text{т}}} = \frac{l_{\text{T}}^{\text{р}} + q_{\text{T}}^{\text{р}}}{q_1} = 1, \text{ так как}$$

$$l_{\text{T}}^{\text{т}} + q_{\text{T}}^{\text{т}} = q_1^{\text{т}} \text{ и } l_{\text{T}}^{\text{р}} + q_{\text{T}}^{\text{р}} = q_1.$$

Соответственно электрический КПД $\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э}}$ и для теоретического и для реального циклов противодавленческой установки (где конденсационная выработка электроэнергии отсутствует) также будет равен единице, т. е.

$$\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э}} = \frac{l_{\text{T}}^{\text{т}}}{q_1^{\text{т}} - q_{\text{T}}^{\text{т}}} = \frac{l_{\text{T}}^{\text{р}}}{q_1 - q_{\text{T}}^{\text{р}}} = 1,$$

поскольку $q_1^{\text{т}} - q_{\text{T}}^{\text{т}} = l_{\text{T}}^{\text{т}}$, а $(q_1 - q_{\text{T}}^{\text{р}}) = l_{\text{T}}^{\text{р}}$.

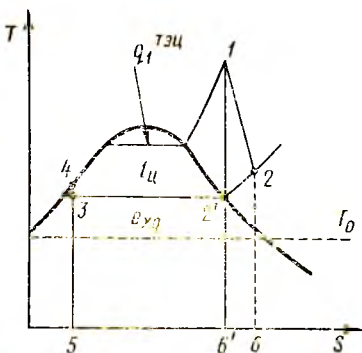


Рис. 3. Реальный цикл теплофикационной установки с противодавлением

При этом как бы мы ни повышали начальные параметры пара или величину противодействия или как бы ни менялись потери работы, в турбине оба этих показателя не изменятся. Их может изменить только появление конденсационной выработки электроэнергии. Отсюда становится очевидным, что ни коэффициент использования теплоты топлива, ни «электрический КПД ТЭЦ» не отражают степень использования возможной работы пара, не учитывает параметры отпуска теплоты и не определяют экономию топлива от теплофикации. Следовательно, эти коэффициенты непригодны для оценки совершенства циклов ТЭЦ и явно недостаточны для оценки эффективности эксплуатации ТЭЦ. Вместе с тем величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении $y = l_{\tau}/q_{\tau}$ отражает эти факторы и является вполне пригодной для этих целей.

Действительно, чем выше начальные параметры пара на ТЭЦ и чем ниже противодействие, тем больше y ; чем меньше потери работы в турбине, тем больше y и т. д. А чем больше y , тем меньше конденсационная выработка электроэнергии и тем больше экономия топлива в энергосистеме.

Рассмотрим теперь эксергетические показатели циклов ТЭЦ и КЭС. Согласно этому методу, эксергетический КПД цикла КЭС равен отношению выработанной электрической (механической) энергии $l_{\text{ц}}^*$ к израсходованной эксергии теплоты топлива, т. е.

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{КЭС}} = l_{\text{ц}}^*/e_{x1}, \quad (7)$$

а для ТЭЦ — отношению суммы выработанной механической энергии и эксергии ($l_{\text{ц}}^{\tau} + e_{x\tau}$) к той же e_{x1} :

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ТЭЦ}} = (l_{\text{ц}}^{\tau} + e_{x\tau})/e_{x1}. \quad (8)$$

Здесь $l_{\text{ц}}^*$ — внутренняя работа цикла КЭС; e_{x1} — эксергия подведенной в цикл теплоты; $l_{\text{ц}}^{\tau}$ — внутренняя работа цикла ТЭЦ; $e_{x\tau}$ — эксергия отпускаемой в сеть теплоты.

Легко убедиться, что эти показатели отражают влияние начальных параметров пара и внутрицикловые потери работы. Поэтому они являются незаменимыми для оценки и анализа совершенства самих циклов. Однако для идеальных и для реальных циклов, как видно из рис. 1 и 2, всегда будет $l_{\text{ц}}^* \approx l_{\text{ц}}^{\tau} + e_{x\tau}$.

По этой причине эксергетические КПД циклов ТЭЦ и КЭС по реальной величине оказываются почти равны

друг другу: $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТЭЦ}} \approx \eta_{\text{ex}}^{\text{КЭС}}$. Вместе с тем они практически не зависят от величины противодействия, являющейся решающим фактором экономии топлива, достигаемой от теплофикации. Следовательно, и эксергетические КПД циклов не позволяют определить эффективность теплофикации и величину экономии топлива в системе. Главное заключается в том, что эти показатели относятся к самим электростанциям и не учитывают совершенства процессов в ликвидируемых при теплофикации котельных. Очевидно, что экономия топлива достигается во всей энергетической системе в целом и для ее определения необходимо иметь показатели эффективности таких систем. Такие показатели можно составить по эксергетическому методу. Так, при раздельной выработке энергии эта система состоит из КЭС и отопительных (заводских) котельных. Ее эксергетический КПД

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{разд}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{отп}} + \Sigma E_{\text{x}}^Q}{B_{\text{КЭС}} Q_{\text{p1}}^{\text{н}} + B_{\text{кот}} Q_{\text{p2}}^{\text{н}}}, \quad (9)$$

где $Q_{\text{p1}}^{\text{н}}$ и $Q_{\text{p2}}^{\text{н}}$ — теплотворные способности топлив, сжигаемых на КЭС и в котельных, практически равные их химической эксергии; $\mathcal{E}_{\text{отп}}$ и ΣE_{x}^Q определяются по месту потребления.

При осуществлении теплофикации энергетическая система будет уже состоять из ТЭЦ, дополнительной КЭС или конденсационного хвоста на ТЭЦ, вырабатывающих недостающую теперь электроэнергию, и пиковой котельной, покрывающей максимум тепловой нагрузки. Эксергетический КПД такой теплофикационной системы

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{комб}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{КЭС}}^{\rho} + E_{\text{x}}^{\tau}}{B_{\text{ТЭЦ}} Q_{\text{p}}^{\text{н}} + \Delta B_{\text{КЭС}} Q_{\text{д}}^{\text{н}} + \Delta B_{\text{пик}}^{\text{к}} Q_{\text{п}}^{\text{н}}}. \quad (10)$$

Здесь $Q_{\text{p}}^{\text{н}}$, $Q_{\text{д}}^{\text{н}}$ и $Q_{\text{п}}^{\text{н}}$ — соответственно низшая рабочая теплотворная способность сжигаемого топлива на ТЭЦ, в дополнительной КЭС и в пиковой котельной; $\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}$ и $\Delta \mathcal{E}_{\text{КЭС}}^{\rho}$ — соответственно выработка электроэнергии на тепловом потреблении и дополнительная конденсационная ее выработка.

Очевидно, что отпускаемая потребителям от КЭС в раздельной системе электроэнергия $\mathcal{E}_{\text{отп}}$ всегда должна быть равна сумме электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}$, поступающей тем же потребителям от ТЭЦ, и $\Delta \mathcal{E}_{\text{КЭС}}^{\rho}$, поступающей с

дополнительной конденсационной установки, т. е.

$$\mathcal{E}_{\text{отп}} = \mathcal{E}_{\text{тэц}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{кэс}}^{\theta}.$$

По тому же правилу одинаковой поставки энергии потребителям при любых вариантах создания энергетической системы эксергия теплоты, отпускаемой от ТЭЦ, также будет равна сумме эксергий теплоты, отпускаемой потребителям от районных котельных: $E_{\text{тх}} = \sum E_{\text{qx}}$. Сравнивая теперь (9) и (10), убеждаемся в том, что их числители, определяемые по месту потребления, равны друг другу, отличаются только их знаменатели, пропорциональные фактическому расходу топлива.

Отсюда следует вывод, что приращение эксергетического КПД энергетической системы, изменившейся по своему составу при осуществлении теплофикации, будет полностью отражать величину экономии топлива в системе. Соответственно разность знаменателей формул (9) и (10) будет равна экономии теплоты топлива в энергосистеме:

$$\Delta Q_{\text{топл}}^{\text{эк}} = B_{\text{кот}} Q_{\text{т}} - (\Delta B_{\text{кэс}}^{\theta} Q_{\text{д}} + \Delta B_{\text{пик}}^{\text{к}} Q_{\text{п}})$$

или

$$\Delta Q_{\text{топл}}^{\text{эк}} = (\mathcal{E}_{\text{отп}} + \sum E_{\text{qx}}) \left(\frac{1}{\eta_{\text{ex}}^{\text{разд}}} - \frac{1}{\eta_{\text{ex}}^{\text{комб}}} \right). \quad (11)$$

Таким образом, величина экономии топлива от теплофикации (с учетом разной его теплотворной способности) будет целиком определяться различием в эксергетическом КПД раздельной и комбинированной теплоэнергетических систем.

В заключение укажем, что эксергетический КПД ТЭЦ (8) должен применяться только для оценки совершенства реальных процессов на самой ТЭЦ и для оптимизации выбранного цикла. Учитывая, что для реальных циклов $l_{\text{ц}}^{\text{т}} + e_{\text{х}}^{\text{т}} = e_{\text{x1}} - \sum \Delta e_{\text{x}}^{\text{пот}}$, формулу (8) преобразуем к виду

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ц}} = 1 - \sum \frac{\Delta e_{\text{x}}^{\text{пот}}}{e_{\text{x1}}}$$

или

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ц}} = 1 - \sum \omega_{\text{пот}}, \quad (12)$$

где $\omega_{\text{пот}}$ — относительные эксергетические потери в различных процессах цикла, относящихся как к выработке электроэнергии, так и к отпуску теплоты потребителям.

4. ОСОБЕННОСТИ РЕАЛЬНЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ЦИКЛОВ. ОБРАЗЦОВЫЕ ЦИКЛЫ ТЭЦ

Большое сходство цикла паротурбинной ТЭЦ с циклом КЭС тех же начальных параметров (рис. 4), отличающегося на первый взгляд только величиной противодавления ($P_{2т} \gg P_{2к}$), многие годы приводило к ошибочным взглядам. Считалось, в частности, что известные методы совершенствования циклов КЭС (путем их «карнотизации») являются вполне пригодными и для цикла ТЭЦ, однако впоследствии выяснилось, что повышение начального давления P_1 , например, в цикле ТЭЦ дает больший термодинамический эффект, чем в цикле КЭС, и, наоборот, повышение начальной температуры T_1 дает большую экономию топлива на КЭС, чем на ТЭЦ. Более того, в 50-е годы нашего века были выявлены факты, когда применение промежуточного газового перегрева пара, обеспечивающее до 3% экономии топлива на КЭС, на ТЭЦ дает значительно меньший эффект [1] и на промышленных ТЭЦ вызывает перерасход топлива. Длительные поиски причин таких явлений привели нас к очень простому выводу. Главной причиной этих явлений оказался тот реальный факт, что отработавший на ТЭЦ пар (точка 2_t на рис. 4) является практически всегда перегретым, а пар, отработавший на КЭС, — всегда влажным.

Другой причиной является то обстоятельство, что при повышении начальной температуры T_1 до T_1' и на КЭС и на ТЭЦ требуется одинаковое увеличение подводимой теплоты Δq_1 , а приращение от этого полезной работы цикла $\Delta l_{ц}$ на ТЭЦ будет меньше, чем на КЭС, т. е. $\Delta l_{ц}^т < \Delta l_{ц}^к$.

Разность между ними будет тем значительнее, чем выше давление и чем

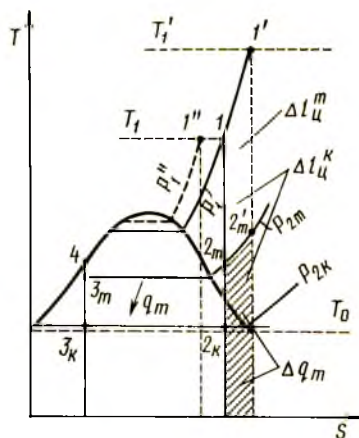


Рис. 4. Совмещение циклов ТЭЦ и КЭС при одинаковых начальных параметрах пара. Точки, обозначенные цифрами с индексом «к», относятся к конденсационному, а с индексом «т» — теплофикационному циклам

выше температура перегрева отбираемого пара ($T_{2т}$). При этом возрастает количество теплоты, отдаваемой потребителю каждым килограммом пара, на Δq_t . По этой причине для отдачи потребителю того же количества теплоты Q_t количество килограммов отбираемого на ТЭЦ пара и выработка электроэнергии на тепловом потреблении будут снижаться. Отсюда и определенное снижение экономии топлива в системе. Вследствие этого повышение начальной температуры пара в цикле ТЭЦ всегда приводит к меньшей экономии топлива, чем на КЭС, а экономически наивыгоднейшая T_1 для ТЭЦ всегда оказывается ниже, чем для КЭС.

Противоположное явление имеет место при повышении начального давления (см. рис. 4 при переходе от P_1 до P_1''). В этом случае температура острого пара снижается, относительный прирост работы теплофикационного цикла становится больше, расход отборного пара увеличивается, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении (y) возрастает и соответственно возрастает экономия топлива в энергосистеме.

Все это приводит к тому, что повышать начальное давление пара на ТЭЦ становится более выгодным, чем на КЭС. *Оптимальное начальное давление пара на ТЭЦ поэтому оказывается более высоким, чем на КЭС.* Выбирая одинаковое давление острого пара паровых котлов ТЭЦ и КЭС, мы допускаем определенное снижение экономии топлива от теплофикации.

Наличие перегрева отработавшего пара, особенно при высоких противодавлениях, является и причиной снижения эффективности газового промежуточного перегрева пара на ТЭЦ.

Рассмотрим это явление с помощью Ts -диаграммы цикла ТЭЦ (рис. 5) для случая, когда промежуточный перегрев пара вводится без изменения начального давления пара P_1 . Здесь точка x соответствует началу промежуточного перегрева пара при выбранном давлении промежуточного перегрева $P_{пп}$ (по условиям унификации паровых котлов). В этом случае чем выше противодавление P_t , тем меньше приращение работы теплофикационного цикла $\Delta I_{ц}^T$ и тем больше приращение отдачи теплоты 1 кг пара Δq_t . Наступает такой момент, когда при определенном давлении P_t^{np} удельная выработка y на базе теплотребления перестает увеличиваться и начинает уменьшаться. Вследствие этого промежуточный перегрев при $P_t > P_t^{np}$ приносит не экономию топлива, а его

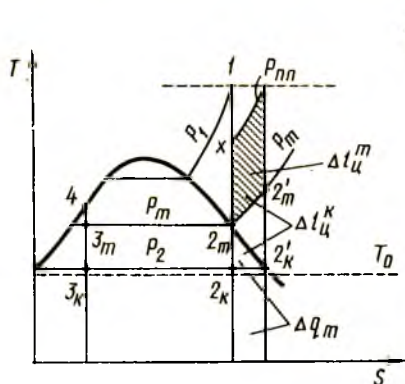


Рис. 5. Введение промежуточного перегрева пара на ТЭЦ при неизменном начальном давлении

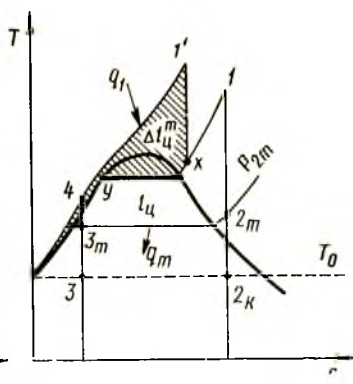


Рис. 6. Введение промежуточного перегрева путем надстройки цикла

перерасход. Для начальных параметров пара $P_1 = 13,0 \div 17,0$ МПа; $t_1 = 540 \div 560^\circ\text{C}$ предельное значение $P_{\text{т}}^{\text{пр}}$ составляет около $0,6 \div 0,7$ МПа. При давлении отбора $0,15 \div 0,25$ МПа экономия топлива от промежуточного перегрева оказывается в два раза меньшей, чем на КЭС.

Отсюда следуют очень важные для практики проектирования ТЭЦ и выбора их циклов выводы:

1) для ТЭЦ оптимальными являются более высокие начальные давления и более низкие начальные температуры пара, чем для КЭС;

2) для промышленных ТЭЦ с унифицированными начальными параметрами поток отборного пара не должен иметь промежуточный перегрев;

3) для отопительных ТЭЦ, где отбираемый пар имеет низкое давление ($0,15 \div 0,25$ МПа) и осуществляется только в зимнее время, газовый промежуточный перегрев пара может применяться, но от этого экономия топлива не превышает $1,5 \div 2\%$.

Вместе с тем промежуточный перегрев пара на ТЭЦ может дать значительную экономию топлива, к тому же практически не зависящую от величины противодавления $P_{\text{т}}$, если промежуточный перегрев вводится одновременно с соответствующим повышением начального давления пара. Дело в том, что параметры отборного пара, отдаваемого на технологические нужды, как правило, задаются потребителем и не должны изменяться от того, вводится промежуточный перегрев или нет. Для технологи-

ческих нужд промышленных предприятий также требуется, чтобы получаемый из сети пар имел не только заданное давление P_T , но и был слабоперегретым (рис. 6). Иначе говоря, точка конечного состояния пара на выходе из теплофикационной турбины задается потребителями пара. При этом вводить промежуточный перегрев можно только путем надстройки этого цикла (см. контур $\Delta l_{\text{ц}}$), применяя сверхкритическое давление перед частью высокого давления (ЧВД) турбины. Теперь дополнительная работа цикла $\Delta l_{\text{ц}}$ уже не будет зависеть от давления P_T , а отдача теплоты в сеть каждым килограммом пара q_T останется неизменной. Соответственно удельная выработка энергии y от такого промежуточного перегрева будет всегда увеличиваться, а значит, и будет увеличиваться экономия топлива в системе.

Изложенное выше позволяет перейти к нахождению таких термодинамических циклов паротурбинных ТЭЦ, которые в заданных реальных условиях работы ТЭЦ обеспечат наибольшую экономию топлива в энергосистеме. Как и для других энергетических установок, далеко не всегда это достигается приближением к циклу Карно. В результате этого встает задача поиска таких теоретических (идеальных) циклов, приближение к которым в реальных условиях позволяет достигать максимальной экономии топлива или максимального эффективного КПД установки. Такие циклы называются «образцовыми».

В конденсационных установках осуществление образцовых циклов обеспечивает наименьший удельный расход топлива, или наибольший электрический КПД нетто, при этом наименьшие потери от внешней и внутренней необратимости процессов обеспечиваются минимально допустимыми разностями температур в процессах подвода и отвода теплоты, а также максимальными значениями внутренних относительных КПД турбин и насосов.

Образцовые циклы теплофикационных установок должны обеспечивать максимальную экономию топлива от теплофикации, что эквивалентно достижению максимума полезной удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении:

$$y = l_{\text{ц}}^* / q_T. \quad (13)$$

При заданных параметрах теплотребления максимум y всегда совпадает с максимумом внутреннего (абсолютного) КПД цикла

$$\eta_i = l_{\text{ц}} / q_1 \quad (14)$$

Это доказывается зависимостью η_i и y , вытекающей из соотношения $q_T = q_1(1 - \eta_i)$, при котором

$$y = \eta_i / (1 - \eta_i). \quad (15)$$

Таким образом, всегда $y_{\max}$ соответствует $\eta_{i \max}$.

Для всех циклов их работа представляет разность работ процессов расширения $l_{\text{расш}}$ и сжатия $l_{\text{сж}}$. С учетом внутренних потерь можно записать

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = l'_{\text{расш}} \cdot \eta_{\text{расш}} - l'_{\text{сж}} \frac{1}{\eta_{\text{сж}}}.$$

Кроме того, вследствие влияния потерь в процессах сжатия действительно подводимая теплота q_1 в цикле по сравнению с теоретической уменьшается, при этом $q_1 = q_1' \psi$, где $\psi \leq 1$.

Здесь $l'_{\text{расш}}$ и $l'_{\text{сж}}$ — теоретические работы расширения и сжатия в идеальном цикле; $\eta_{\text{расш}}$, $\eta_{\text{сж}}$ — внутренние относительные КПД процессов в турбине и насосе. Для паровых циклов, где работа сжатия незначительна, а также для всех регенеративных циклов величина ψ практически равна единице.

Подставляя значения $l_{\text{ц}}$ и q_1 в (14), после преобразований получим

$$\eta_i = \frac{\eta_{\text{расш}}}{\psi} \left[\eta_i - \varphi_{\text{сж}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{расш}} \eta_{\text{сж}}} - 1 \right) \right], \quad (16)$$

где η_i — термический КПД идеального цикла; $\varphi_{\text{сж}} = l'_{\text{сж}} / q_1'$ — удельная работа сжатия в идеальном цикле.

Из формулы (16) видно, что максимум η_i соответствует одновременному достижению максимума η_i и минимума $\varphi_{\text{сж}}$ только при отсутствии связи между ними. При наличии определенной связи между η_i и $\varphi_{\text{сж}}$ максимум η_i может не совпадать с максимумом η_i и соответствовать какому-то меньшему его значению. При независимости η_i от $l_{\text{сж}}$ всегда нужно стремиться достигать наименьшего значения $\varphi_{\text{сж}}$. Отсюда следует, что для достижения максимума η_i необходимо обеспечить подвод теплоты при температуре, наиболее близкой к $T_1^{\max}$, а отвод теплоты — к $T_2^{\min}$. Для получения минимального значения $\varphi_{\text{сж}}$ надо стремиться осуществлять сжатие рабочего тела при самой низкой температуре, а лучше всего в его жидкой фазе. Все это позволяет достигнуть наибольшего значения η_i цикла, а следовательно, и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Что касается обеспечения изотермичности процессов отвода теплоты в цикле, то это не всегда выгодно. Выгодным оно будет

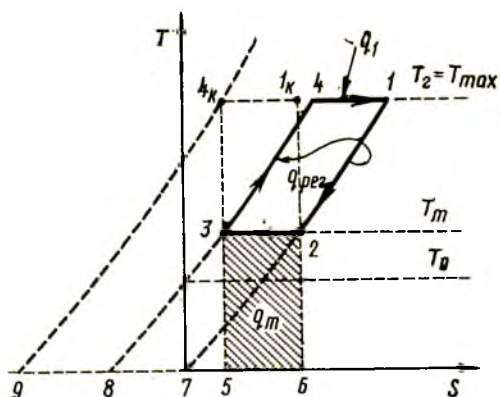


Рис. 7. Образцовый цикл ГТУ с регенерацией

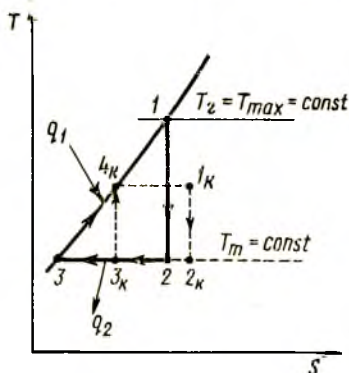


Рис. 8. Образцовый цикл паровой утилизационной установки

только в том случае, когда тепловой потребитель нуждается в теплоте для технологических нужд при постоянной температуре $T_{\tau} = \text{const}$ (например, при потреблении насыщенного пара для технологических аппаратов). Если же температура теплотребления меняется, то и отвод теплоты в цикле должен происходить при температуре переменной, но наиболее близкой к необходимой потребителю. При $T_{\tau} = \text{const}$ образцовым циклом, обеспечивающим максимум удельной выработки энергии y , будет цикл, изображенный на рис. 7. Его эффективность по сравнению с циклом Карно ($1k234_k$) будет более высокой, поскольку работа сжатия в нем (измеренная пл. 2387) и конечное давление сжатия значительно меньше. Для цикла же Карно работа сжатия будет равна площади 234 k 97, что больше работы сжатия образцового цикла на величину площади 234 k 98.

Отсюда $\varphi_{сж}$ образцового цикла значительно меньше $\varphi_{сж}$ цикла Карно, а так как их термические КПД одинаковы, то η_i образцового цикла $\gg \eta_{i\text{Карно}}$.

Очевидно также, что при $T = \text{const}$ образцовым циклом утилизационных установок, где подвод теплоты q_1 цикла идет при падающей температуре T_{13} , будет треугольный цикл, изображенный на рис. 8. В том легко убедиться сравнивая работу треугольного цикла (пл. 123) с работой внутреннего цикла Карно (пл. 1к2к3к4к), какое бы значение $T_{1к}$ мы ни принимали.

Совершенно иное положение оказывается в условиях, когда тепловой потребитель нуждается в подогреве газового или жидкого теплоносителя от какой-то начальной T_0 до заданной верхней температуры T_τ . Если мы будем отдавать для этой цели теплоту при постоянной температуре $T'_\tau \gg T_{ср}$, то допустим большую потерю возможной работы и ухудшение η_i цикла. Следовательно, для достижения наибольшего значения термического КПД η_i цикла теплота q_τ в нем должна отводиться при как можно меньшей переменной температуре, снижаясь от T_τ до T_0 . В этом случае образцовый цикл будет включать в себя (рис. 9) изотерму подвода теплоты при $T_{\max} = \text{const}$ и две эквидистантные кривые, соответствующие регенерации (линии 12 и 45). Отвод теплоты теплового потребителю соответствует кривой 2-3. Замыкание цикла производится адиабатой 3-4. Очевидно, что стремление в этом случае приблизится к циклу Карно, обозначенного здесь контуром 1к244к (при тех же T_1 и T_τ) уменьшит работу цикла на пл. 234, что снизит термический КПД, увеличит $\varphi_{сж}$, уменьшит удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении и снизит экономию топлива от теплофикации.

Таким образом, цикл Карно в данном случае не может служить образцовым циклом для создания реальных теплофикационных установок. В каждом конкретном условиях должен определяться свой образцовый цикл, который обеспечит наибольшую его удельную работу (y) и наибольшую экономию топлива. Так, в установках с переменной температурой отвода теплоты (при нагреве сетевой воды) плавная кривая 2-3 (рис. 9) должна быть заменена ступенчатой линией, состоящей из участков изотерм конденсации отбираемого пара и адиабат его работы в турбине. При этом образцовый цикл примет вид, показанный на рис. 10. Чем больше ступеней отборного пара будет на кривой 2-3, тем меньше станут потери от необ-

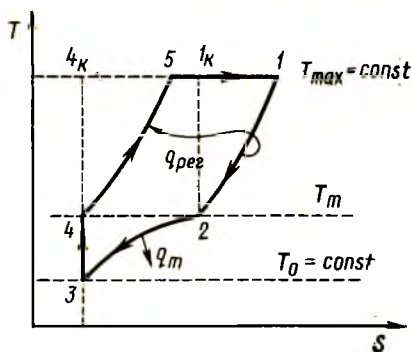


Рис. 9. Образцовый цикл теплофикационной ГТУ

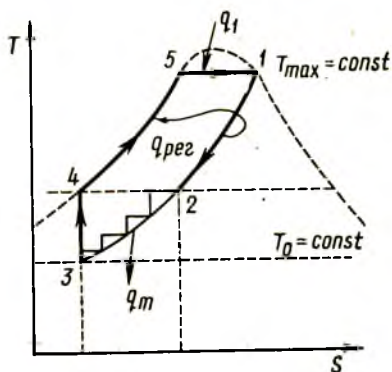


Рис. 10. Образцовый регенеративный цикл насыщенного пара со ступенчатым отводом теплоты

ратимого подогрева паром сетевой воды.

Значительно усложняется выбор образцовых циклов, когда теплофикационная установка отпускает в сеть теплоту различных параметров, например при наличии промышленных и отопительных отборов пара, и когда часть пара работает по конденсационному циклу. При этом теплофикационные циклы отопительных отборов и конденсационный цикл осуществляются в течение года с резким изменением расхода пара и КПД проточной части турбины, меняются и их противодавления (вакуум).

Внутренний относительный КПД части низкого давления турбины уменьшается в зимние режимы работы, когда отборы пара на теплофикацию резко возрастают, что приводит к значительному перерасходу топлива на конденсацион-

ную выработку электроэнергии и снижению экономии топлива от теплофикации.

Образцовым в этих условиях будет сложный цикл, обеспечивающий наибольшую экономию топлива в системе при заданных годовых графиках изменения противодавлений, расходов и КПД проточных частей турбин. Естественно, что его показатели должны рассчитываться при различных режимах работы блока в течение года, учитывать изменения расходов пара, давлений в теплофикационных отборах и вызываемые этим изменения внутренних относительных КПД проточных частей турбин.

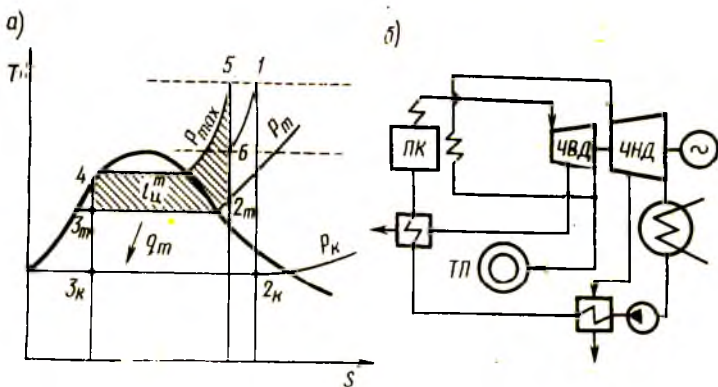


Рис. 11. Простейший цикл (а) и схема ТЭЦ (б) с промежуточным перегревом пара конденсационного потока

На рис. 11 представлен простейший цикл промышленной теплофикационной установки с промежуточным перегревом только конденсационного потока пара. Здесь одновременно осуществляется комбинированная (по циклу 52т3т4 без промежуточного перегрева) и конденсационная (по циклу 12к3к4561 с промежуточным перегревом пара) выработка электроэнергии. Промежуточный перегрев здесь применяется только для конденсационного потока пара, а положение точки 2т является фиксированным, поскольку это состояние отборного пара задается тепловым потребителем, его технологией производства. Промежуточный перегрев пара конденсационной части цикла здесь происходит после отбора пара на производство при том же давлении. Если на КЭС промежуточный перегрев дает до 3% экономии топлива по сравнению с конденсационной выработкой электроэнергии без промежуточного перегрева, то промежуточный перегрев конденсационного потока на ТЭЦ дает значительно меньший эффект из-за зимних режимов работы, при которых конденсационный поток пара из этот период незначителен.

Выбор образцового цикла утилизационных энергетических установок (в том числе ТЭЦ), где количество подводимой теплоты от горячего источника q_1 в цикле зависит от выбранных параметров цикла или его конфигурации, должен осуществляться с учетом зависимости между коэффициентом использования располагаемой теплоты η_0 и внутренних КПД цикла η_i . В этом случае сумум экономии топлива в реальных условиях осуществ-

ления выбранного цикла будет соответствовать не максимуму η_t , а максимуму произведения

$$\eta_t \eta_Q = \eta_e'' \quad (17)$$

которое мы называем *эффективным КПД образцового цикла*.

Здесь $\eta_Q = Q_{\text{исп}}/Q_{\text{расп}}$ — коэффициент использования располагаемой теплоты, равной отношению подведенной в цикле теплоты ($Q_{\text{исп}}$) к максимально возможной ($Q_{\text{расп}}$).

С учетом (16) и (17) получим

$$\eta_e'' = \frac{\eta_Q \eta_{\text{расп}}}{\varphi} \left[\eta_t - \varphi_{\text{сж}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{расп}} \eta_{\text{сж}}} - 1 \right) \right] \quad (18)$$

Подчеркнем, что $\eta_{\text{расп}}$ отличается от относительного внутреннего КПД турбины тем, что учитывает также гидравлические потери в процессе отвода теплоты q_2 , а $\eta_{\text{сж}}$ — потери не только в компрессоре или насосе, но и в процессе подвода теплоты q_1 .

Глава 1

ОСОБЕННОСТИ ПРОМЫШЛЕННОГО И БЫТОВОГО ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ

§1.1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Строительство промышленных комплексов и жилищного массива городов обуславливает рост теплопотребления народного хозяйства на перспективу и вызывает необходимость теплофикации страны. Наибольшее развитие получает промышленная теплофикация. От промышленно-отопительных ТЭЦ обеспечивается потребность более половины предприятий промышленности в паре и горячей воде и около $\frac{1}{3}$ потребителей — в теплоте для коммунально-бытовых нужд. Перспективный рост теплопотребления по отраслям промышленности неравномерен из-за особенностей их развития.

В двенадцатой пятилетке ускоренными темпами развивается химическая, нефтехимическая и машиностроительная промышленность. В химической промышленности увеличивается объем производства минеральных удобрений, синтетических смол, пластмасс и волокон, синтетических каучуков и др. (табл. 1.1). В нефтеперерабатывающей промышленности повышается эффективность использования нефти, углубляется ее переработка, осваивается крупнотоннажное производство ароматических углеводородов, жидких парафинов, этилена и др. В машиностроении и ряде других отраслей промышленности внедряются новые энерго- и материалосберегающие технологии, снижается непосредственное сжигание топлива, повышается электропотребление.

Развитие крупных химических, нефтехимических, нефтеперерабатывающих и других энергоемких предприятий требует строительства крупных промышленно-отопитель-

Таблица 1.1. Вероятные темпы роста химических производств 1990 г. в % к 1980 г.

Химические волокна	Синтетический каучук	Целлюлоза	Переработка нефти	Минеральные удобрения	Фенол
230	196	184	170	175	160

ных ТЭЦ и котельных, выбора оптимальных схем отпуска теплоты от ТЭЦ, наивыгоднейших параметров теплофикационного цикла и типа турбин с учетом особенностей теплopotребления различных производств. Для этого производится анализ энергетического хозяйства каждого промышленного предприятия и режим его теплopotребления, отличающийся:

- технологической схемой и потребными параметрами теплоносителя;

- регламентами по параметрам технологических процессов;

- выходом вторичных энергоресурсов;

- сменностью работы;

- зависимостью теплopotребления от климатических факторов.

Например, к группе предприятий, работающих круглосуточно с непрерывным технологическим процессом, относятся: химические (ХК), нефтехимические (НХК), нефтеперерабатывающие заводы (НПЗ) и целлюлозно-бумажные комбинаты (ЦБК). Суточный и месячный графики теплopotребления этой группы относительно равномерные. Ко второй группе относятся предприятия, работающие по двух- и односменному графику: машиностроительные заводы (МСЗ), предприятия легкой и пищевой промышленности. Графики теплopotребления таких предприятий имеют неравномерный характер.

Особенности теплopotребления химических и нефтехимических комбинатов таковы:

- 1) их теплopotребление, как правило, является низкотемпературным;

- 2) главным параметром теплоносителей является их температура, необходимая для ведения оптимального технологического процесса и создания микроклимата в цехах;

- 3) потребление теплоты на технологические нужды зависит от климатических факторов (температуры наружного воздуха);

- 4) имеются достаточно большие вторичные энергоресурсы, которые можно использовать для покрытия значительной части теплopotребления на том же предприятии;

- 5) параметры теплopotребления различных производств значительно отличаются друг от друга.

Для примера в табл. 1.2 и 1.3 приведены основные температурные уровни целевых теплоносителей и пара-

Таблица 1.2. Основные параметры целевого и греющего теплоносителя ХК органического синтеза

Продукт (процесс)	Целевой теплоноситель		Греющий теплоноситель	
	$t_{ц}$, °C	P , МПа	$t_{гр}$, °C	$P_{гр}$, МПа
Этиловый спирт	40—150	0,2—0,7	250	1,0
Гидратация этилена	300	7,5	500	9,0
Фенол и ацетон	62—186	0,2—0,8	250	1,0—3,0
Ацетилен	60—172	0,3—1,6	150—315	1,0—3,0
Нитрил акриловой кислоты	30—105	0,3—1,1	250	0,1
Нитрон	25—133	0,5	250—315	0,1—0,3

метры греющего пара действующих ТЭЦ для ряда производств ХК органического синтеза и искусственного волокна. Как видно из таблиц, эти производства отличаются разнообразным температурным режимом технологических процессов и, следовательно, требуют различных параметров греющего пара.

Теплопотребление ХК органического синтеза в основном является средне- и низкотемпературным. Здесь около 70% всей потребленной теплоты расходуется на нагрев технологических продуктов до максимальной температуры 130—150 °C. Исключением является процесс гидратации этилена в спирт, требующий пара давлением 7,5 МПа с температурой 300—400 °C. На эжекторные установки ХК требуется пар давлением 0,8—1,2 МПа.

Основное теплопотребление производств ХК искусственного волокна (табл. 1.3) также является низкотемпературным. Около 90% потребляемой теплоты расходу-

Таблица 1.3. Основные параметры целевого и греющего теплоносителя ХК искусственного волокна

Продукт (процесс)	Целевой теплоноситель		Греющий теплоноситель	
	$t_{ц}$, °C	P , МПа	$t_{гр}$, °C	$P_{гр}$, МПа
Капрон и штапель	25—100	0,4—0,6	250—300	1,0
Ацетат	30—120	0,3—0,55	250—300	1,0
Эфир	40—132	0,3—0,5	250—300	1,0
Корд и целлофан	26—190	0,3—0,7	230—350	0,85—3,0
Сероуглерод . . .	120—130	0,6	230	0,85
Электронагрев пара в эвакуаторах . .	375	0,6	250—300	1,0

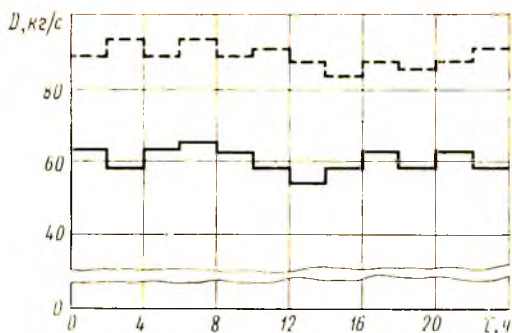


Рис. 1.1. Суточные графики теплопотребления химического комбината:

— — — зимний день
 ————— летний день

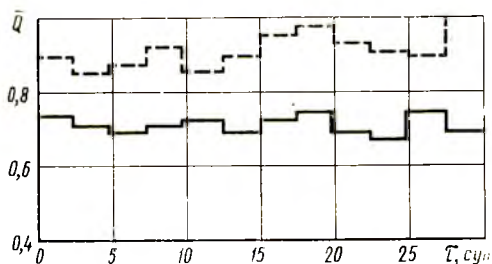


Рис. 1.2. Месячные графики тепловых нагрузок химического комбината:

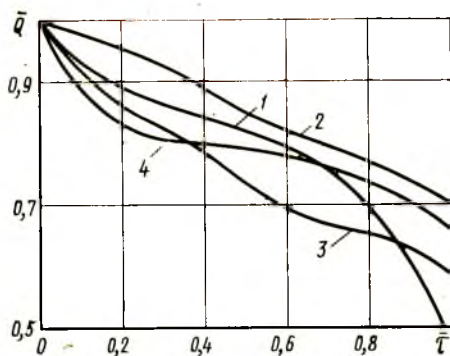
— — — зимнее теплопотребление
 ————— летнее теплопотребление

ется на нагрев целевого теплоносителя до 100°C . Исключением является штапельный цех капронового производства, где для эвакуаторов требуется температура $360\text{--}375^{\circ}\text{C}$.

ХК органического синтеза и искусственного волокна относятся к предприятиям с непрерывным технологическим циклом. Характерные суточные графики их теплопотребления приведены на рис. 1.1, а месячные — на рис. 1.2. Здесь τ — продолжительность стояния; $\bar{Q}$ — относительная доля теплоты. Как видно, они являются достаточно равномерными (с колебаниями в пределах 4—8%). Постоянной закономерности в колебаниях тепловых нагрузок, за исключением влияния климатических факторов, не наблюдается, годовые же графики теплопотребления явно отражают их зависимость от температуры

Рис. 1.3. Годовые графики тепловых нагрузок промышленных предприятий по продолжительности:

1 — химический комбинат органического синтеза; 2 — химический комбинат искусственного волокна; 3 — нефтеперерабатывающий завод; 4 — завод резинотехнических изделий



окружающего воздуха (рис. 1.3). Показатели неравномерности теплоснабжения могут оценить «число часов использования установленной мощности», равное отношению годового количества потребляемой энергии к максимально потребному в 1 ч.

При работе технологических установок химической, нефтеперерабатывающей и других отраслей промышленности в среднем 8000 ч в году число часов использования их установленной тепловой мощности составляет:

- для НПЗ, НХК, ХК — 5500—5700 ч;
- для целлюлозно-бумажной промышленности (ЦБК) — 5000—5300 ч;
- для черной металлургии (ЧМ) — 4700—5000 ч;
- для машиностроительной промышленности (МСЗ) — 4300—4500 ч;

Наличие краткосрочного максимума годового теплоснабжения делает экономически невыгодным покрывать его только паром из отборов турбин. Более выгодно часть этой нагрузки в часы пик покрывать острым паром или от специальных пиковых котельных, что значительно удешевляет стоимость ТЭЦ.

Оценку для покрытия промышленного теплоснабжения отбором пара производят с помощью коэффициента промышленной теплофикации α_n , равного отношению наибольшего часового количества теплоты, отпускаемой из промышленных отборов турбин, ко всему количеству технологической тепловой нагрузки, отпускаемой от ТЭЦ:

$$\alpha_n = Q_{отб}^m / Q_{тех}.$$

Оптимальное значение α_n обычно составляет 0,6—0,8.

Приведенные на рис. 1.3 годовые графики характеризуются наличием пиковой части и зависят от соотношения между технологической и коммунально-бытовой нагрузками, а также от расхода пара сезонными потребителями. Определенное снижение теплopotребления вызывают ежегодные плановые и аварийные ремонты технологического оборудования. Общее снижение тепловой нагрузки ХК в летний период по отношению к зимнему составляет 35—45%. Зависимость расхода теплоты на ХК от климатических факторов объясняется не только изменением указанных нагрузок, но и технологическими режимами ведения основных процессов получения искусственного волокна в цехах с поддержанием заданного микроклимата. При этом надо учитывать возможность покрытия части тепловой нагрузки путем использования собственных вторичных энергоресурсов (ВЭР). Так на ХК органического синтеза ВЭР имеются в производстве этилового спирта, получения серы и пиролиза углеводов, что позволяет выработать котлами-утилизаторами пара давлением 0,3—0,5 МПа до 12—15% общего количества потребленной комбинатом теплоты. На ХК искусственного волокна ВЭР используются в производстве серной кислоты путем утилизации теплоты уходящих газов печей с кипящим слоем в котлах-утилизаторах. Годовая выработка пара давлением 3,0 МПа за счет ВЭР покрывает 6,5% общего количества теплоты, потребляемой ХК.

Большое значение для ТЭЦ имеет возврат конденсата с ХК, что значительно снижает расходы на водоподготовку. Однако этому вопросу уделяется еще мало внимания. Так, доля возвращаемого конденсата с ХК органического синтеза колеблется в пределах 40—50%, с ХК искусственного волокна — 30—50%.

Тепловые нагрузки промышленных предприятий задаются, как правило, на основе теплотехнических расчетов аппаратов или по данным тепловых испытаний установок. Для приближенных расчетов технологического теплopotребления (ГДж/год) пользуются нормативными данными по регламенту технологических процессов, считая

$$Q_{\text{тех}} = Q_0 + qP,$$

где Q_0 — расход теплоты, не зависящий от величины продукции; q — нормативный удельный расход теплоты на единицу продукции; P — количество продукции.

Например, по данным [1], величина q составляет: синтетический каучук — 115 ГДж/т, химические волокна —

75, пластмассы и смолы — 25, целлюлоза — 15, нефтепереработка — 0,9, серная кислота — 0,25, выплавка чугуна — 0,25, выплавка стали — 0,13 ГДж/т.

§ 1.2. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ, МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ И ДРУГИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Современные нефтеперерабатывающие заводы (НПЗ) в части их теплоиспользования характеризуются неравномерным графиком годового потребления теплоты (снижение летом на 40—50%), использованием перегретого пара ($P_n=0,2\div 0,3$ МПа, $t_n=350\div 400^\circ\text{C}$) на технологические нужды, использованием неэкономичного парового привода насосов, расходом пара на нагрев емкостей, пароспутников и отопление помещений. Оптимальный режим технологических процессов завода требует поддержания температурного уровня целевых продуктов НПЗ. Однако на многих из них имеют место завышение параметров отборного пара ТЭЦ по сравнению с требуемыми параметрами технологических процессов НПЗ, недостаточное использование ВЭР, большая потеря теплоты «мятого», форсуночного пара и конденсата.

Потребный температурный уровень и относительные доли парового теплопотребления (в процентах от общего расхода) типового НПЗ приведены в табл. 1.4.

40—50% пара здесь используется на силовые нужды, пароспутники, пожаротушение, распыливание топлива в форсунках печей. В топливном и масляном производствах 20—30% пара используется на нагрев целевых продуктов до 120°C . Все низкотемпературные процессы производств

Таблица 1.4. Доля пара (% от общего расхода) на НПЗ

Наименование производства	Целевая температура $t_{ц}, ^\circ\text{C}$						Силовые нужды и обогрев
	теплообменники				колонны		
	до 120	130—140	150—190	200—220	до 270	270—400	
Топливное . . .	33,1	—	—	—	3,5	14,2	49,2
Масляное . . .	23,0	8,35	13,2	7,9	5,1	3,0	39,45
Нефтехимичес-	15,0	60	10	—	—	—	15,0
кое	8,32	7,5	39,6	—	4,25	—	40,33
Каталитическое							

НПЗ покрываются дросселированным паром 1,6 МПа. Перегретый пар давлением 0,2—0,3 МПа, температурой 350—400 °С, расходуемый на различные колонны, получают на НПЗ также путем дросселирования пара 1,6 МПа с последующим его нагревом в печах. Нагреваются целевые продукты до температур 190—200 °С паром 3,5—4,5 МПа, отпускаемым от ТЭЦ через РОУ 100/45. Теплопотребление в течение суток почти равномерное.

Годовые графики технологического теплопотребления НПЗ приведены на рис. 1.3. Снижение теплопотребления на НПЗ в летнее время составляет 35—40%, что объясняется установкой технологического оборудования на открытой площадке, повышением температуры сырья, охлаждающей воды, воздуха и т. д.

НПЗ имеют значительный выход вторичных энергоресурсов. Источниками ВЭР являются охлаждение получаемой продукции, уходящих газов печей, использование мягкого пара насосов и приводных турбин. Например, на НПЗ в производствах каталитического риформинга и крекинга, серноокислотного и водородного производства устанавливаются котлы-утилизаторы, где вырабатывается пар различных параметров, который затем используется на технологические и коммунально-бытовые нужды завода. Возможно также комплексное использование ВЭР по энерготехнологическому комбинированию. Примером энергетического самобаланса отдельного технологического узла является энерготехнологическая установка, работающая на Уфимском НПЗ в процессе гидрокрекинга нефти. За счет ВЭР установки гидрокрекинга работают здесь котлы-утилизаторы и противодавленческая турбина, вырабатывающие тепловую и электрическую энергию для нужд этого технологического узла. В ближайшей перспективе будет построен ряд новых энерготехнологических установок, ввод которых значительно снизит удельное теплопотребление НПЗ.

На ряде НПЗ в зимнее время используют отработанный (мятый) пар давлением 0,3 МПа паровых насосов и приводных турбин на обогрев технологических линий, емкостей и на отопление помещений. В летний период этот пар не используется, что приводит к большим потерям.

Возврат конденсата с НПЗ составляет 30—40% от количества пара отпускаемого с ТЭЦ. Температура конденсата находится в пределах 70—80 °С. Низкий процент сбора конденсата на НПЗ объясняется как его загрязне-

Таблица 1.5. Отпуск пара на технологию в % от общего потребления предприятия

Отрасль промышленности	Отпуск пара при давлении P_n , МПа		
	0,5—1,0	1,3—1,8	1,8
Всеми промышленными ТЭЦ ТЭЦ отдельных отраслей промышленности:	31,7	62,3	6,0
химической	24,64	67,3	8,3
нефтеперерабатывающей	13,7	79,3	7,0
легкой	46,0	50,5	3,5
бумажной	57,3	41,2	1,5
прочие	43,0	53,0	4,0

нием, так и дальностью расположения технологических установок по территории завода.

Машиностроительные заводы и предприятия резино-технических и железобетонных изделий являются менее теплеемкими, чем ХК и НПЗ. Эти заводы работают, как правило, по двухсменному графику с колебаниями теплопотребления в дневные и ночные часы, в воскресные и субботные дни. Колебания теплопотребления резко изменяются по сезонам года. Годовые графики их технологической нагрузки показаны на рис. 1.3.

Параметры технологического пара различных производств изменяются в широком диапазоне давлений (от 0,2 до 9,0 МПа) и температур (от 100 до 500 °С). Наибольшее количество пара отпускается давлением $P_n = 0,7 \div 1,0$ и $1,3 \div 1,8$ МПа. Отпуск пара на технологические нужды для отдельных отраслей промышленности характеризуется данными табл. 1.5.

Из таблицы видно, что более 90% пара, потребного для каждой отрасли промышленности, — это пар давлением ниже 1,8 МПа. На ТЭЦ нефтехимического синтеза преобладает отпуск пара давлением 1,3—1,5 МПа.

Анализ технологических процессов комбинатов НХК показал необходимость отпуска им не только насыщенного, но и перегретого пара из отборов турбин ТЭЦ. Например, для НПЗ требуется перегретый пар с температурой 350—400 °С при давлении 0,3—0,5 МПа (ректификационные, атмосферные и вакуумные колонны, трубчатые печи и т. д.), а для ХК органического синтеза (производство этилового спирта) — 450—500 °С при давлении 7,5—9,0 МПа.

Серийно выпускаемые теплофикационные турбины на докритические параметры пара не всегда отвечают требованиям температурного режима ХК и НПЗ по параметрам отборного пара. Например, турбина ПТ-135-130/15 при давлении 1,5 МПа имеет температуру пара 250—280 °С, а турбина ПТ-50-130/7 при давлении 0,7 МПа — 220—230 °С. С учетом снижения температуры в тепловых сетях следует сказать, что к потребителю поступает пар с температурой 210 °С и ниже. Отпуск от промышленных ТЭЦ только насыщенного пара для технологических нужд ХК и НПЗ приводит к дополнительному пережогу топлива в трубчатых печах, ректификационных колоннах и снижает их производительность. С другой стороны, некоторые производства ХК (например, фенола и ацетона) потребляют насыщенный пар с температурой 180—200 °С. Осуществление для этих целей регулируемого отбора пара давлением 3,0 МПа у теплофикационных турбин на докритические начальные параметры приведет к отпуску отборного пара с температурой перегрева 350—400 °С. Столь высокий перегрев отборного пара вызывает дополнительные потери от необратимого теплообмена в аппаратах потребителя и перерасход металла паропроводов.

На ряде ХК и НПЗ применяют дополнительный перегрев отборного пара турбин ТЭЦ за счет электрического нагрева или огневого перегрева в технологических установках.

Изложенное показывает, что для каждого вида производств требуется пар или горячая вода различных давлений, температур. На многих из них имеются вторичные энергоресурсы, использование которых может дать большую экономию топлива в народном хозяйстве. Задача заключается в том, чтобы в каждом отдельном случае найти наиболее выгодный вариант энергоснабжения, который обеспечит наибольший народнохозяйственный эффект.

§ 1.3. ПОТРЕБЛЕНИЕ ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ

Отопление и вентиляция производственных и жилых помещений имеют сезонный характер и зависят главным образом от климатических условий: температуры и влажности наружного воздуха, направления и скорости ветра, солнечной радиации и т. д. Отопительная и вентиляционная нагрузки характеризуются равномерным суточным и

резкопеременным годовым расходом теплоты, изменяясь от максимального значения в зимнее время до минимального в летний период.

Для поддержания внутри помещений заданных комфортных условий необходим подвод теплоты от системы отопления в количестве

$$Q = Q_0 - Q_{т.в.}$$

Здесь Q_0 — тепловые потери зданиями; $Q_{т.в.}$ — внутренние тепловые выделения, источником которых являются различные аппараты, механизмы, люди, технологические процессы и т. д.

Для инженерных расчетов теплопотерь Q (Вт) зданий пользуются формулой

$$Q = (1 + \mu) V x_0 (t_{вн} - t_{н}), \quad (1.1)$$

где V — строительный объем здания по наружному обмеру, m^3 ; x_0 — отопительная характеристика здания, определяющая количество теплоты, теряемое помещением с $1 m^3$ наружного ограждения при разности температур в $1^\circ C$, $Вт/(m^3 \cdot ^\circ C)$; $t_{вн}, t_{н}$ — температуры воздуха внутри помещения и снаружи, $^\circ C$; μ — коэффициент инфильтрации, равный обычно $0,03-0,06$; x_0 — отопительная характеристика зданий, приближенно принимается равной:

— для производственных помещений $x_0 = 0,45 \div 0,75$;

— для жилых зданий $x_0 = 0,35$.

Для определения максимального количества теплоты на отопление пользуются расчетной температурой воздуха, для данного климатического пояса, указанной в климатических справочниках. Эта расчетная температура ($t_{но}^p$) принимается равной средней температуре воздуха наиболее холодных пятидневок, взятой из восьми наиболее холодных зим за пятилетний период.

Величина расчетной отопительной нагрузки $Q_{от}^p$ (Вт), по которой определяется мощность источников теплоснабжения, подсчитывается по формуле

$$Q_{от}^p = (1 + \mu) V x_0 (t_{вн}^p - t_{но}^p). \quad (1.2)$$

Для разработки режимов регулирования отпуска теплоты при любой текущей температуре наружного воздуха вводят понятие относительного расхода теплоты на отопление

$$\lambda_{от} = \frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = \frac{t_{вн}^p - t_{но}}{t_{вн}^p - t_{но}^p}. \quad (1.3)$$

Как видно из (1.3), зависимость $\lambda_{от}$ от $t_{но}$ линейная. Отсюда величину отопительной нагрузки для любого значения наружной температуры определяют по формуле

$$Q_{от} = \lambda_{от} Q_{от}^p. \quad (1.4)$$

Годовой график отопительной нагрузки по ее продолжительности строят по данным длительности стояния различных температур наружного воздуха в течение отопительного периода в заданном районе.

В теплофикационных системах промышленно-отопительных ТЭЦ температура прямой сетевой воды принимается, как правило, равной 130 °С, а при развитой системе теплопроводов для крупных населенных центров — равной 150 °С. Для ТЭЦ, сооружаемых за пределами городской черты, при дальнем теплоснабжении эта температура принимается 180—190 °С. Температуру обратной сетевой воды при расчетной температуре наружного воздуха принимают равной 60—70 °С.

Включение и отключение теплофикационных систем обычно производится, когда температура наружного воздуха стабилизируется в пределах от +8 до +10 °С в течение не менее трех суток подряд.

Вентиляционная нагрузка определяется количеством подаваемого в помещение воздуха, кратностью его обмена, степенью вредности производства, температурами горячего и холодного воздуха.

Расход теплоты на вентиляцию зданий (Вт)

$$Q_v = m V_v c (t_v - t_n), \quad (1.5)$$

где m — кратность обмена воздуха в помещении, 1/с; V_v — вентилируемый объем здания, м³; c — объемная теплоемкость воздуха, кДж/м³; t_v , t_n — температуры горячего воздуха, подаваемого в помещение и температура наружного воздуха.

В технических расчетах произведение $m V_v c$ заменяют на $V x_v$, при этом расход теплоты (Вт)

$$Q_v = V x_v (t_{вн} - t_n), \quad (1.6)$$

где V — наружный объем помещения, м³; x_v — вентиляционная характеристика помещения, т. е. расход теплоты на вентиляцию здания в единицу времени, отнесенный к 1 м³ наружного объема здания при разности температур в 1 °С, Вт/(м³·°С).

Значения вентиляционных характеристик и расчетных температур для промышленных и коммунальных помещений определяются по справочным данным.

Величину расчетной вентиляционной тепловой нагрузки Q_v часто определяют как долю от отопительной нагрузки $Q_{от}^p$, принимая: $Q_v = (0,1 \div 0,2) Q_{от}^p$ для жилых зданий; $Q_v = (0,2 \div 0,4) Q_{от}^p$ для общественных зданий; $Q_v = (0,2 \div 0,2) Q_{от}^p$ для промышленных зданий.

Относительная вентиляционная нагрузка при различных температурах наружного воздуха

$$Q_v = \lambda_v Q_v, \quad (1.7)$$

где

$$\lambda_v = Q_v / Q_v^p = (t_{вн}^p - t_n) / (t_{вн}^p - t_{нв}^p), \quad (1.8)$$

при $t_n = t_{нв}^p$ получают $\lambda_v = 1$, а для случая $t_n = t_{вн}^p$ имеем $\lambda_v = 0$.

Потребление теплоты на горячее водоснабжение. Горячее водоснабжение предприятий обеспечивает технологические процессы производства и коммунально-бытовые нужды населения. Потребление теплоты на горячее водоснабжение характеризуется значительной неравномерностью в течение суток, снижаясь ночью до нуля и максимально повышаясь в вечерние часы.

Расход теплоты на горячее водоснабжение определяется по нормам для соответствующих потребителей. Его средненедельную величину (кДж/сут) можно определить также по формуле

$$Q_{г.в}^н = aMc(t_g - t_x), \quad (1.9)$$

где a — норма расхода горячей воды с температурой в 60°C на единицу измерения; M — количество единиц измерения; c — теплоемкость воды $4,19$ кДж/(кг $\cdot^\circ\text{C}$); t_g , t_x — температура горячей и холодной воды соответственно, $^\circ\text{C}$.

Среднесуточный расход теплоты (кДж/сут) на горячее водоснабжение

$$Q_{г.в}^с = \chi_n Q_{г.в}^н, \quad (1.10)$$

где χ_n — коэффициент недельной неравномерности; $\chi_n = 1,2$ для жилых и общественных зданий, $\chi_n = 1,0$ для промышленных объектов.

Максимальный расход воды на горячее водоснабжение в 2—3 раза превышает ее среднесуточный расход. Со-

ответственно расчетный расход теплоты на горячий водоразбор

$$Q_{г.в}^p = \chi_n \chi_c Q_{г.в}^н, \quad (1.11)$$

где χ_c — суточный коэффициент неравномерности; $\chi_c = 1,7 \div 2,0$ для жилых зданий, $\chi_c = 1,0$ для промышленных объектов.

Приблизленно количество теплоты на горячее водоснабжение принимают равным 0,2—0,4 от расчетного отпуска теплоты на отопление.

Температура воды, отпускаемой на горячее водоснабжение от ТЭЦ или котельной, должна быть не выше 70°C. Ее качество должно отвечать питьевой воде по действующим санитарным нормам.

В летний период расход теплоты на горячее водоснабжение снижают на 20% по сравнению с ее расходом в отопительный период, т. е.

$$Q_{г.в}^л = 0,8 Q_{г.в}^p.$$

Большое значение для определения режимов работы ТЭЦ и котельных при проектировании систем теплоснабжения имеет годовой график по продолжительности (рис. 1.4) коммунально-бытовой нагрузки. Он показывает изменение теплофикационной нагрузки, включающей в себя отпуск теплоты на отопление и горячее водоснабжение от ее максимального значения до минимального в течение всего года. Его часто называют графиком Россандера.

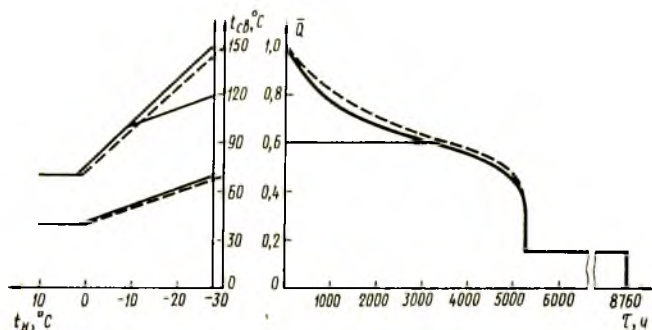


Рис. 1.4. Графики коммунально-бытовых нагрузок и температур сетевой воды:

— для условий Москвы, Минска;
 — — — для условий г. Куйбышева

Для построения годового графика необходимо: 1) знать длительность стояния различных температур наружного воздуха в отопительном периоде для данного климатического пояса, где сооружается ТЭЦ или котельная; 2) определить часовой расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в зависимости от температуры наружного воздуха; 3) построить температурный график сети; 4) соответственно температурному графику и продолжительности каждого расхода построить годовой график отпуска теплоты.

Пример годового графика отпуска теплоты на коммунально-бытовые нужды комбинатов химических производств и жилых массивов городов показан на рис. 1.4, там же слева приведен расчетный температурный график сети.

§ 1.4. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

В систему теплоснабжения входят источники, транспортные устройства и аппараты (установки) потребителя. Системы теплоснабжения различают по мощности, виду источника теплоты и виду теплоносителя. По мощности системы теплоснабжения делятся на децентрализованные (местные) и централизованные.

Использование промышленных печей и местных котельных является примером децентрализованного теплоснабжения (ДЦТ). При ДЦТ выработка теплоты и ее потребление осуществляются в одном устройстве, транспорт теплоты на дальнейшее расстояние не производится. Устройства используют при висотемпературных технологических ($1000—1800^{\circ}\text{C}$) и среднетемпературных ($200—500^{\circ}\text{C}$) процессах. Достоинство промышленных печей состоит в возможности нагрева продукта до любых высоких температур и независимости от теплоэлектроцентралей. Недостатками ДЦТ являются высокие капитальные затраты в индивидуальные малой мощности печи и местные котельные, низкий коэффициент использования теплоты топлива в печах ($\eta_{\text{п}}=20\div 60\%$), загрязнение воздушной среды и большие эксплуатационные расходы. ДЦТ, как правило, используют в сельской местности и небольших городах и поселках при малых тепловых нагрузках.

Централизованное теплоснабжение (ЦТ) осуществляется от источника коллективного пользования (ТЭЦ или районной котельной) для снабжения теплотой нескольких промышленных предприятий и жилищных поселков. Оно представляет собой систему, включающую в себя турбинные установки или теплогенераторы для получения требуемого количества и качества теплоты; тепловые сети (паровые и водяные) с вспомогательными устройствами, обеспечивающие транспорт теплоты и теплоприемники (аппараты) потребителя.

По виду теплоносителя системы теплоснабжения делятся на: 1) водяные системы, где основным теплоносителем служит нагретая вода; 2) паровые системы, где теплоносителем является водяной пар.

Как правило, до температур 150—200 °С используют воду, при температурах выше 200 °С — водяной пар.

Достоинства воды: 1) общедоступность; 2) большая теплоемкость; 3) химическая устойчивость при низких и средних температурах; 4) возможность транспортирования на большие расстояния; 5) возможность центрального регулирования отпуска теплоты потребителю; 6) сохранение конденсата греющего пара на ТЭЦ или в РК; 7) простота присоединений к магистральным сетям абонентских установок; 8) большой срок службы и надежность работы водяных тепловых сетей.

К недостаткам воды как теплоносителя относится невозможность ее применения при температурах выше 200 °С, так как требуется высокое давление в трубопроводах во избежание ее вскипания, а также большой расход электроэнергии на транспорт к потребителю.

Достоинства пара: 1) возможность его непосредственного использования в технологических аппаратах; 2) отсутствие расхода электроэнергии на транспортирование; 3) быстрота прогрева сети парового отопления; 4) меньшая, чем при использовании воды, поверхность нагревательных аппаратов.

Недостатки пара: 1) повышенные потери теплоты паропроводами в окружающую среду; 2) ограниченная дальность транспорта пара к потребителю (менее 10 км); 3) меньший, чем при использовании воды, срок службы паровых систем отопления из-за коррозии; 4) потери конденсата из-за утечек, загрязнений, сложность сбора и возврата его на ТЭЦ.

По этим причинам отпуск теплоты в паре осуществ-

ляется, как правило, для технологических нужд производства, а в горячей воде — на отопление и вентиляцию производственных и жилых помещений.

Системы водяных и паровых сетей могут выполняться как однотрубными, так и многотрубными. При однотрубной системе подаваемая к потребителю горячая вода не возвращается на станцию, а используется сначала на отопление, затем на горячее водоснабжение, а слив ее в канализацию не допускается. При этом температура сетевой воды повышается до 180°C и выше с целью уменьшения ее расхода. Однотрубная система целесообразна при дальнем теплоснабжении, когда стоимость обратной магистрали и затраты электроэнергии на сетевые насосы оказываются слишком большими, а стоимость расходного топлива невелика. Поэтому широкое распространение при ЦТ получила двухтрубная система, обеспечивающая возврат на ТЭЦ обратной воды от потребителей, чем уменьшаются не только затраты на топливо, но и на водоподготовку в системе.

В зависимости от схемы использования потребителем сетевой воды двухтрубные водяные системы могут выполняться открытыми или закрытыми. В открытой системе горячая вода частично разбирается потребителем для коммунально-бытовых нужд. В закрытой системе сетевая вода является промежуточным теплоносителем между источником (ТЭЦ, РК) и потребителем с полным ее возвратом на станцию или в котельную.

Потребители теплоты присоединяются к водяным сетям либо по зависимой схеме (непосредственное присоединение), либо по независимой схеме (через поверхностный подогреватель). В первом случае давление и температура воды в системах отопления полностью определяются гидравлическим и тепловым режимами подающей магистрали от ТЭЦ. Во втором случае потребитель может регулировать как температуру, так и расход воды в своей системе отопления и горячего водоснабжения. Последнее очень важно для нормальной эксплуатации отопительных устройств у потребителя. В частности, требуется:

а) температура горячей воды на входе в радиаторы жилых и общественных зданий не превышала по санитарно-гигиеническим условиям 95°C , а для горячего водоразбора 60°C .

б) давление в радиаторах местных систем отопления не должно превышать $0,5\text{—}0,6$ МПа;

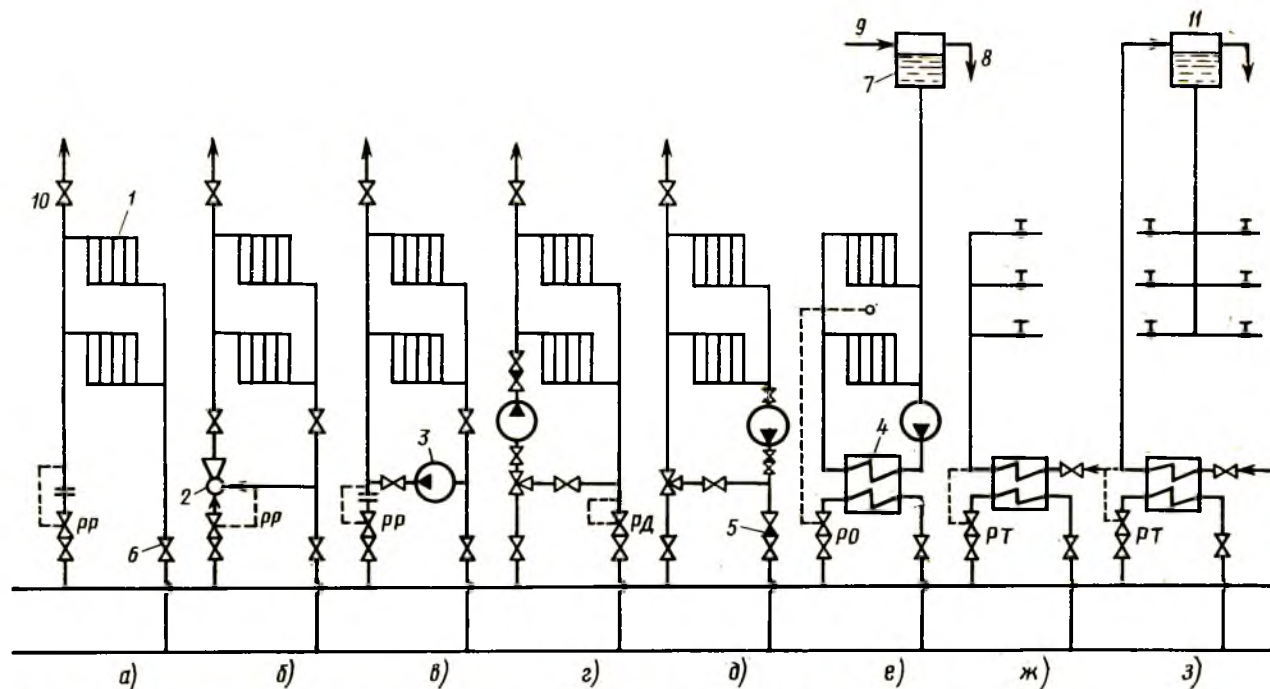


Рис. 1.5. Принципиальные схемы присоединения абонента к магистральным сетям:

1 — приборы отопления; 2 — элеватор; 3 — насос; 4 — подогреватель; 5 — обратный клапан; 6 — задвижка; 7 — расширительный бак; 8 — перелив; 9 — водопроводная вода; 10 — воздушный кран; 11 — бак-аккумулятор

в) в местах присоединения абонентов разность давления воды в подающей и обратной магистралях соответствовала гидравлическому сопротивлению местных систем.

Удовлетворение указанных требований достигается применением различных способов присоединения абонентов. Так, например, температура горячей воды регулируется у потребителя путем установки регуляторов температуры, а давление — установкой насосов на подающей или обратной трубе.

Примеры схем присоединения абонентов к тепловой сети приведены на рис. 1.5. Здесь показаны:

схема *а* — простейшая, зависимого присоединения, где давление и температура местной системы определяются параметрами тепловой сети. При снижении наружной температуры воздуха требуется либо увеличивать расход сетевой воды, либо повышать ее температуру на ТЭЦ или в районной котельной;

схема *б* — с подмешиванием обратной воды при помощи струйного насоса-элеватора. Для нормальной работы элеватора необходим перепад давлений $\Delta P = 0,08 \div 0,10$ МПа между подающей и обратной магистралями;

схема *в* — с подмешиванием при помощи центробежного насоса, когда $\Delta P < 0,08 \div 0,10$ МПа;

схема *г* применяется, если давление в подающей магистрали меньше статического у абонента, в результате чего может опорожниться местная система. Установленный на подающей линии циркуляционный насос служит и для подмешивания обратной воды;

схема *д* применяется для тупиковых (отдаленных) потребителей, когда давление в подающей линии меньше, чем в обратной. Здесь насос устанавливают на обратной линии, что предотвращает опрокидывание циркуляции в местной системе.

Все эти схемы (*а—д*) являются схемами непосредственного или зависимого присоединения абонента к тепловой сети.

Независимое присоединение осуществляется путем установки у абонента поверхностного подогревателя, в котором за счет теплоты сетевой воды ТЭЦ или РК нагревается вода местной системы (схема *е*).

Температура воды у абонента регулируется при помощи изменения расхода сетевой воды через подогреватель;

схема *е* широко применяется в разветвленной тепловой сети с большим гидравлическим сопротивлением, где

давление в обратной магистрали значительно превышает допустимые давления в радиаторах потребителей ($P > 0,6$ МПа). Здесь давление в местной системе устанавливается статическим напором расширительного бака, установленного на высшей отметке;

схема *ж* горячего водоснабжения — при закрытой системе теплоснабжения. Температура горячей воды регулируется путем установки терморегулятора, воздействующего на расход сетевой воды, проходящей через подогреватель;

схема *з* применяется при больших количествах разбора горячей воды и отличается от схемы *ж* установкой аккумулятора, запас горячей воды в котором покрывает суточный пик нагрузки горячего водоснабжения.

Приведенные закрытые системы имеют ряд преимуществ перед открытыми системами. Здесь для горячего водоснабжения может подаваться питьевая вода, соответствующая самым высоким санитарно-гигиеническим требованиям; легко проверяется плотность тепловых сетей по величине их подпитки.

Примеры открытых систем горячего водоснабжения показаны на рис. 1.6.

В схеме *а* горячая сетевая вода подается через тройник — смеситель из подающей магистрали. Для регулирования температуры воды после смешения на трубопроводе горячей воды установлен терморегулятор. На холодной нитке устанавливается обратный клапан, предупреждающий ее рециркуляцию.

Схема *б* отличается тем, что в качестве подмешивающей воды в ней используется холодная водопроводная вода.

В схеме *в* производится последовательное присоединение отопительной системы и установки горячего водоснабжения. Обратная вода из радиаторов частично поступает через обратный клапан в смеситель и на водоразбор. Регулирование температуры отопления осуществляется установкой регулятора температуры, а для горячего водоснабжения — подачей горячей сетевой воды в смеситель. Обратный клапан препятствует движению воды из смесителя в обратную магистраль.

Достоинством открытых систем горячего водоснабжения является простота схем абонентских вводов, а к недостаткам относятся увеличение стоимости химводоочистки, усложнение контроля за утечками и санитарного контроля за качеством воды.

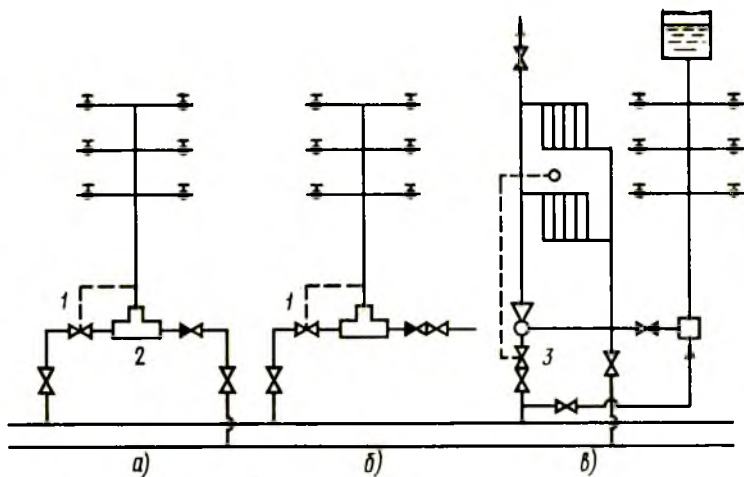
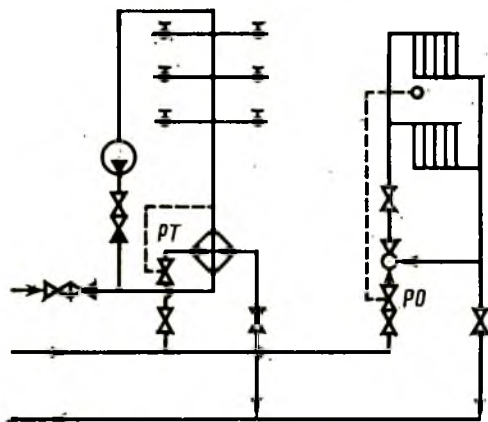


Рис. 1.6. Открытые системы горячего водоснабжения:

1 — регулятор температуры; 2 — смеситель; 3 — регулятор температуры по отоплению

Рис. 1.7. Параллельная схема включения водо-водяного теплообменника для горячего водоснабжения



При небольшом значении тепловой нагрузки на горячее водоснабжение по отношению к отопительной ($\gamma_{г.в} < 0,2$) применяют параллельную схему присоединения водо-водяного теплообменника (рис. 1.7). В этой схеме сетевая вода из подающей магистрали разветвляется на два параллельных потока: один нагревает водопроводную воду в водо-водяном теплообменнике, а другой поток направляется через элеватор в систему отопления. Для устранения колебаний расхода сетевой воды при максимальном водоразборе на горячее водоснабжение перед элеватором устанавливают регулятор постоянства расхода.

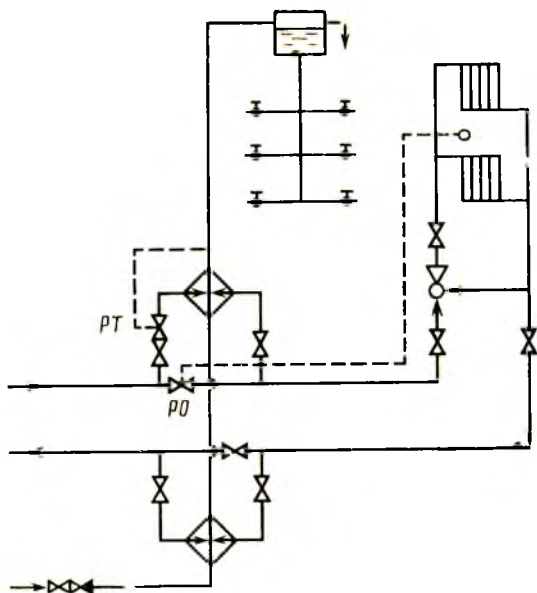


Рис. 1.8. Последовательная схема включения водо-водяных теплообменников для горячего водоснабжения

При большой тепловой нагрузке на горячее водоснабжение, когда $\gamma_{г.в} > 0,2$, применяют двухступенчатую последовательную схему присоединения водо-водяного теплообменника (рис. 1.8). Здесь из подающей линии сетевая вода проходит последовательно водо-водяной теплообменник второй ступени и затем через систему отопления в водо-водяной теплообменник первой ступени. Водопроводная вода нагревается сначала в первой ступени теплообменника за счет теплоты обратной сетевой воды, а затем догревается во второй ступени водой из подающей магистрали. Таким образом, оба водо-водяных теплообменника горячего водоснабжения и система отопления включены по последовательной схеме.

В последовательной схеме расход сетевой воды остается неизменным при наличии регулятора расхода, что позволяет иметь постоянный гидравлический режим в тепловой сети. Снижение температуры обратной сетевой воды, достигаемое за счет охлаждения ее в первой ступени водонагревателя, приводит к увеличению выработки

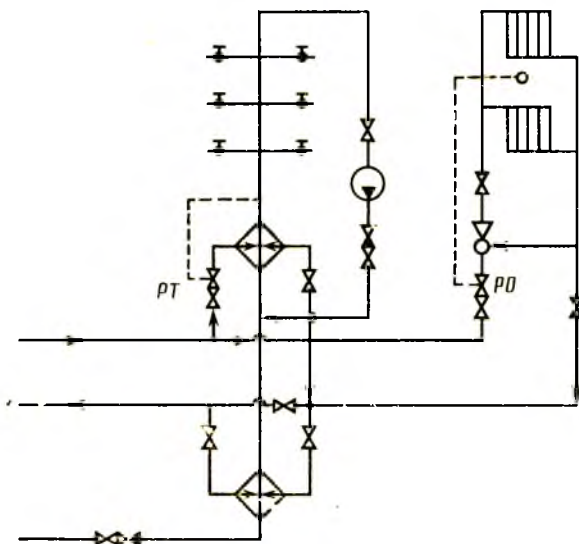


Рис. 1.9. Смешанная схема включения водо-водяных теплообменников для горячего водоснабжения

электроэнергии на тепловом потреблении на ТЭЦ и к дополнительной экономии топлива от теплофикации. В этой схеме аккумулирующую способность отапливаемых зданий используют для выравнивания суточного графика нагрузок отопления и горячего водоснабжения.

Для уменьшения расхода сетевой воды на нагрев водопроводной воды используют двухступенчатую смешанную схему присоединения водо-водяных теплообменников (рис. 1.9). Здесь сетевая вода из подающей магистрали разделяется на два параллельных потока: первый поступает во вторую ступень подогрева, а второй — в систему отопления. Обратная сетевая вода поступает в первую ступень подогрева. Водопроводная вода, таким образом, нагревается в первой ступени водо-водяного теплообменника как обратной сетевой водой после отопления, так и сетевой водой после второй ступени подогрева. Затем водопроводная вода догревается до требуемой температуры во второй ступени прямой сетевой водой. Так как здесь одновременно применяется и параллельный, и последовательный подогрев, то такая схема называется смешанной. Двухступенчатая смешанная схема наиболее часто используется в условиях больших нагрузок горяче-

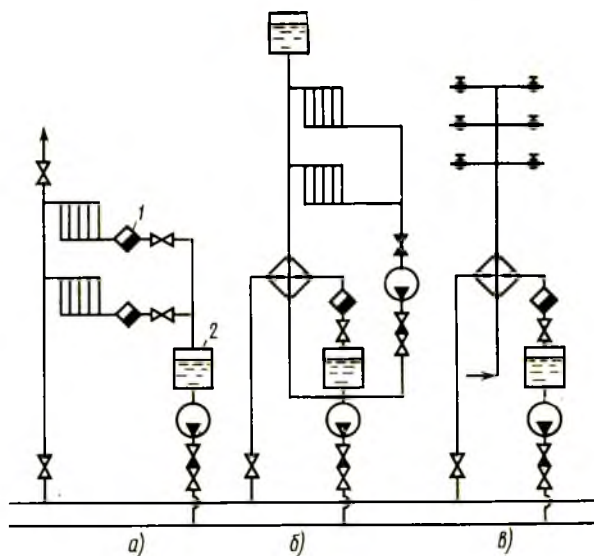


Рис. 1.10. Схемы паровых систем отопления и горячего водоснабжения:

1 — конденсатоотводчик; 2 — конденсатный бак

го водоснабжения. В этой схеме суточный график тепловой нагрузки отопления и горячего водоснабжения не выравнивается. Применяются системы паровых сетей двух видов: с возвратом и без возврата конденсата пара на ТЭЦ. В первых применяют двух- и многотрубные системы, во вторых — однотрубную систему.

Примеры паровых систем отопления и горячего водоснабжения показаны на рис. 1.10.

Схема *а* зависимого (непосредственного) присоединения применяется в случае давления пара, не нарушающего прочности радиаторов абонента. Конденсат греющего пара через конденсатоотводчики собирается в бак, из которого насосом направляется на ТЭЦ.

Схема *б* независимого присоединения применяется, когда параметры пара выше допустимых по прочности установок абонента. По этой схеме у абонента устанавливается подогреватель, в котором паром греется вода местной системы. Потери воды в системе восполняются через расширительный бак. Конденсат греющего пара через конденсатоотводчик поступает в бак, откуда насосом возвращается на ТЭЦ.

Схема в горячего водоснабжения выполняется для независимого присоединения абонента; источником горячей воды является питьевая вода, нагреваемая паром.

Все эти схемы соответствуют двухтрубной паровой системе с возвратом конденсата на ТЭЦ с помощью насоса по трубе меньшего диаметра.

§ 1.5. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Значительная сезонная неравномерность отопительной и вентиляционной нагрузок выдвигает задачу наиболее эффективного их удовлетворения в условиях использования теплофикационного оборудования электростанций. Эта задача сводится к необходимости установки специальных пиковых источников теплоты, имеющих низкую удельную стоимость, хотя и допускающих некоторый перерасход топлива. С точки зрения достижения максимальной экономии топлива всю тепловую нагрузку желательно покрывать за счет отборного пара турбоагрегатов, однако в условиях переменного графика тепловой нагрузки при значительных капиталовложениях в оборудование ТЭЦ необходимо обеспечить его наиболее полную нагрузку в годовом периоде. Взаимный учет этих двух основных факторов приводит к наивыгоднейшему решению, при котором отборным паром целесообразно осуществлять отпуск теплоты только для той части нагрузки, которая остается относительно стабильной в течение отопительного периода. Верхняя же часть годового графика нагрузок должна покрываться пиковой водогрейной котельной (заштрихованная площадка на рис. 1.11). Включение в работу пиковой котельной осуществляется только при полном исчерпании возможностей отопительных отборов.

Коэффициентом теплофикации называется отношение максимальной тепловой мощности, обеспечиваемой отборным паром ($Q_{от}^m$), к общей максимальной нагрузке ТЭЦ (Q_T^m):

$$\alpha_T = Q_{от}^m / Q_T^m. \quad (1.12)$$

При этом для системы транспорта теплоты от ТЭЦ (рис. 1.12) требуемая мощность пиковой котельной составит

$$Q_{п.к} = Q_T^m (1 - \alpha_T). \quad (1.13)$$

Годовым коэффициентом теплофикации считают отношение годового отпуска теплоты отборным паром к об-

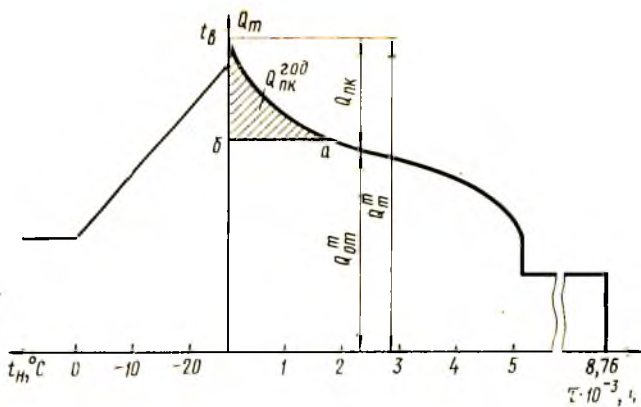


Рис. 1.11. Распределение тепловой нагрузки между основными и пиковыми источниками при однотрубной сети

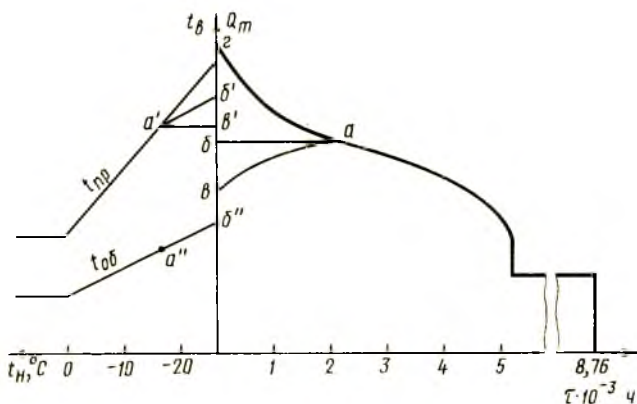


Рис. 1.12. Распределение отпуска теплоты между основными и пиковыми источниками при двухтрубной сети

щему годовому отпуску теплоты $Q_T^{\text{год}}$ от ТЭЦ:

$$\alpha_T^{\text{год}} = Q_{\text{от}}^{\text{год}} / Q_T^{\text{год}} = 1 - Q_{\text{п.к.}}^{\text{год}} / Q_T^{\text{год}}. \quad (1.14)$$

Здесь $Q_{\text{п.к.}}^{\text{год}}$ — годовой отпуск теплоты от пиковой котельной.

Текущее значение коэффициента теплофикации α_{Ti} представляет собой отношение текущей тепловой мощности отопительных отборов ($Q_{\text{от}i}$) к расчетной максималь-

ной нагрузке ТЭЦ ($Q_{\text{Т}}^{\text{м}}$):

$$\alpha_{\text{ти}} = Q_{\text{от}} / Q_{\text{Т}}^{\text{м}}. \quad (1.15)$$

На приведенном на рис. 1.12 графике нагрузок включение в работу пиковой котельной осуществляется в точке *a*. Здесь линия *ab* характеризует уровень загрузки отопительных отборов в период работы пиковой котельной в том случае, когда температура обратной сетевой воды остается постоянной. В условиях двухтрубной системы указанное условие, как правило, не соблюдается. Дело в том, что повышение температуры прямой сетевой воды в часы максимума отопительной нагрузки приводит к повышению температуры и обратной воды, что уменьшает расход пара из нижних отборов турбины и увеличивает долю теплоты, отпускаемой от пиковой котельной. Этому процессу на рис. 1.12 соответствует линия *ав*, где точка *a* определяет момент подключения пиковой котельной. Площадь *авз* представляет собой отпускаемую в сеть теплоту пиковой котельной за весь период ее работы. На температурном графике рис. 1.12 точка *a'* соответствует температуре подогрева сетевой воды в основных подогревателях в момент включения пиковой котельной. Температура обратной сетевой воды в этот момент соответствует точке *a''*. В процессе понижения температуры наружного воздуха температура обратной сетевой воды увеличивается по линии *a''б''*, поэтому тепловая нагрузка сетевых подогревателей будет уменьшаться по кривой *ав*. Максимальное снижение тепловой нагрузки отборов для закрытой теплосети определяется зависимостью

$$\delta Q_{\text{отб}} = \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{м}}}{\Delta t_{\text{р}}} \delta t_{\text{об}}. \quad (1.16)$$

Здесь $\Delta t_{\text{р}}$ — расчетная разность температур прямой и обратной сетевой воды (при расчетной температуре наружного воздуха), °C; $\delta t_{\text{об}}$ — повышение температуры обратной сетевой воды на участке *a''б''*, °C.

В случае открытой теплосети с горячим водоразбором

$$\delta Q_{\text{отб}} = \frac{G_{\text{обр}}}{G_{\text{пр}}} \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{м}}}{\Delta t_{\text{р}}} \delta t_{\text{об}} = \varphi \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{м}}}{\Delta t_{\text{р}}} \delta t_{\text{об}}, \quad (1.17)$$

где $G_{\text{обр}}$, $G_{\text{пр}}$ — расходы обратной и прямой сетевой воды, кг/с соответственно;

$$\varphi = G_{\text{обр}} / G_{\text{пр}}.$$

Как видим, в этом случае текущее значение коэффициента в точке *в* меньше расчетного, т. е. $\alpha_{т.в} < \alpha_t$, и определять устанавливаемую мощность пиковой котельной по коэффициенту теплофикации α_t нельзя. Это можно сделать, определив предварительно

$$\alpha_{т.в} = \alpha_t - \varphi \frac{\Delta t_{об}}{\Delta t_p}$$

При этом $Q_{п.к} = Q_{т.м} (1 - \alpha_{т.в})$.

Для обеспечения максимального расхода пара из отборов на участке работы пиковой котельной необходимо повышать давление верхнего отопительного отбора. Если вызванное этим повышение температуры подогрева воды в основных бойлерах компенсирует снижение тепловой нагрузки в нижнем бойлере вследствие повышения температуры воды на входе в него, то отпуск теплоты из отборов останется неизменным, что соответствует линии $a'b'$ на рис. 1.13. Указанное повышение температуры воды после основных бойлеров для закрытой сети должно осуществляться по линии $a'b'$, эквидистантной линии $a''b''$. При этом $Q_{отб} = \text{const}$. В случае открытой двухтрубной теплосети повышение температуры после основных бойлеров $\delta t_{пр}$ должно быть меньше и соответствовать равенству $\delta t_{пр} = \varphi \delta t_{обр}$. В пределе для однетрубной сети $\varphi = 0$ и $\delta t_{пр} = 0$.

Возможности поддержания постоянного отпуска теплоты из отборов турбины в период работы пиковой котельной могут оказаться ограниченными по условиям до-

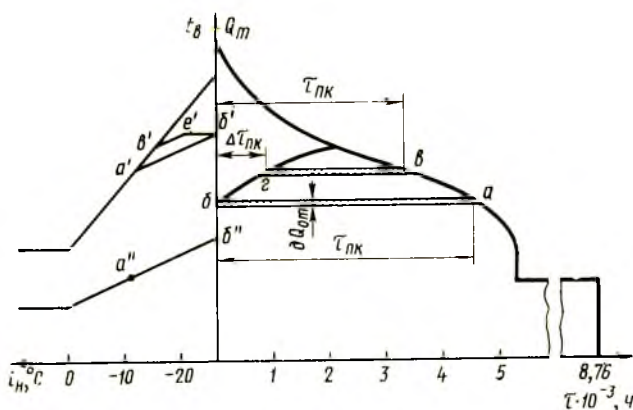


Рис. 1.13. Приращение годового отпуска теплоты паром регулируемых отборов

стижения максимального давления в верхнем отопительном отборе. Для современных турбоагрегатов ТЭЦ на органическом топливе это давление составляет 2,45 МПа. Указанное ограничение в разных условиях может по-разному влиять на соотношение отпуска теплоты между основными и пиковыми источниками. Все дело в том, что требуемый уровень давления в верхнем отопительном отборе определяется как значением коэффициента теплофикации, так и расчетной температурой прямой сетевой воды $t_{\text{пр}}$. Температура подогрева воды в верхнем сетевом подогревателе $t_{\text{в}}$, определяемая как разность температуры насыщения отборного пара $t_{\text{с}}$ и соответствующей величины недогрева δt , является в то же время функцией значения коэффициента теплофикации и расчетной температуры прямой сетевой воды:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{обп}} + \alpha_{\text{гг}} (t_{\text{пр}}^{\text{р}} - t_{\text{обп}}^{\text{р}}), \quad (1.18)$$

поэтому в том случае, когда при расчетном коэффициенте теплофикации достигается максимальное давление в верхнем отопительном отборе, повышение расчетной температуры сетевой воды (в условиях $t_{\text{в}} = \text{const}$) возможно только при снижении коэффициента теплофикации.

В соответствии с этим существует понятие *предельного значения коэффициента теплофикации*, т. е. такого значения $\alpha_{\text{т.пред}}$, когда максимальное давление в верхнем отопительном отборе достигается при расчетной (самой низкой) температуре наружного воздуха. При этом *максимальное* значение расчетного коэффициента теплофикации достигается при максимальном давлении в верхнем отборе в период включения в работу пиковой котельной. Изменение коэффициента теплофикации от предельного до максимального не меняет устанавливаемой мощности пиковой котельной, а лишь приводит к некоторому перераспределению отпуска теплоты между основными и пиковыми источниками.

Оптимальное соотношение между отпуском теплоты от пиковой котельной и из отборов турбин определяется по минимуму приведенных затрат в энергосистеме. На его значение существенное влияние оказывают стоимость потребляемого топлива, уровень начальных параметров и удельные капиталовложения в основное оборудование, температурный график теплосети, климатические условия района.

В практике оптимизационных расчетов коэффициента теплофикации используются два разных подхода, часто

дающие весьма существенные расхождения получаемых результатов: 1) при заданной суммарной тепловой нагрузке ТЭЦ, когда переменными являются тепловая и электрическая мощность ее турбин; 2) при заданной тепловой и электрической мощности турбин ТЭЦ, когда может изменяться присоединяемая тепловая нагрузка.

При втором подходе получаемые значения мощности пиковых котельных будут заведомо большими, а оптимальные значения коэффициента теплофикации — значительно меньшими. Нетрудно увидеть, что второй подход правомерен только в условиях неограниченной возможности подключения к ТЭЦ тепловых абонентов.

Приращение коэффициента теплофикации может приводить к различному изменению годового отпуска теплоты отборным паром и пиковой котельной в зависимости от значения коэффициента теплофикации в точке a (рис. 1.13). Так, если при $\alpha_T > \alpha_{T, \text{прод}}$ дать бесконечно малое приращение тепловой мощности отборов на $\partial Q_{\text{от}}$, то соответствующее годовое изменение отпуска теплоты отборным паром (нижняя заштрихованная площадка на рис. 1.13) составит

$$\partial Q_{\text{от}}^{\text{год}} = \partial \alpha_T Q_T^m \tau_{\text{п.к}} \quad (1.19)$$

где $\tau_{\text{п.к}}$ — продолжительность работы пиковой котельной, ч/год.

В условиях же, когда исходный коэффициент теплофикации $\alpha_T > \alpha_{T, \text{прод}}$, соответствующая величина $\partial Q_{\text{от}}^{\text{год}}$ будет равна (верхняя заштрихованная площадка на рис. 1.13)

$$\partial Q_{\text{от}}^{\text{год}} = \partial \alpha_T Q_T^m (\tau_{\text{п.к}} - \Delta \tau_{\text{п.к}}), \quad (1.20)$$

где величина $\Delta \tau_{\text{п.к}}$ определяется климатическими условиями (продолжительностью стояния низких температур наружного воздуха) и запасом возможного повышения давления в верхнем отборе при включении в работу пиковой котельной.

При подогреве сетевой воды паром нерегулируемых отборов температура воды на выходе из верхнего подогревателя остается постоянной (если не переключаться на отбор с более высоким давлением). Это соответствует линии $a'b'$ на рис. 1.14. Соответствующий отпуск теплоты из отборов изменяется по кривой ab . Приращение коэффициента теплофикации в этом случае будет приводить к изменению отпуска теплоты по соответствующей

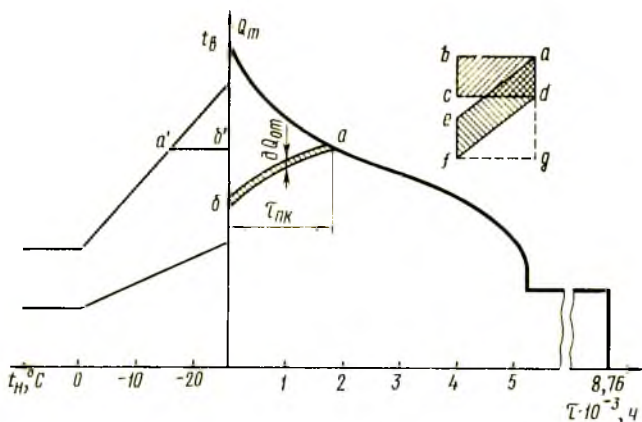


Рис. 1.14. Приращение годового отпуска теплоты паром нерегулируемых отборов

щей эквидистантной кривой (заштрихованная площадка на рис. 1.14). Нетрудно показать, что и в этом случае $\partial Q_{от}^{год} = \partial \alpha_t Q_{т.м.п.к.}$. Если представить заштрихованную площадку ab состоящей из ряда параллелограммов, то доказательство справедливости такой записи вытекает из равенства площадей прямоугольника $abcd$ и параллелограмма $aefd$. Площадь прямоугольника равна произведению сторон cd и ad .

Площадь параллелограмма определяется произведением высоты fe на основание cd . Так как $fg = cd$, то и площади равны.

Оценка изменения отпуска теплоты за годовой период с помощью приведенных дифференциальных зависимостей значительно упрощает расчет и дает возможность выполнить на этой основе оптимизационные расчеты.

Дифференциальные уравнения изменения годового отпуска теплоты удобно использовать для разработки расчетных зависимостей, позволяющих определять оптимальные значения коэффициента теплофикации, причем удобнее определять расчетным путем не коэффициент теплофикации, а оптимальную продолжительность работы пиковой котельной. В этом случае расчеты можно проводить безотносительно к климатическим условиям, т. е. независимо от графика тепловых нагрузок. Коэффициент же теплофикации, зависящий от климатических условий и структуры теплового потребления, определяется в каждом конкретном случае

по величине $\tau_{п.к}^{опт}$ на основе графика по продолжительности. Выполненные многочисленные расчеты оптимальных значений коэффициента теплофикации ТЭЦ $\alpha_T^{опт}$ показывают, что его значения в реальных условиях могут изменяться в пределах от 0,5 до 0,8. Повышение стоимости потребляемого топлива, уровня начальных параметров пара, доли горячего водоснабжения в общей тепловой нагрузке всегда при прочих равных условиях повышают значения $\alpha_T^{опт}$. Повышение же расчетной температуры прямой сетевой воды, удельных капиталовложений в основное и вспомогательное теплофикационное оборудование действуют в обратном направлении и приводят к его снижению.

Наиболее правильное решение дает комплексный расчет параметров системы теплоснабжения путем совместного определения рациональных значений коэффициента теплофикации, расчетных температур прямой и обратной сетевой воды, радиуса охвата тепловых потребителей и уровня общей тепловой мощности ТЭЦ.

Глава 2

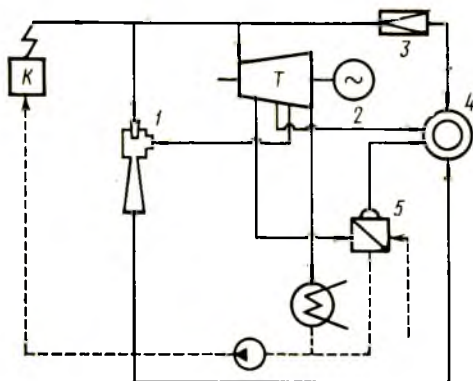
ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЭЦ И ПИКОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ

§ 2.1. СХЕМЫ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТБОРНОГО ПАРА

Схема отпуска теплоты, включающая теплоподготовительные установки, химводоочистку, вспомогательное оборудование и трубопроводы, является частью общей тепловой схемы ТЭЦ или котельной в целом. Принципиальная схема различных вариантов отпуска пара от ТЭЦ на технологические нужды производств показана на рис. 2.1. Отпуск технологического пара здесь может производиться: 1) по открытой схеме, когда пар непосредственно из отборов турбин отпускается потребителю с возвратом конденсата и восполнением его потерь за счет химводоочистки 2; 2) по закрытой схеме, при установке паропреобразователя на ТЭЦ с сохранением конденсата греющего пара 5; 3) непосредственно от котлов через редуционно-охладительную установку (РОУ) 3; 4) при помощи струйного компрессора 1.

Рис. 2.1. Схема отпуска технологического пара от ТЭЦ:

1 — струйный компрессор;
2 — пар из отбора турбины;
3 — редукционно-охлаждающая установка;
4 — тепловой потребитель; 5 — паропреобразователь



Наиболее экономичной из рассмотренных схем при полном возврате конденсата потребителям является открытая схема отпуска пара от ТЭЦ, обеспечивающая наибольшую выработку электроэнергии на тепловом потреблении. В случае невозврата конденсата пара с производства на ТЭЦ или его сильного загрязнения применяют закрытую схему отпуска теплоты путем установки паропреобразователей. При этом возникают дополнительные капиталовложения и эксплуатационные издержки и уменьшается теплофикационная выработка электроэнергии.

Отпуск пара от котлов ТЭЦ через РОУ производят как вынужденный в случае малых его расходов и несоответствия требуемых параметров пара на технологию с параметрами регулируемых отборов турбин.

Если имеется свободный отбор пара более низких параметров, чем требуется потребителю, то для повышения его давления используют струйный компрессор, который прост по конструкции и надежен в эксплуатации. Установка такого компрессора на ТЭЦ позволяет снизить количество дросселируемого острого пара и дополнительно выработать электроэнергию эжектируемым отборным паром. Выбор схемы отпуска теплоты от ТЭЦ производят на основе ее технико-экономической оптимизации.

В схемах отпуска теплоты на коммунально-бытовые нужды для нагрева воды применяют сетевые подогревательные установки, состоящие из нескольких основных и пиковых сетевых подогревателей (бойлеров). Сетевая вода из обратной магистрали потребителя забирается сетевыми насосами и направляется последовательно через

основной и пиковый подогреватели или пиковый водогрейный котел в подающую магистраль тепловой сети.

Современные схемы отпуска теплоты от ТЭЦ обусловлены: 1) системами тепловых сетей; 2) типом теплофикационных турбин; 3) числом ступеней подогрева сетевой воды; 4) схемой подготовки подпиточной воды для открытых и закрытых тепловых сетей; 5) регенеративной схемой питательной воды; 6) схемой возврата конденсата с производства; 7) схемой использования теплоты непрерывной продувки котлов.

Теплоэнергетические установки, вырабатывающие электроэнергию и теплоту для централизованного теплоснабжения, различаются:

1. По виду расходуемого топлива:

— ТЭЦ на органическом топливе (твердом, жидком и газовом);

— атомные ТЭЦ, осуществляющие комбинированную выработку энергии;

— атомные станции теплоснабжения (АСТ), атомные станции (котельные) промышленного теплоснабжения (АСПТ);

— ТЭЦ на нетрадиционных видах энергии (солнечной, геотермальной и т. д.).

2. По типу двигателя, применяемого для привода электрического генератора:

— паротурбинные электростанции, где устанавливаются паровые турбины с регулируемыми отборами пара или с противодавлением;

— газотурбинные электростанции с использованием газовых турбин, отработанный газ которых нагревает теплоноситель;

— парогазовые электростанции, когда устанавливают паровые и газовые турбоагрегаты, связанные между собой по тепловой схеме.

3. По начальным параметрам рабочего тела:

— теплоэлектроцентрали средних параметров (3—4 МПа, 450°C), высоких (9 МПа, 500°C), повышенных (докритических) (13 МПа, 555°C), сверхкритических параметров пара (24 МПа, 540°C);

4. По режиму нагрузки — базовые, маневренные (полупиковые).

5. По характеру потребителей и назначению станций — районные, коммунальные (отопительные) ТЭЦ и промышленные ТЭЦ, снабжающие электрической и тепловой энергией промышленные объекты.

Паровые котлы ТЭЦ, как правило, не имеют какого-либо отличия от котлов КЭС, за исключением того, что на промышленных ТЭЦ промежуточный перегрев пара, как правило, не применяется.

Теплофикационные турбины, устанавливаемые на ТЭЦ, разделяются (по ГОСТ 3618—82) на конденсационные с теплофикационным регулируемым отбором пара (типа Т), с производственным регулируемым отбором пара (типа П) и с двумя регулируемыми отборами пара (типа ПТ).

Для покрытия постоянных промышленных тепловых нагрузок на ТЭЦ применяются противодавленческие турбины (типа Р), а также с регулируемым отбором пара и противодавлением (типа ПР и ТР).

В условных обозначениях турбин первые буквы Т, П, ПТ, Р, ПР, ТР указывают тип турбины, далее цифрами — номинальную и максимальную мощность (МВт), а затем начальное давление и давление в производственном отборе или противодавление (кгс/м^2). Например, ПТ-135/165-130/15 — теплофикационная турбина с двумя регулируемыми отборами пара, номинальной и максимальной мощностью 135 и 165 МВт на начальные параметры пара 13 МПа, 555°C и давлением производственного отбора 1,5 МПа.

На действующих ТЭЦ довоенного строительства еще эксплуатируются турбины малой мощности (12—25 МВт) на начальные параметры пара 3,5—9,0 МПа, 435—535°C типа ПТ-12-35/10, Т-12-35, ПТ-25-90/10, Т-25-90, Р-25-90/13 и т. д.

§ 2.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ

СОВРЕМЕННЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

С начала 60-х годов УТМЗ выпускает новые теплофикационные турбины Т-50-130, Т-100-130, Т-175-130, Т-250-240 с промежуточным перегревом, ПТ-50-130/7, ПТ-135-130/15. На ЛМЗ начат выпуск турбины Т-180-130 с промежуточным перегревом пара на базе конденсационной турбины К-200-130. Освоен выпуск модернизированных турбин ПТ-60-130/13, ПТ-80/130/13, а также на УТМЗ турбин с противодавлением Р-40-130/31, Р-50-130/13, Р-100-130/15.

Особенности новых теплофикационных турбин:

1) укрупнение единичной мощности турбин (50—250 МВт);

2) использование повышенных (13 МПа, 555°C) и за- критических параметров пара (24 МПа, 540/540°C);

3) применение промежуточного перегрева пара на турбинах Т-180-130 и Т-250-240;

4) увеличенный отпуск пара промышленного и тепло- фикационного отборов;

5) применен двухступенчатый подогрев сетевой воды;

6) расширен диапазон регулирования давления в про- изводственных и теплофикационных отборах;

7) предусмотрена возможность использования тепло- гы отработанного пара турбин во встроенном пучке кон- денсаторов турбин;

8) широкое применение унификации основных узлов и типов серийных турбин;

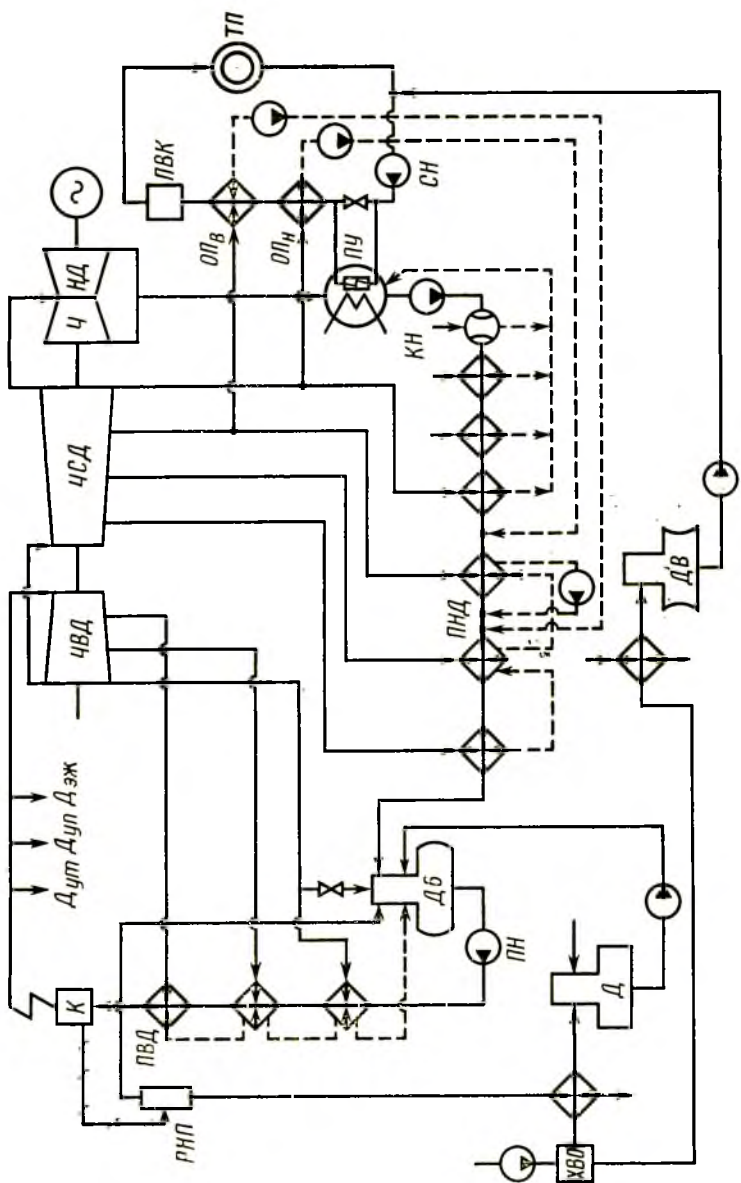
Увеличение единичной мощности турбин приводит к снижению капитальных затрат в строительство крупных ТЭЦ и позволяет использовать более высокие начальные параметры пара. Переход от начальных параметров пара 9,0 МПа, 500°C на 13 МПа, 555°C позволяет снизить го- довой расход топлива на 3—4% при снижении капита- льных затрат в результате укрупнения нового оборудова- ния. При переходе от повышенных (13 МПа, 555°C) на закритические начальные параметры с промперегревом пара (24 МПа, 540/540°C) снижается на 4—4,5% годовой расход топлива. Известно, что введение промежуточного перегрева пара на ТЭЦ менее эффективно, чем на КЭС. В то же время применение промежуточного перегрева пара на турбинах Т-180-130 и Т-250-240 позволяет экономить 1,5—2% топлива по теплофикацион- ному и 3—4% по конденсационному режимам работы блоков.

Повышение эффективности ТЭЦ с новыми турбинами получено также в результате использования двухступен- чатого подогрева сетевой воды вместо одноступенчатого подогрева в старых турбинах малой мощности. Это стало возможным в результате увеличения диапазона регулиро- вания давлений в отопительных отборах. На всех турби- нах серии Т пределы регулирования верхнего теплофика- ционного отбора составляют 0,06—0,25 МПа, а в ниж- нем — предел вакуумного отбора доведен до 0,04 МПа. Значительное снижение давлений теплофикационных от- боров по сравнению с ранее выпускаемыми турбинами (0,12—0,07 МПа) снижает дросселирование отборного пара и увеличивает выработку электроэнергии на тепло- вом потреблении. Ступенчатый подогрев сетевой воды на

турбинах серии Т и ПТ позволяет снизить годовой расход топлива на каждый блок на 1—2%.

Турбины новой серии имеют встроенный пучок в конденсаторе для использования теплоты отработанного пара на нагрев сетевой или подпиточной воды. С этой целью часть поверхности конденсатора (около 15%) выполнена в виде теплофикационного пучка, который охлаждается сетевой или подпиточной водой теплосети. В зимние режимы работы турбин вентиляционный пропуск пара в конденсатор турбин используется на нагрев сетевой воды. Циркуляционная вода отключается от конденсатора турбины путем останова циркуляционных насосов. Турбина работает на противодавленческом режиме, без потерь теплоты в холодном источнике. Подача сетевой воды с более высокой температурой в конденсатор турбины приводит к ухудшению вакуума. Завод ограничивает температуру сетевой воды на входе в пучок 60°C, а на выходе — 70°C во избежание перегрева задних лабиринтовых уплотнений, срыва вакуума и снижения надежности работы последних ступеней турбин. Одновременная подача циркуляционной и сетевой воды в конденсатор и пучок запрещается из-за высокой разницы температур между этими потоками (35—45°C), приводящей к разуплотнению трубных досок при различной их термической деформации. Разрешается одновременная подача в конденсатор только циркуляционной и подпиточной воды при разности температур между ними, не превышающей 20°C на входе потоков в конденсатор. При открытых тепловых сетях или однострубно́м транспорте сетевой воды работа турбин с теплофикационным пучком возможна длительное время с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении.

Турбины имеют два отопительных отбора со связанной системой регулирования. В зимний режим работы регулируемое давление поддерживается в верхнем отборе; давление в нижнем отборе устанавливается в зависимости от объемного пропуска пара через промежуточный отсек и зависит от тепловой нагрузки нижнего сетевого подогревателя. В летний режим работы при отключенном верхнем отборе регулирование давления и расхода пара нижнего отбора осуществляется поворотной диафрагмой, установленной перед ЧНД. Регулятор давления переключается на камеру нижнего отбора. При одноступенчатом нагреве сетевой воды в летнем режиме заводом допускается температура нагрева до 75°C, а при двухступенча-



том — до 115—120°C. Догрев воды до температуры 150°C осуществляется в пиковых водогрейных котлах.

Описываемые турбины с двумя отопительными отборами могут работать по теплофикационному графику с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении и по электрическому графику с конденсационной выработкой электроэнергии. Оба режима обеспечивают высокую эффективность ТЭЦ благодаря многоступенчатому подогреву сетевой воды.

На рис. 2.2 приведена принципиальная схема ТЭЦ с турбиной Т-175/210-130. Номинальная мощность турбины 175 МВт, максимальная — 210 МВт. Начальные параметры пара 13 МПа, 555°C. Расход пара на турбину составляет 205 кг/с (745 т/ч). Отпуск теплоты из отборов 312 МВт при давлениях в нижнем отборе 0,05—0,2, в верхнем — 0,06—0,3 МПа.

Теплоподготовительная установка состоит из встроенного пучка в конденсаторе и двух сетевых подогревателей, питаемых паром из верхнего и нижнего теплофикационных отборов. Догрев сетевой воды при низких температурах наружного воздуха осуществляется в ПВК.

На УТМЗ серийно изготавливается самая крупная теплофикационная турбина Т-250/300-240 на закритические параметры пара с промежуточным перегревом.

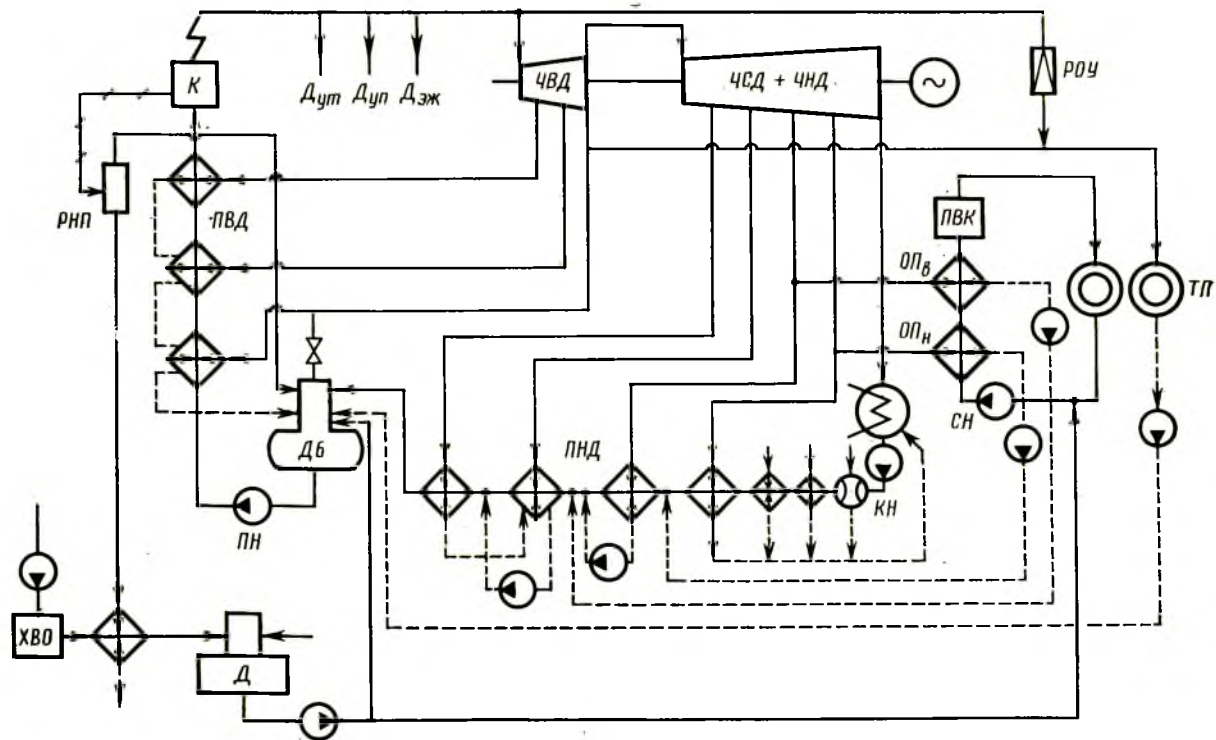
ЛМЗ серийно выпускает типовые турбины с промышленным и теплофикационным отборами ПТ-60-130/13 и ПТ-80-130/13.

Турбина ПТ-80-130 двухкорпусная, номинальной мощностью 80 МВт, максимальной — 100 МВт.

УТМЗ серийно изготавливает также турбину ПТ-135/165-130/15 с регулируемым производственным и двумя теплофикационными отборами пара. Принципиальная тепловая схема турбины показана на рис. 2.3. Ее номинальная мощность 135 МВт, максимальная — 165 МВт, номинальный производственный отбор 89 кг/с (320 т/ч),

Рис. 2.2. Принципиальная схема турбины Т-175/210-130:

К — котел; ЧВД, ЧСД, ЧНД — часть высокого, среднего и низкого давления турбины соответственно; $D_{ут}$, $D_{уп}$, $D_{эж}$ — расход пара на утечки, уплотнения и эжектор соответственно; ПВД — подогреватели высокого давления; ПНД — подогреватели низкого давления; РНП — расширитель непрерывной продувки; Дб, Д, ВД — деаэраторы повышенного давления атмосферный и вакуумный соответственно; ПУ — встроенный пучок, ОП_н, ОП_в — основной сетевой подогреватель нижний и верхний соответственно; ПВК — пиковый водогрейный котел; ПН, КН, СН — питательный, конденсатный и сетевой насосы соответственно; ТП — тепловой потребитель, ХВО — химводочистка



теплофикационные отборы 58,5 кг/с (210 т/ч). Максимальный расход острого пара на турбину 210 кг/с (760 т/ч) при начальных параметрах 13 МПа, 555°C. Регулирование давления производственного отбора производится в пределах 1,2—2,1 МПа. Теплоподготовительная установка состоит из двух сетевых подогревателей и ПВК. Турбина работает в блоке с двумя котлами паропроизводительностью 116,5 кг/с (420 т/ч) каждый.

На промышленно-отопительных ТЭЦ для покрытия базовых технологических нагрузок устанавливают противодавленческие турбины Р-40-130/31, Р-50-130/13, Р-100-130/15 и для коммунально-бытовых нагрузок ТР-100-130.

На действующих ТЭЦ для покрытия коммунально-бытовых нагрузок применяются турбины типа Т с конденсаторами. При большой постоянной тепловой нагрузке на горячее водоснабжение для ее покрытия может устанавливаться турбина ТР без конденсатора.

§ 2.3. СХЕМЫ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ПИКОВЫХ И РАЙОННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Структура схемы отпуска теплоты от котельных такая же, как и для ТЭЦ, определяется видом теплоносителя (пар, вода), схемой тепловых сетей (закрытой или открытой), схемой подготовки добавочной или подпиточной воды, схемой утилизации теплоты непрерывной продувки и т. д.

При отпуске теплоты в виде горячей воды на коммунально-бытовые нужды простейшей является схема котельной с водогрейными котлами. В 60-х годах началось проектирование и изготовление серии котлов типа ПТВ и ПТВМ (пиковый водогрейный модернизированный) тепловой мощностью от 4,65 до 210 МВт. Котлы башенного типа с экранированной топкой и естественной тягой. Топливо — газ и малосернистый мазут. Недостатки котлов башенного типа:

1) при естественной тяге производительность ПТВ зависит от температуры наружного воздуха и летом может снижаться до 70—80% от расчетной;

Рис. 2.3. Принципиальная схема турбины ПТ-135/165-130/15:

РОУ — редукционно-охладительная установка. Остальные обозначения по рис. 2.2

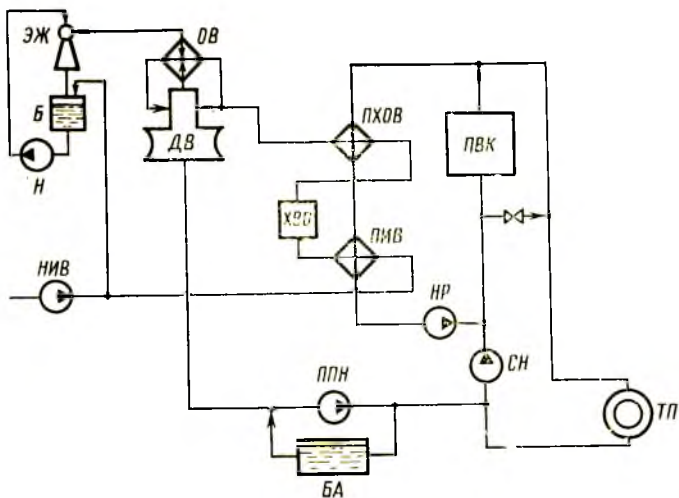


Рис. 2.4. Принципиальная схема включения водогрейного котла:

ПБК — пиковый водогрейный котел; НИВ — подогреватель исходной воды; ПХОВ — подогреватель химически очищенной воды; ХВО — химводоочистка; ДВ — вакуумный деаэратор; ОВ — охладитель пара; ЭЖ — водяной эжектор; Б — бак; Н — насос; НИВ — насос исходной воды; НР — насос рециркуляции; ППН — подпиточный насос; СН — сетевой насос; БА — бак-аккумулятор; ТП — тепловой потребитель

2) при сжигании высокосернистого мазута происходит коррозия конвективных поверхностей нагрева и атмосфера загрязняется оксидами серы;

3) затруднительна очистка конвективных поверхностей от отложений золы;

4) значительна гидравлическая неравномерность при работе котла на малых скоростях воды.

Указанные недостатки башенных котлов ПТВ оказались в эксплуатации настолько серьезными, что в настоящее время их выпуск прекращен.

Модернизированные котлы ПТВМ могут работать как в базовом; так и в пиковом режимах при различных схемах циркуляции воды. В пиковом режиме число ходов воды в схеме циркуляции котла сокращается вдвое.

Новая серия газомазутных водогрейных котлов типа КВ-ГМ выполняется по Г- и П-образной компоновке. Они изготавливаются производительностью от 4,65 до 210 МВт (Т) (тепловых мегаватт). Котлы большой мощности КВ-ГМ-50, КВ-ГМ-100 и КВ-ГМ-180 выполняются по

§ 2.4. СИСТЕМЫ ДАЛЬНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Увеличение мощности теплоэлектроцентралей и соблюдение санитарных норм по экологии, радиоактивной безопасности, градостроительных требований приводит к необходимости размещать вновь сооружаемые источники теплоты на значительном расстоянии от тепловых потребителей. Размещение крупных ТЭЦ и АТЭЦ за пределами городов и вдали от промышленных предприятий приводит к созданию систем дальнего теплоснабжения с тепловыми сетями большого диаметра (1,2—1,4 м) протяженностью в несколько десятков километров. Дальнее теплоснабжение требует громадных капиталовложений в тепловые сети. Так, для теплопроводов диаметром 0,5—1,0 м стоимость одного километра двухтрубной магистрали составляет 350—650 тыс. руб., а для тепловых сетей диаметром 1,2—1,4 м — около 1 млн. руб.

Основными путями снижения затрат в системы дальнего теплоснабжения являются повышение расчетной температуры «прямой» сетевой воды от 150 до 180—200°C и применение однотрубных систем теплоснабжения.

По данным ВНИПИэнергопрома, увеличение температуры прямой сетевой воды до 180—200°C снижает приведенные затраты по теплофикационной системе на 0,2—0,7 тыс. руб. на 1 МВт расчетной тепловой нагрузки при протяженности транзитных сетей от 5 до 20 км, при этом сокращаются капиталовложения на 11—15% и расход металла труб на 14—16%.

В открытых системах вода для горячего водоснабжения отбирается непосредственно из тепловой сети. В этом случае вся сетевая вода должна отвечать санитарным требованиям питьевой воды. В открытых системах теплоснабжения подпитка тепловых сетей производится на ТЭЦ деаэрированной химически очищенной водой. Для выравнивания графика горячего водоснабжения в таких системах предусматривается установка баков-аккумуляторов горячей воды, емкость которых, как правило, выбирается равной десятикратному среднечасовому расходу воды. Размещение баков-аккумуляторов у потребителя позволяет уменьшить диаметры обратных трубопроводов, а при значительном разборе воды на горячее водоснабжение создается возможность применения однотрубной системы теплоснабжения. При этом стоимость тепловых сетей уменьшается примерно вдвое.

Балансирование расходов сетевой воды на отопление

и вентиляцию и на горячее водоснабжение, исключая сброс обратной воды в окружающую среду, оказывается очень трудным, поэтому однотрубные системы теплоснабжения применяют главным образом как транзитные в сочетании с двухтрубными сетями, пиковыми водогрейными котлами (ПВК) и баками-аккумуляторами.

В крупных системах теплоснабжения, где источниками теплоты являются одновременно ТЭЦ, АТЭЦ и заводские котельные, возможно осуществить бессливной однотрубный ее транспорт за счет отдачи избыточной воды заводским котельным для получения там технологического пара.

При отпуске теплоты от ТЭЦ и АТЭЦ по однотрубному транзитному теплопроводу при наличии двухтрубной тепловой сети и ПВК у потребителей сбалансирование расходов сетевой воды можно также осуществлять соответствующим повышением температуры в подающей сети либо снижением коэффициента теплофикации. Так, при коэффициенте теплофикации 0,5 и доле горячего водоснабжения 0,15 температура сетевой воды в однотрубном теплопроводе в расчетном режиме должна повышаться до 190°C, при этом удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении значительно уменьшается, что резко снижает экономию топлива в энергосистеме. Подобный результат достигается и от снижения коэффициента теплофикации, поэтому применение однотрубных систем экономически оправдывается только при дальнем теплоснабжении, когда экономия капитальных вложений в тепловые сети компенсирует допускаемый перерасход сжигаемого топлива в энергосистеме.

Однотрубный транспорт тепловой энергии впервые был осуществлен в г. Алма-Ата и г. Яване Таджикской ССР. Принципиальная схема однотрубной системы теплоснабжения от Алма-Атинской ТЭЦ приведена на рис. 2.6. С вводом этой ТЭЦ две существующие водогрейные котельные тепловой мощностью 810 МВт, расположенные на площадке города, были переведены на режим совместной работы с теплосетью в качестве тепловых источников. Однотрубная транзитная магистраль от ТЭЦ до ПВК выполнена диаметром 0,8 м и длиной 11,2 км. Все городские сети после ПВК двухтрубные. На ТЭЦ исходная вода нагревается в конденсаторах турбин, проходит ХВО и деаэрацию, затем нагревается в основных сетевых подогревателях до температуры 152°C отборным паром турбин и насосами подается на ПВК. Избыточная горячая

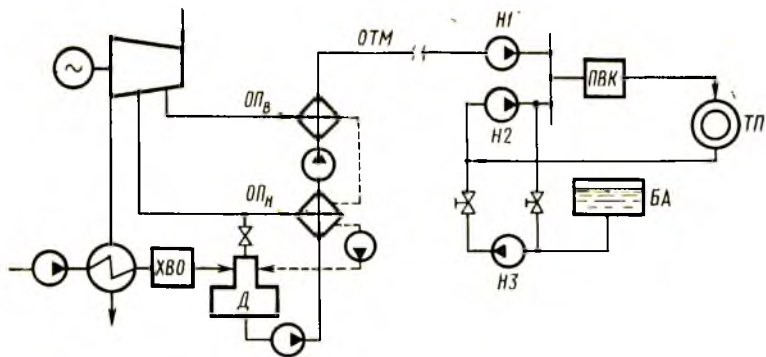


Рис. 2.6. Принципиальная схема однотрубной системы теплоснабжения:

H1 — сетевой насос; *H2* — подмешивающий насос; *H3* — насос разрядки баков аккумуляторов; *ОТМ* — однотрубная транзитная магистраль. Остальные обозначения по рис. 2.2

вода перераспределяется по связям тепловых сетей на другие тепловые потребители. Это позволило обеспечить устойчивую работу ТЭЦ и однотрубной транзитной магистрали в течение отопительного периода с постоянной температурой и расходом сетевой воды.

Для получения расчетного расхода сетевой воды в двухтрубных тепловых сетях города при температурном графике 150/70°C установлена насосная установка, обеспечивающая подмешивание к воде однотрубной магистрали обратной сетевой воды из городских сетей, а также баки-аккумуляторы и насосы к ним. Применение однотрубной магистрали на Алма-Атинской ТЭЦ по сравнению с двухтрубной тепловой сетью обеспечило уменьшение капиталовложений на 40 %, металла труб на 60 % и снизило расход электроэнергии на транспорт тепловой энергии на 70 %.

Другая однотрубная система тепловой нагрузкой 200 МВт (т), из которой 27 % расходуется на горячее водоснабжение, построена в г. Яване Таджикской ССР. ТЭЦ расположена в 11,5 км от городской застройки. Пиковые водогрейные котлы в городе отсутствуют. Отпуск теплоты от ТЭЦ по однотрубному транспорту обеспечивает всю тепловую нагрузку города, поэтому температура теплоносителя выбрана на уровне 180°C. Городские сети — двухтрубные, работают при температурном графике 130/70°C. На стыке однотрубной и двухтрубной сетей сооружен тепловой пункт с баками-аккумуляторами, насосами и системой автоматического регулирования.

Крупная однотрубная система теплоснабжения с тепловой нагрузкой 7560 МВт (т) проектируется для Ташкента. В качестве источника теплоснабжения используется существующая Ташкентская КЭС мощностью 1945 МВт (т) путем перевода ее в теплофикационный режим с отпуском теплоты в размере 2400 МВт. 15 районных и промышленных котельных переводят на параллельную работу с теплосетью в качестве пиковых источников теплоты. От Ташкентской КЭС предусмотрено сооружение двух однотрубных транзитных магистралей общей длиной 70 км, которые используются как подпиточные с температурой теплоносителя 133°C.

Глава 3

ОПТИМИЗАЦИЯ ВНУТРИСТАНЦИОННОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК

§ 3.1. МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К РАЗЛИЧНЫМ СПОСОБАМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Вопросы расчета наивыгоднейших режимов загрузки эксплуатируемого оборудования ТЭЦ уже с давних пор привлекают к себе внимание энергетиков. Это обусловлено тем, что при наивыгоднейшем распределении отборов пара и электрической выработки между турбоустановками ТЭЦ можно получить до 2% экономии топлива без каких бы то ни было дополнительных капиталовложений.

Хотя возможность реализации оптимальных режимов работы оборудования ТЭЦ имеется не всегда, а только в часы недогрузки энергогенерирующего оборудования, их поиск является весьма актуальным. Такая недогрузка располагаемой электрической мощности появляется ежедневно в ночные часы и в выходные дни, а также в летний период года. В эти периоды времени распределение нагрузок в условиях заданных тепловой Q_T и электрической $N_{ст}$ нагрузок ТЭЦ (количества отдаваемой энергии каждой установкой) должно осуществляться при выпол-

нении равенств

$$\sum_{j=1}^J Q_j = Q_{\text{т}} \text{ и } \sum_{i=1}^I N_i = N_{\text{ст}}. \quad (3.1)$$

Этим же условиям соответствуют равенства приращений этих нагрузок

$$\sum_{j=1}^J \delta Q_j = 0 \text{ и } \sum_{i=1}^I \delta N_i = 0. \quad (3.2)$$

Здесь Q_j и N_i представляют собой только мгновенные не взаимосвязанные во времени нагрузки.

Для решения рассматриваемых задач используются различные методические подходы, в том числе метод относительных приростов и различные модификации градиентных методов. Рассмотрим кратко каждый из них.

Метод относительных приростов предполагает поиск решения путем приравнивания нулю первой производной целевой функции Лагранжа, учитывающей величину суммарных топливных затрат на электростанции (ТЭЦ) в целом.

В простейшем случае для одноцелевой (конденсационной) электростанции целевая функция Лагранжа с ограничивающими уравнениями связи представляется уравнениями

$$F = \sum_{i=1}^I Z_i + \lambda \left(N_{\text{ст}} - \sum_{i=1}^I N_i \right) \text{ или} \\ \Delta F = \sum_{i=1}^I \delta Z_i - \lambda \sum_{i=1}^I \delta N_i. \quad (3.3)$$

Здесь λ — неопределенный множитель Лагранжа; I — число параллельно работающих агрегатов, нагрузку которых можно изменить.

При изменении нагрузки каждого из агрегатов N_i нужно учитывать пределы непрерывного изменения функции (3.3), выражаемые ограничением

$$N_i^{\min} \leq N_i \leq N_i^{\max}. \quad (3.4)$$

После приравнивания нулю первых производных функции F по нагрузке каждого агрегата получим систему уравнений, решением которых является нахождение конечных значений относительных приростов топливных

затрат по нагрузке:

$$z_1 = z_2 = \dots = z_i = \dots = z_I, \text{ где } z_i = \partial Z_i / \partial N_i. \quad (3.5)$$

Те агрегаты, у которых величины z имеют наименьшее значение, должны загружаться в первую очередь. Вместе с тем следует иметь в виду, что величины z_i не являются постоянными для каждого агрегата и меняются с ростом нагрузки. При этом условии наименьшей сумме расходов на топливо соответствует равенство относительных их приростов. В том случае, когда стоимость сжигаемого каждым котлом ТЭЦ топлива одинакова, в формулах (3.4) и (3.5) вместо приведенных затрат можно закладывать расходы топлива B_i и их относительные приращения $b_{\text{отн}}$.

При решении задач с помощью зависимостей (3.5) должны учитываться изломы и ограничения, накладываемые на расходные характеристики агрегатов. В частности, изломы характеристик, как правило, связаны с работой отдельных клапанов, систем парораспределения паровых турбин и вызывают скачкообразное изменение относительного прироста расхода пара и соответствующего расхода топлива. Скачкообразные изменения расходных характеристик вызываются также изменением состава работающего оборудования блока (включением насосов, второго корпуса котла и т. п.). В этих случаях оптимальные решения достигаются, как правило, на границах изломов функций.

Изложенные условия наивыгоднейшего распределения нагрузок по методу относительных приростов позволяют находить экстремум функции многих переменных. В данном случае этот экстремум может соответствовать как минимуму, так и максимуму расхода топлива. Условием достижения минимума расходов является положительное значение второй производной $\partial^2 B_i / \partial N_i^2 > 0$ или $\partial b_{\text{отн } i} / \partial N_i > 0$. Расходные функции и характеристики энергоустановок, удовлетворяющие этому условию, называются *выпуклыми*. В противоположном случае при вогнутой характеристике, когда $\partial^2 B_i / \partial N_i^2 < 0$, условие (3.5) дает максимальный расход топлива, т. е. приводит к самым неэкономичным режимам. Примеры чисто выпуклых и вогнутых характеристик приведены на рис. 3.1. Характерной особенностью вогнутой функции рис. 3.1, б является падающая зависимость относительного прироста от нагрузки. Именно в этом случае достигаются отрицательные значения второй производной.

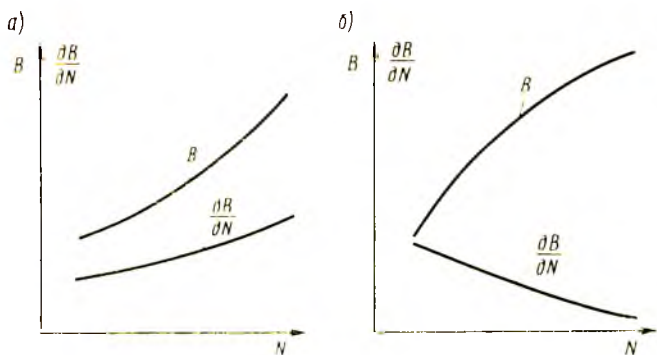


Рис. 3.1. Примеры чисто выпуклой (а) и вогнутой (б) функций

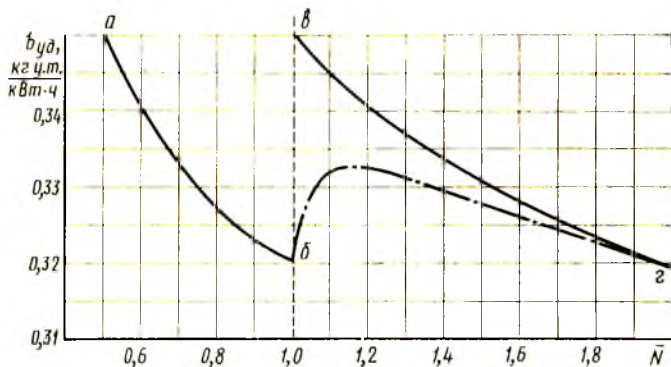


Рис. 3.2. Оценка возможного перерасхода топлива при вогнутых характеристиках и равномерном распределении нагрузки:

$аб$ — характеристика одной установки; $бв$ — переход на работу от одной к двум установкам; $вг$ — усредненный удельный расход при равномерном распределении; $бг$ — усредненный удельный расход при максимальной загрузке одной установки

Возможность получения ошибочного результата при использовании метода относительных приростов проиллюстрируем следующим примером. Для двух однотипных агрегатов с идентичными характеристиками, пользуясь правилом (3.5), всегда будем получать равномерное распределение нагрузки между ними. При вогнутых характеристиках (падающие относительные приросты) это приведет не к экономии, а к перерасходу топлива. Величину этого перерасхода можно определить, пользуясь рис. 3.2, где приведены зависимости удельного расхода топлива для двух установок от относительной нагрузки. Линия $аб$ соответствует снижению удельного расхода топлива при увеличении нагрузки первой установки до номинального значения ($N=1$). В точке $б$ включается в работу вторая установка. Линия $бв$ соответствует скачкообразному увеличе-

нию среднего для двух установок удельного расхода топлива при половинной нагрузке каждого из них. Линия $вг$ соответствует усредненному удельному расходу при равномерном распределении нагрузок, штрихпунктирная линия $бг$ — при полной загрузке одного из них. Отсюда разность ординат по линиям $вг$ и $бг$ соответствует получаемому увеличению среднего удельного расхода по двум установкам при разных значениях суммарной мощности ($\bar{N}=2$ соответствует полной загрузке обеих установок).

В условиях современных структурных схем ТЭЦ при большом числе переменных реализация метода относительных приростов сильно усложняется вследствие необходимости решения сложных систем нелинейных уравнений, в особенности при наличии ограничивающих условий. По этой причине возникает необходимость разработки новых, более совершенных методов оптимизации режимов загрузки оборудования. К числу таких методов можно отнести градиентные.

Градиентные методы, основанные на определении приращений функций ΔZ при конечных изменениях переменных, достаточно хорошо отработаны для решения задач, в которых эти переменные независимы. Суть такого пошагового способа, весьма удобно реализуемого при использовании ЭВМ, заключается в следующем. Сначала выбирают какой-либо исходный вариант с произвольно принимаемыми значениями переменных x_i , укладываемыми в допустимые пределы. При этом приращение каждой из них в направлении максимального изменения функции — вектор-градиента — представляется в виде

$$\delta x_i = \pm h \frac{\partial Z}{\partial x_i}, \quad (3.6)$$

где h — величина произвольно принимаемого шага.

Знак плюс в этой формуле принимается в том случае, когда мы движемся в сторону возрастания функции, т. е. в направлении градиента. Знак минус берется при перемещении в сторону убывания функции, т. е. при движении по антиградиенту.

Выбор соответствующего знака в формуле (3.6) позволяет исключить ошибочные результаты при поиске минимума вогнутых функций. В данном случае принятие знака минус будет давать только такие значения приращений δx_i , при которых исследуемая функция будет убывать независимо от ее характера. Это одно из важных свойств градиентных методов, вытекающее из их основы и обусловленное направленным движением к цели. При достижении экстремума функции значения приращений

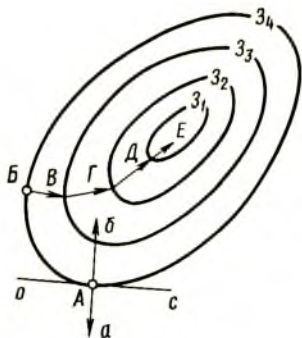


Рис. 3.3. Линии постоянного значения функции многих переменных

δx_i становятся равными нулю, так как в этой точке производные $\partial Z/\partial x_i = 0$.

Для пояснения выбираемых направлений перемещения обратимся к рис. 3.3. Здесь представлено семейство замкнутых линий, соответствующих постоянному значению исследуемой функции Z . Каждой точке на этих линиях соответствует своя совокупность значений переменных, причем значения функции возрастают по мере приближения к центру ($Z_1 > Z_2 > Z_3 > Z_4$), что свидетельствует о наличии глобального максимума. В произвольно

принятой точке A направление вектора-градиента совпадает с направлением нормали (линия Ab) к касательной oAc , проведенной к линии постоянного значения функции. Направление антиградиента (максимального убывания функции) всегда на 180° отличается от направления градиента и совпадает с линией Aa . При поиске максимума функции из произвольно принятой точки B движение осуществляется последовательными шагами через точки V , Γ , D и E . В каждой точке определяется свое направление вектора. В результате достижение максимума осуществляется крайчайшим путем. Количество точек, в которых определяется новое направление, зависит от величины принимаемого шага h . Окончание движения по каждой из переменных можно осуществлять при условии $|\partial Z/\partial x_i| \leq \epsilon$, где ϵ — наперед задаваемая малая величина, либо по разности значений $Z_{k+1} - Z_k \leq \epsilon$.

В случае взаимосвязи переменных и наличия ограничивающих уравнений, например типа (3.1) и (3.2), направление вектор-градиента определяется соотношениями шагов

$$\delta x_i = \pm h \frac{\partial F}{\partial x_i}, \quad (3.7)$$

где F — функция Лагранжа с неопределенными множителями $\bar{\lambda}$.

Основной трудностью использования в расчетах зависимости (3.7) является необходимость хотя бы прибли-

женной оценки неопределенных множителей Лагранжа. В этом направлении в настоящее время наметилось три пути.

Первый путь. С целью увязки балансов по варьируемым нагрузкам вводится балансирующий объект [6, с. 57], мощность которого является функцией нагрузок остальных агрегатов. В этом случае нагрузки всех объектов, кроме балансирующего, рассматриваются как независимые переменные. Вполне очевидно, что в этом случае конечные результаты будут зависеть от того, какой объект мы примем в качестве балансирующего. Расчет в этом случае может сильно усложниться и привести к неверным результатам в случае выхода за пределы допустимой мощности балансирующего объекта.

Второй путь. Выбор множителей итерационным путем [6, с. 28]. Произвольно задаваемые значения множителей уточняются по специальному алгоритму в направлении устранения получаемых небалансов и нарушений ограничений. Таким образом, расчеты приходится повторять несколько раз. Общее время расчетов при этом значительно увеличивается, к тому же при малых шагах погрешность от итераций может оказаться существенной.

Третий путь предложен в Саратовском политехническом институте. Он основан на раскрытии и точном определении множителей Лагранжа. Достигается это следующим образом. Условия, при которых приращения функции ΔZ ($\delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_l$) принимают максимальные значения, определим с помощью функции Лагранжа. Это приращение для простейшей одноцелевой установки должно иметь два ограничивающих уравнения связи:

$$H^2 = \sum_{i=1}^l \delta x_i^2; \quad \sum_{i=1}^l \delta x_i = 0.$$

Здесь H — задаваемый общий шаг переменных.

Второе уравнение учитывает специфику решаемой задачи — постоянство общей нагрузки, являющейся условием взаимосвязи варьируемых переменных. С учетом этих ограничений

$$\Delta F = \Delta Z - \lambda_1 \sum_{i=1}^l \delta x_i - \lambda_2 \left[H^2 - \sum_{i=1}^l (\delta x_i)^2 \right]. \quad (3.8)$$

Условие достижения максимального значения ΔZ определяется решением системы уравнений

$$\frac{\partial \Delta F}{\partial \delta x_1} = 0; \quad \frac{\partial \Delta F}{\partial \delta x_2} = 0; \dots; \quad \frac{\partial \Delta F}{\partial \delta x_I} = 0. \quad (3.9)$$

Учитывая, что $\partial \Delta F = \partial F$, $\partial \Delta Z = \partial Z$ и $\partial \delta x_i = \delta x_i$, и решая (3.9) с учетом (3.8), получим

$$\frac{\partial Z}{\partial x_1} + 2\lambda_2 \delta x_1 - \lambda_1 = 0;$$

$$\frac{\partial Z}{\partial x_2} + 2\lambda_2 \delta x_2 - \lambda_1 = 0;$$

.....

$$\frac{\partial Z}{\partial x_I} + 2\lambda_2 \delta x_I - \lambda_1 = 0.$$

Решая каждое из этих уравнений относительно δx_i и просуммировав их с учетом $\sum_{i=1}^I \delta x_i = 0$, имеем

$$\frac{1}{2\lambda_2} \sum_{i=1}^I \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i} - \lambda_1 \right) = 0 \quad \text{или} \quad \sum_{i=1}^I \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i} - \lambda_1 \right) = 0.$$

Отсюда

$$\lambda_1 = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i}. \quad (3.10)$$

Запишем уравнение связи $H^2 = \Sigma (\delta x_i)^2$ через значения δx_i , найденные из (3.9) с учетом (3.10):

$$H^2 = \frac{1}{4\lambda_2^2} \sum_{i=1}^I \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i} \right)^2. \quad (3.11)$$

Из уравнения (3.11) находим

$$\lambda_2 = \pm \frac{1}{2H} \sqrt{\sum_{i=1}^I \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i} \right)^2}. \quad (3.12)$$

Из (3.9) имеем

$$-2\lambda_2 = \frac{\frac{\partial Z}{\partial x_1} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i}}{\delta x_1} =$$

$$= \frac{\frac{\partial Z}{\partial x_2} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i}}{\delta x_2} = \dots = \frac{\frac{\partial Z}{\partial x_I} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i}}{\delta x_I} . \quad (3.13)$$

Сопоставляя (3.12) и (3.13), получим

$$\delta x_i = \pm H \frac{\frac{\partial Z}{\partial x_i} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i}}{\sqrt{\sum_{i=1}^I \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i} \right)^2}} . \quad (3.14)$$

Учитывая, что величина знаменателя формулы (3.14) одинаковая для всех переменных, можно представить окончательно

$$\delta x_i = \pm h \left(\frac{\partial Z}{\partial x_i} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i} \right) , \quad (3.15)$$

где h — приведенный шаг, принимаемый в расчетах по аналогии с H произвольно.

Сопоставляя полученную формулу (3.15) с (3.7), имеем

$$\frac{\partial F}{\partial x_i} = \frac{\partial Z}{\partial x_i} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial Z}{\partial x_i} . \quad (3.16)$$

Анализируя выражение (3.10), определяющее множитель Лагранжа, можно сделать следующие выводы:

1. Множители λ представляют собой осредненные значения относительных приростов топливных затрат установок рассматриваемой подгруппы.

2. Изменение отпуска данного вида энергии компенсируется соответствующим изменением загрузки всех участвующих агрегатов подгруппы, включая и рассматриваемый. Это говорит о том, что в качестве балансирующей выступает не какая-то отдельная установка, а вся рассматриваемая подгруппа.

3. Оптимальное распределение выработки энергии достигается в том случае, когда значение относительного прироста каждого из агрегатов приближается к среднему относительному приросту в подгруппе.

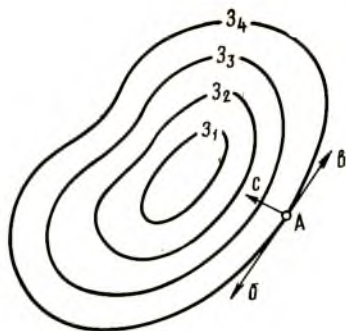
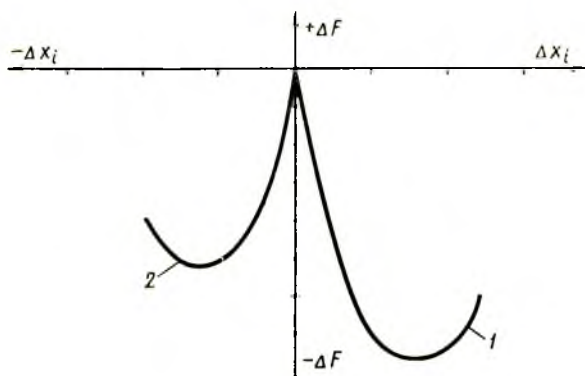


Рис. 3.4. Направление вектор-градиента из заданной точки

Рис. 3.5. Изменение функции Лагранжа по переменным для заданного шага



Доказательство достаточности условия (3.15) для достижения максимального приращения функции. При выводе расчетной зависимости вектор-градиента использовано условие (3.9), определяющее максимальное приращение функции путем приравнивания нулю ее первой производной по исследуемым переменным. При такой постановке можно предположить, что существует еще и минимальное приращение (при условии выпуклости функции ΔF). Это минимальное приращение, приводящее к перемещению по линии постоянного значения функции, соответствует условию $\Delta F = \Delta Z = 0$. На рис. 3.4 такое перемещение соответствует направлениям Aa и Ab . Можно показать, что при использовании формулы (3.15) такое передвижение исключено. В самом деле, передвижение по линии постоянного значения функции исключает равенство нулю одновременно всех приращений переменных. Для того чтобы результирующее изменение функции осталось равным нулю, необходимо наличие ее приращения с противоположными знаками. Однако принимаемый знак в формуле (3.15) исключает такие приращения функции и дает возможность изменять ее только в одном направлении. Таким образом, единственным направлением движения в этом случае остается движение по нормали Ac , т. е. в направлении вектор-градиента.

Сказанное хорошо подтверждается расчетными кривыми изменения функции Лагранжа от приращения переменных δx_i при за-

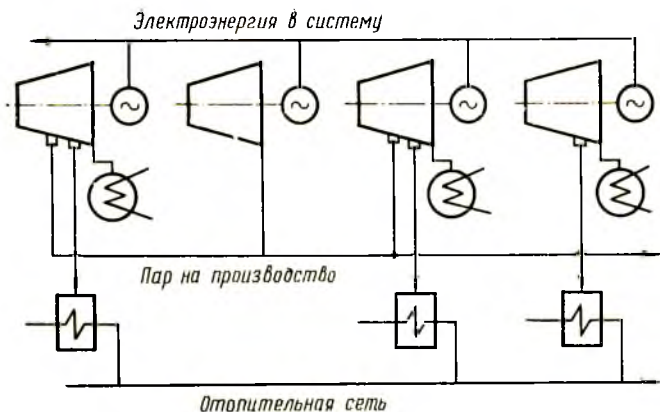


Рис. 3.6. Схема отпуска энергии промышленно-отопительной ТЭЦ

данном общем шаге h (рис. 3.5). Зависимости 1 и 2 здесь получены после раскрытия множителей Лагранжа, т. е. по формулам (3.10) и (3.12). На рис. 3.5 кривая 2 получена при положительном значении производной $\partial F/\partial x_i$, а кривая 1 — при ее отрицательном значении. Как видим, существует только максимальный экстремум приращения функции ΔF .

Определение вектор-градиента для установок с отпуском теплоты. Уравнения (3.15) и (3.16) получены для случая распределения только одного вида нагрузки — электрической — за счет изменения конденсационных пропусков пара, т. е. когда изменение данного вида нагрузки имеет независимый характер. При распределении теплофикационной нагрузки изменяется и электрическая мощность турбоагрегатов, поэтому определение вектора-градиента и соответствующих множителей Лагранжа для этих нагрузок имеет свои особенности. Для выявления этих особенностей запишем функцию Лагранжа для теплоэлектроцентрали наиболее общего типа, участвующей в отпуске производственного пара, отопительной нагрузки и электрической энергии. Схема отпуска энергии промышленно-отопительной ТЭЦ, состоящей из четырех турбоагрегатов различных типов, представлена на рис. 3.6. С учетом ограничивающих уравнений связи по заданной электрической мощности $N_{ст}$, расходу производственного пара $D_{п}$ и теплофикационной мощности станции $Q_{т}$ функция Лагранжа, определяющая суммарный расход топли-

ва, примет вид

$$F = B_{\text{cr}} + \lambda_1 \left(N_{\text{cr}} - \sum_{i=1}^I N_i \right) + \lambda_2 \left(D_{\text{н}} - \sum_{j=1}^J D_{\text{н}j} \right) + \lambda_3 \left(Q_{\text{т}} - \sum_{k=1}^K Q_{\text{т}k} \right). \quad (3.17)$$

Следовательно,

$$\Delta F = \Delta B_{\text{cr}} - \lambda_1 \sum_{i=1}^I \delta N_i - \lambda_2 \sum_{j=1}^J \delta D_{\text{н}j} - \lambda_3 \sum_{k=1}^K \delta Q_{\text{т}k}.$$

Здесь $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ — неопределенные множители Лагранжа; I, J, K — количество установок, участвующих в параллельном отпуске соответственно электроэнергии, производственного пара и отопительной нагрузки.

Значение коэффициента λ_1 для числа установок I , способных свободно изменять свою электрическую мощность за счет конденсационных пропусков пара, определяется по формуле (3.10). Множители λ_2 и λ_3 найдем следующим образом. Продифференцируем уравнение (3.17) по каждой из переменных $D_{\text{н}j}$:

$$\frac{\partial B_1}{\partial D_{\text{н}1}} - \lambda_1 \frac{\partial N_1}{\partial D_{\text{н}1}} - \lambda_2 = 0;$$

$$\frac{\partial B_2}{\partial D_{\text{н}2}} - \lambda_1 \frac{\partial N_2}{\partial D_{\text{н}2}} - \lambda_2 = 0;$$

.....

$$\frac{\partial B_J}{\partial D_{\text{н}J}} - \lambda_1 \frac{\partial N_J}{\partial D_{\text{н}J}} - \lambda_2 = 0.$$

Проведя суммирование левых и правых частей уравнений, найдем

$$\lambda_2 = \frac{1}{J} \sum \frac{\partial B_j}{\partial D_{\text{н}j}} - \lambda_1 \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial N_j}{\partial D_{\text{н}j}} = \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial B_j}{\partial D_{\text{н}j}} - \frac{1}{I} \left(\sum_{i=1}^I \frac{\partial B_i}{\partial N_i} \right) \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial N_j}{\partial D_{\text{н}j}}. \quad (3.18)$$

По аналогии, для λ_3 имеем

$$\lambda_3 = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K \frac{\partial B_k}{\partial Q_{\text{т}k}} - \frac{1}{I} \left(\sum_{i=1}^I \frac{\partial B_i}{\partial N_i} \right) \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K \frac{\partial N_k}{\partial Q_{\text{т}k}}. \quad (3.19)$$

Отсюда соответствующие уравнения производных функций Лагранжа в формуле (3.6) для каждой из переменных нагрузок рассматриваемой промышленно-отопительной ТЭЦ примут следующий вид:

$$\frac{\partial F}{\partial N_i} = \frac{\partial B_i}{\partial N_i} - \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial B_i}{\partial N_i} ; \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial D_{nj}} = & \left(\frac{\partial B_j}{\partial D_{nj}} - \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial B_j}{\partial D_{nj}} \right) - \\ & - \left(\frac{\partial N_j}{\partial D_{nj}} - \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial N_j}{\partial D_{nj}} \right) \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial B_i}{\partial N_i} ; \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial Q_{rk}} = & \left(\frac{\partial B_k}{\partial Q_{rk}} - \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K \frac{\partial B_k}{\partial Q_{rk}} \right) - \\ & - \left(\frac{\partial N_k}{\partial Q_{rk}} - \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K \frac{\partial N_k}{\partial Q_{rk}} \right) \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \frac{\partial B_i}{\partial N_i} . \end{aligned} \quad (3.22)$$

Формулы (3.20) — (3.22) позволяют после подстановки их в (3.7) определять соотношение шагов по каждой из переменных в направлении вектор-градиента. При этом необходимо соблюдать следующие требования:

1. Наивыгоднейшее соотношение шагов по каждой из переменных определяется в пределах каждого вида нагрузки. Обобщающий вектор-градиент, справедливый для разнородных величин, может быть определен только при оперировании с нормализованными (безразмерными) величинами. Применительно к рассматриваемым задачам с ограничениями в виде уравнений связи переход к безразмерным величинам сильно усложняет расчетные зависимости. Поэтому удобнее для каждого вида нагрузки принимать свое значение шага h .

2. В том случае, когда после соответствующего шага какая-либо варьируемая величина выходит за допустимые границы, ей присваивается граничное значение, а небаланс от конечной величины шага до граничного значения распределяется между оставшимися агрегатами. В дальнейшем граничная нагрузка агрегата фиксируется и не меняется.

§ 3.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ

Использование зависимостей (3.20) — (3.22) требует определения ряда производных расходов топлива (топливных затрат), а также электрической мощности при варьировании тепловых нагрузок. Эти производные определяют на основе энергетических характеристик, под которыми понимают зависимости расхода топлива B , свежего пара D либо электрической мощности N от варьируемой нагрузки. Такими энергетическими характеристиками в данном случае должны служить зависимости $B = f_1(N, D_{\text{п}}, Q_{\text{т}})$, $N = f_2(D_{\text{к}}, D_{\text{п}}, Q_{\text{т}})$, где $D_{\text{к}}$ — расход пара в конденсатор турбины. В ряде случаев характеристику расхода топлива можно заменить зависимостью расхода свежего пара $D = f_3(N, D_{\text{п}}, Q_{\text{т}})$ при наличии дополнительной функции $B = \varphi(D)$. Рассматриваемые энергетические характеристики можно получить при анализе соответствующих зависимостей для котельного и турбинного оборудования электростанций.

Энергетические характеристики котельных агрегатов. Расчет показателей котельных агрегатов прямым путем с использованием нормативных методов представляет собой весьма сложную и труднорешаемую задачу даже в условиях использования ЭВМ, обладающих значительным быстродействием и большой оперативной памятью. В связи с этим для определения эксплуатационных характеристик котлоагрегатов используются приближенные методы, основанные на обобщении и обработке статистических данных. Использование в этих случаях результатов испытаний позволяет учесть не только конструктивные особенности отдельных котлоагрегатов, но и их эксплуатационное состояние — степень загрязнения поверхностей нагрева, присосы холодного воздуха и т. п. Наличие отложений на поверхностях нагрева котельных агрегатов снижает их коэффициент теплопередачи и увеличивает температурные напоры; в итоге снижается КПД. Снижают КПД котлоагрегата и присосы холодного воздуха.

Как известно, КПД котельного агрегата определяется через его потери с уходящими газами q_2 , химическим q_3 и механическим q_4 недожогом, наружным охлаждением q_5 и с удаляемым шлаком q_6 :

$$\eta_{\text{к.а}} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6. \quad (3.23)$$

Таблица 3.1. Усредненные значения коэффициентов a , b и c для подсчета потерь теплоты с уходящими и газами на сухое топливо с учетом приведенной влажности*

Топливо	a	b	c
Антрацит, полу- антрацит, тощие угли	$(3,5+0,084) W^n \approx$ $\approx 3,53$	$(0,32+0,168) W^n \approx$ $\approx 0,38$	0,12
Каменные угли**	$(3,5+0,084) W^n$	$(0,4+0,168) W^n$	0,14
Бурые угли . .	$(3,46+0,089) W^n$	$(0,51+0,176) W^n$	$(0,16+0,011) W^n$
Сланцы	$(3,45+0,089) W^n$	$(0,65+0,18) W^n$	$(0,19+0,05) W^n$
Торф	$(3,42+0,089) W^n$	$(0,76+0,184) W^n$	$(0,25+0,042) W^n$
Мазут, нефть	$\sim 3,5$	0,45	$\sim 0,13$
Газы природные	3,53	0,60	0,18
Газы попутные	3,52	0,62	$\sim 0,18$

* Приведенная влажность ($\text{кг} \cdot 10^3 / \text{кДж}$) определяется по формуле $W^n = -W_p \cdot 10^3 / Q_{pH}$.

** При $W^n > 2$ имеем $b = (0,12 + 0,059) W^n$.

Коэффициент A_t в зависимости от температуры уходящих газов принимает следующие значения:

$t_{yx}, ^\circ\text{C}$. . .	50	100	150	200	250	300
A_t	0,988	0,994	1,000	1,005	1,012	1,018

В общей доле потерь наибольший вес имеют потери теплоты с уходящими газами, которые в соответствии с общей методикой определяют по формуле

$$q_2 = A_t (a\alpha_{yx} + b) [t_{yx} - \alpha_{yx} t_{o,v} / (\alpha_{yx} + c)] (1 - 0,01q_1), \quad (3.24)$$

где t_{yx} — температура уходящих газов, $^\circ\text{C}$; α_{yx} — коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания за котлом; $t_{o,v}$ — температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$; A_t — поправочный коэффициент, учитывающий изменение теплоемкости продуктов сгорания; a , b , c — коэффициенты, зависящие от вида топлива.

Значения этих коэффициентов приведены в табл. 3.1.

Обработка опытных зависимостей минимального температурного напора на горячем конце воздухоподогревателя $\delta t_{вп}$ и коэффициента избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} для ряда различных котельных агрегатов дала следующие расчетные зависимости:

$$\begin{aligned} \delta t_{вп} &= \delta t_{вп}^0 + a_1 + b_1 \bar{D}^{-1} + c_1 \bar{D}^{-2}; \\ \alpha_{yx} &= \alpha_{yx}^0 + a_2 + b_2 \bar{D}^{-1} + c_2 \bar{D}^{-2}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

В этих зависимостях величины с индексом 0 соответствуют номинальному режиму при относительном расходе свежего пара $\bar{D}=1$.

Постоянные коэффициенты a, b, c с соответствующими индексами подбираются для каждого типа котлоагрегата отдельно.

На основе этих зависимостей определяется температура t_{yx} уходящих газов

$$t_{yx} = t_{г.в} - \delta t_{вп} - (t_{г.в} - t_1)/w, \quad (3.26)$$

где $t_{г.в}$ — температура горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя, °С; t_1 — температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С; w — отношение водяных эквивалентных продуктов сгорания и воздуха.

В процессе эксплуатации котлоагрегатов, особенно работающих на твердых топливах и мазуте, загрязняются поверхности теплообмена, что оказывает значительное влияние на их характеристики. Это влияние учитывают при определении фактической температуры уходящих газов t'_{yx} с помощью коэффициента k_3 :

$$t'_{yx} = k_3 t_{yx}.$$

В данном случае t_{yx} — температура уходящих газов чистого котельного агрегата. В свою очередь, $k_3 = 1 + a_3\tau + b_3\tau^2$, где τ — продолжительность работы котлоагрегата после очистки.

В зависимости от типа котельного агрегата и вида сжигаемого топлива указанные коэффициенты принимаются в среднем $a_3 = (7 \div 8) 10^{-4}$; $b_3 = (7 \div 8) 10^{-5}$.

Энергетические характеристики турбоагрегатов с регулируемыми отборами. Расчет характеристик турбоагрегатов, в особенности имеющих регулируемые отборы, — сложная задача. Описание характеристик с помощью полуэмпирических зависимостей не всегда приемлемо вследствие как их низкой точности, так и трудности учета изменяющегося во времени эксплуатационного состояния оборудования. Малопригодными становятся по этой причине и нормативные показатели и диаграммы режимов. Детальный расчет тепловой схемы паротурбинной установки для определения показателей относительных приростов оказывается весьма громоздким даже при использовании совершенных ЭВМ. Такой путь решения задачи на основе итерационных приближений (несмотря на кажущуюся высокую точность расчетов) приводит к значительной погрешности

и становится практически непригодным. Допускаемые при этом ошибки проиллюстрируем на рис. 3.7. Определим приращение функции ΔZ на участке ab при изменении нагрузки на ΔR , по результатам расчетов ее абсолютных значений в точках a' и b' , допуская при этом погрешности ε_1 и ε_2 . Крайнему случаю расчетные значения ΔZ будут соответствовать разности ординат в точках a' и b' . При том же самом приращении нагрузки, равном ΔR , действительное значение ΔZ равно разности ординат точек a и b . При этом достигаемая погрешность (%) в определении относительного прироста функции составит

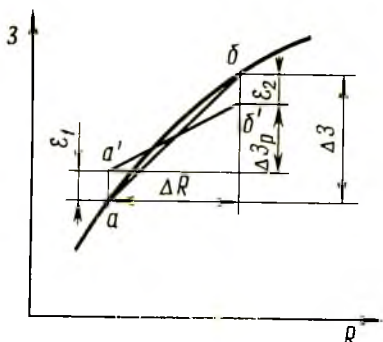


Рис. 3.7. К оценке погрешности при определении относительных приростов на основе итеративных расчетов

$$\delta = \frac{|\varepsilon_2| - |\varepsilon_1|}{Z_b - Z_a} 100 = 1 - \frac{\Delta Z_p}{\Delta Z}. \quad (3.27)$$

При относительно малых приращениях ΔR значения ε_1 и ε_2 оказываются соизмеримыми с получаемым приращением функции ΔZ и погрешность может превышать измеряемую величину ΔZ . Вследствие этого к энергетическим характеристикам турбинных установок, используемым в расчетах оптимальных режимов, предъявляется комплекс специфических требований, в частности: 1) обеспечение высокой точности расчетов; 2) учет изменения эксплуатационного состояния оборудования; 3) удобство алгоритмирования; 4) возможное сокращение объема вычисления. Обеспечить одновременно выполнение всех перечисленных требований не всегда удастся. Чаще всего стремление к более полному удовлетворению одного из них приводит к нарушению других. Одним из возможных способов расчета на ЭВМ характеристик турбоустановок, позволяющим в определенной степени учесть перечисленные требования, является следующий.

Мощность каждого отсека без учета выработки энергии регенеративными отборами определяется произведе-

дением расхода пара D , располагаемого теплоперепада Δh и относительного внутреннего КПД η_{oi} , т. е.

$$N = D \Delta h \eta_{oi}. \quad (3.28)$$

Расход пара в каждом отсеке турбины без учета регенеративных отборов найдем балансовым расчетом на основе определяемых значений пропуска в конденсатор и в регулируемые отборы. При этом расход пара из регенеративных отборов на подогрев основного конденсата и питательной воды определяется полиномом первой степени типа $D_p = b_0 + b_1 D$. Коэффициенты полинома находятся расчетным путем индивидуально для каждого типа турбоустановки.

Располагаемый теплоперепад в отсеке турбины при постоянном коэффициенте сжимаемости водяного пара по процессу расширения достаточно точно описывается зависимостью

$$\Delta h = (h - a) \left[1 - \left(\frac{P_{вх}}{P_{вых}} \right)^{\frac{\gamma-1}{k}} \right], \quad (3.29)$$

где a — постоянная величина; h — энтальпия пара на входе в отсек, кДж/кг; $P_{вх}$, $P_{вых}$ — давление пара соответственно на входе и выходе из отсека; k — показатель адиабаты.

При заданных параметрах острого пара, а также давлениях в регулируемых отборах и конденсаторе давления в промежуточных точках процесса расширения в зависимости от расхода пара определяются по формуле Флюгеля. Относительный внутренний КПД, определяемый на основе испытаний или по справочным данным в зависимости от нагрузки, аппроксимируется полиномом второй степени.

Общая мощность, развиваемая отсеком, будет больше величины N на ΔN_p , вырабатываемую регенеративными потоками пара. При этом для установки без промежуточного перегрева пара

$$\Delta N_p = \sum_{i=1}^n D_i (h_i - h_{от}), \quad (3.30)$$

где n — число регенеративных отборов пара в рассматриваемом отсеке; $h_{от}$ — энтальпия пара в отборе, кДж/кг.

Выработку электроэнергии регенеративными потоками пара можно приближенно определить на основе

Таблица 3.2

Коэффициенты	b_0	b_1	c_0	c_1	c_2
Размерность	кг/с	—	кДж/кг	$\frac{\text{кДж} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{кДж} \cdot \text{с}^2}{\text{кг}^2}$
Значение	—7,57	0,35	3328,7	—8,62	0,07

«усредненного отбора», когда несколько отборов заменяются одним эквивалентом. В этом случае $\Delta N_p = (h_1 -$

$-h_{от}) \sum_{i=1}^n D_i$, а энтальпия средневзвешенного отбора

$$h_p = \frac{\sum D_i h_{oti}}{\sum D_i} \quad (3.31)$$

В зависимости от нагрузки отсека энтальпия средневзвешенного отбора аппроксимируется полиномом второй степени, т. е. вида

$$h_p = c_0 + c_1 D + c_2 D^2.$$

В табл. 3.2 приведены такие коэффициенты полиномов суммы расходов отборного пара на регенеративный подогрев питательной воды (b_0 , b_1) и энтальпии средневзвешенного отбора (c_0 , c_1 , c_2) для турбоустановки ПТ-80-130/13.

Для установок с промежуточным перегревом пара методика расчета теплоперепадов по отсекам турбин аналогична, необходимо только дополнительно учитывать изменения энтальпии пара после промежуточного перегрева, что приводит к изменению количества подводимой теплоты в промежуточном перегревателе. Так, уменьшение давления P_n промежуточного перегрева, вызванное падением нагрузки турбины при постоянной температуре пара на выходе из промежуточного перегревателя, увеличивает его энтальпию. Это увеличение энтальпии в области температур перегретого пара 500—570°C можно достаточно точно определять с помощью линейной поправки $\Delta h / \Delta P = -10^{-2}$ Дж/Па. Отсюда текущее значение энтальпии пара промежуточного перегрева

$$h_n = h_{no} - \Delta P_n \frac{\Delta h}{\Delta P} \quad (3.32)$$

При расчете по формулам (3.26)—(3.27) приращенные мощности (расхода свежего пара) при изменении расходов в регулируемые отборы и конденсатор определяется безытеративным путем — подстановкой соответствующих приращений в расчетную формулу.

Уравнение (3.29) обеспечивает высокую точность для процессов, протекающих в зоне сухого пара. Погрешность определения располагаемого теплоперепада для всех влажно-паровых процессов может достигать 10%, однако для ТЭЦ на органическом топливе вследствие малых пропусков пара в конденсатор общая максимальная погрешность при определении мощности турбоагрегата таким путем не превышает 1—1,5%.

Учет изменения давления отработавшего пара. Давления пара за отсеками (кроме последнего) определяются по заданным условиям регулирования отпуска теплоты по уравнению Флюгеля. Определение давления пара P_k за турбиной (в конденсаторе) имеет свои особенности, заключающиеся в оценке чистоты поверхности теплообмена и воздушной плотности конденсатора, и зависит от принятой схемы технического водоснабжения. На основе общих уравнений теплопередачи и теплообмена температура конденсации пара

$$t_k = t_1 + \frac{\Delta i_k}{mc_v} \frac{1}{1 - e^{-\frac{k}{mdc_v}}}, \quad (3.33)$$

где t_1 — температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С; c_v — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); Δi_k — количество теплоты, отдаваемой 1 кг конденсирующегося пара, кДж/кг; m — кратность охлаждения, равная отношению расхода воды к расходу пара в конденсаторе; d — удельная паровая нагрузка на единицу поверхности конденсатора, кг/(м²·с); k — коэффициент теплопередачи в конденсаторе, кВт/(м²·К).

Загрязнение поверхностей охлаждения конденсаторов во времени зависит от способов и периодичности чисток, времени года, степени загрязнения циркуляционной или подпиточной воды системы технического водоснабжения, а также ряда других факторов. Зависящий от загрязнения поверхности конденсатора коэффициент теплопередачи можно определить по формуле ВТИ:

$$k = 4070 \beta_3 \left(\frac{1,1\omega}{4 d_{\text{в}}} \right)^x \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{\beta_3}}{1000} (35 - t_1)^2 \right] \Phi_z \Phi_{\delta}, \quad (3.34)$$

где β_3 — коэффициент, учитывающий загрязнение поверхностей конденсатора; ω — скорость охлаждающей воды в трубках, м/с; $d_{\text{в}}$ — внутренний диаметр трубок, мм; $x = 0,12 \beta_3 (1 + 0,15 t_1)$; Φ_z — коэффициент, учитывающий число ходов воды в конденсаторе (при $z = 2$ имеем $\Phi_z = 1$); Φ_{δ} — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора $d_{\text{к}}$. При $d_{\text{к}} \leq (0,009 \div 0,012) d_{\text{к0}}$ принимают $\Phi_{\delta} = 1$.

Для расчета энергетической характеристики турбоагрегата необходимо нахождение конечного давления пара при достижении оптимального эксплуатационного вакуума в конденсаторе. Оптимальным эксплуатационным считают такой вакуум, при котором дальнейшее его углубление дает приращение мощности турбины, меньшее или равное приращению мощности циркуляционных насосов, вызванному ростом расхода охлаждающей воды. Таким образом, теоретически каждому значению расхода пара в конденсатор должен соответствовать определенный наивыгоднейший расход охлаждающей воды, зависящий от ее температуры и характеристик турбины и насосов. Практически же возможности изменения расхода охлаждающей воды определяются конструкциями насосов, их количеством, гидравлическими характеристиками сети. Поэтому для одних и тех же турбин оптимальный эксплуатационный вакуум будет различным в зависимости от принятой схемы водоснабжения, характеристик насосов, градиентов, прудов-охладителей, температуры наружного воздуха и т. д.

Особенности учета ограничений по отпуску теплоты из отборов турбоагрегатов. Как правило, технические ограничения по отопительной и технологической нагрузкам турбоагрегатов формулируются в виде неравенств, требующих непревышения верхней границы их изменения. Эти ограничения нельзя рассматривать безотносительно к типу турбоагрегата, виду тепловой нагрузки и следует определять с учетом их взаимосвязи. Наиболее просто ограничения по максимально возможному отпуску пара формулируются для установок с одним регулируемым отбором. В качестве примера на рис. 3.8 приведены максимально возможные расходы пара из теплофикационных отборов турбоустановки Т-50-130.

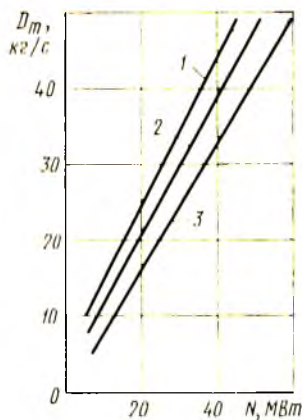


Рис. 3.8. Ограничения по максимально возможному отбору пара турбоустановки Т-50-130:

1 — $P_{от} = 0,25$ МПа; 2 — $P_{от} = 0,16$ МПа; 3 — $P_{от} = 0,06$ МПа

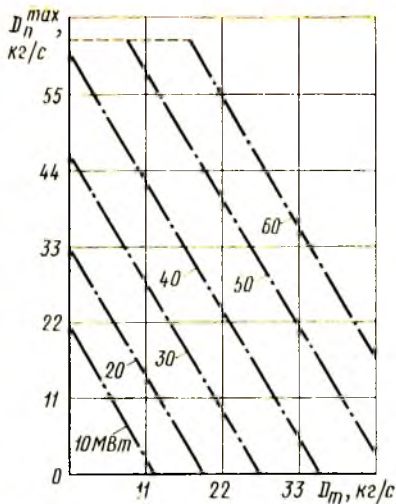


Рис. 3.9. Ограничения по расходам пара из регулируемых отборов турбоустановки ПТ-60-130/13. Цифры на линиях соответствуют электрической мощности

На рис. 3.9 показаны предельно достижимые расходы отопительного и производственного отборов турбоустановок ПТ-60-130/13 при различных уровнях электрической нагрузки. Указанные ограничения при постоянной заданной электрической мощности (значения мощности обозначены на рисунке цифрами) соответствуют режиму работы с минимальным пропуском пара в конденсатор и допускают возможность перераспределения расходов в регулируемые отборы. Из рисунков видно, что с ростом электрической мощности турбоустановки растут и максимально возможные значения расходов пара из отборов. Верхнее ограничение на рис. 3.9 соответствует максимальному расходу пара через часть среднего давления турбины. Обратимая функциональная связь $D_n = f(D_r)$ на линии постоянного значения мощности N достаточно хорошо описывается уравнением прямой линии

$$D_n^{\max} = aN - bD_r \quad (3.35)$$

или

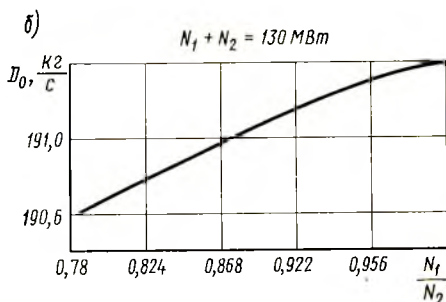
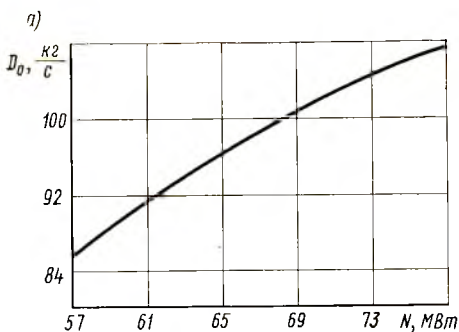
$$D_r^{\max} = \frac{a}{b} N - \frac{1}{b} D_n, \quad (3.36)$$

Рис. 3.10. Пример распределения нагрузки между однотипными турбоагрегатами:

a — энергетическая характеристика; *б* — изменение суммарного расхода свежего пара от соотношения электрических мощностей

где коэффициенты *a* и *b* определяются из графиков на рис. 3.8 и 3.9.

На рис. 3.10, *a* приведена энергетическая характеристика турбоустановки ПТ-60-130/13 в виде зависимости расхода свежего пара от электрической мощности *N*. Как видно, полученная кривая носит вогнутый характер, так как первая произ-



водная расхода свежего пара по нагрузке уменьшается с ее увеличением вследствие изменения потерь от дросселирования пара в регулируемых отборах. Для двух таких однотипных турбоагрегатов на основе метода относительных приростов оптимальным будет равномерное распределение нагрузки между ними. Однако такое решение приведет не к экономии, а к перерасходу топлива. Величину получаемого в этом случае перерасхода можно определить используя рис. 3.10, б, где представлено изменение суммарного расхода свежего пара для двух установок в зависимости от отношения их электрических нагрузок N_1 и N_2 . Отношение $N_1/N_2=1$ соответствует равномерной загрузке турбоагрегатов по электрической мощности. Как видим, в этом случае достигается максимальный суммарный расход свежего пара, а отклонение от равномерного распределения приводит к снижению общего расхода топлива (экономии). Наивыгоднейшее решение в этом случае не может быть определено на основе метода относительных приростов. Для его нахождения необходимо использовать другие методы, например градиентный.

§ 3.3. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЭЦ С ПОПЕРЕЧНЫМИ СВЯЗЯМИ

Значительное распространение в нашей стране получили теплоэлектроцентрали с поперечными связями по пару и воде. Наличие таких связей предопределяет необходимость оптимизации режимов работы котельных и турбинных агрегатов отдельно с последующим согласованием и корректировкой полученных результатов.

Вполне очевидно, что постановка задачи определения оптимальной загрузки каждого из параллельно работающих агрегатов правомерна только в том случае, когда их общая загрузка ниже максимально возможной. На рис. 3.11 приведены графики нагрузок одной из ТЭЦ системы «Саратовэнерго» за 1984 г. — электрические по часам суток и тепловые по месяцам года. Значительная неравномерность графиков электрической и тепловых нагрузок свидетельствует о необходимости оптимального распределения нагрузок.

Рассмотрим эти вопросы применительно к котельным и турбинным агрегатам.

Распределение нагрузок между котлоагрегатами осуществляется без изменения их общей нагрузки. Число работающих котлоагрегатов обычно задается, однако возможны и такие режимы при пониженной нагрузке.

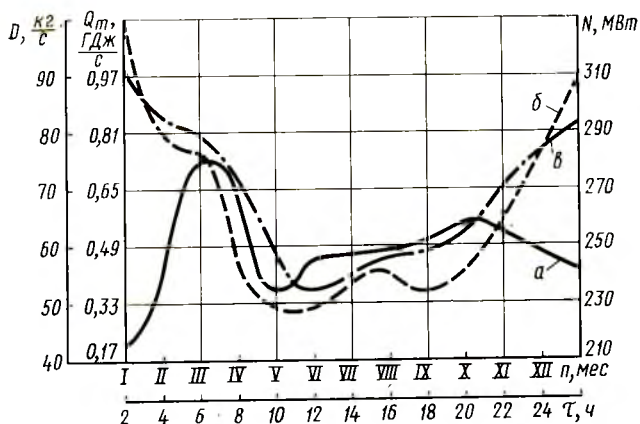


Рис. 3.11. Графики нагрузок теплоэлектроцентрали:

а — суточный график электрических нагрузок; б — кривая отпуска теплоты на отопление по месяцам; в — кривая отпуска пара 1,27 МПа (средняя по месяцам)

когда часть агрегатов экономически целесообразно вывести в резерв. Для выяснения этого обстоятельства должна определяться экономия топлива при отключении определенного котлоагрегата с учетом последующего расхода топлива на его пуск.

Немаловажную роль при распределении нагрузок на станции с поперечными связями играет учет гидравлических потерь давления на участке котел — турбина, а также от перетоков в общестанционном коллекторе пара, т. е. распределение нагрузки между котлоагрегатами должно производиться не только по их эксплуатационному состоянию, но и с учетом принятой схемы главных паропроводов и уровня загрузки турбоагрегатов. Общие потери давления

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с}} = 0,8106v \frac{D^2}{d^4} \left(\frac{l}{d} \lambda + \sum \xi \right), \quad (3.37)$$

где $\Delta P_{\text{тр}}$, $\Delta P_{\text{м.с}}$ — соответственно потери на трение и местные сопротивления, Па; l , d — соответственно длина и диаметр участка трубопровода, м; v — удельный объем пара, м³/кг; D — расход пара на участке, кг/с; λ — коэффициент гидравлического трения; $\sum \xi$ — суммарный коэффициент местных сопротивлений.

Потери работы в турбине, вызванные потерей давления острого перегретого пара, определяются зависимостью

$$\frac{\partial l}{\partial P} = \eta_{oi} v \frac{T_{2s}}{T_1}. \quad (3.38)$$

Отсюда потеря мощности ΔN , вызванная падением начального давления приближенно, составит

$$\Delta N = \Delta P \eta_{oi} v_1 D \frac{T_{2s}}{T_1}, \quad (3.39)$$

где T_1 , T_{2s} — температура соответственно в начале и конце процесса расширения, К; v_1 — удельный объем в начале процесса расширения, м³/кг.

Используя приведенные зависимости, можно определить суммарные потери мощности в установке и соответствующие им перерасходы топлива ΔB , вызванные изменением нагрузки каждого из котлоагрегатов. Вполне очевидно, что учет потерь давления пара приводит к увеличению общего расхода топлива (при том же самом отпуске энергии потребителям).

Таблица 3.3

Условия расчета	Оптимальная нагрузка котлоагрегатов, кг/с					Общий расход топлива, т/ч
	1	2	3	4	5	
Без учета потерь давления	43,6	34,6	35,2	42,5	45,8	70,611
С учетом потерь давления	42,8	37,8	38,8	40,4	41,9	70,676

Таблица 3.4. Исходное распределение нагрузок для ТЭЦ с поперечными связями

1. Между турбоагрегатами

Характеризующий показатель	Общая нагрузка	Нагрузка на турбоагрегат типа					
		ПТ-50-130	ПТ-50-130	Р-50-130	Т-50-130	Т-55-130	Т-110/120-130
Электрическая мощность, МВт	350	51,6	51,6	36,1	51,6	55,9	103,2
Расход пара, кг/с:	485	78,4	79,4	112,0	47,0	48,1	119,6
свежего	125	19,9	19,9	85,2	—	—	—
производственного							
в отопительные							
отборы	50	16,7	16,7	—	—	—	16,7
в конденсатор		23,2	23,7	—	37,1	37,2	72,6

2. Между котлоагрегатами

Характеризующий показатель	Суммарный расход	Расход на котлоагрегаты ТГМ-84			
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Расход свежего пара, кг/с	485	121,25	121,25	121,25	121,25
» топлива, т/ч	171,95	42,25	43,58	43,74	42,37

Таблица 3.5. Оптимальное распределение нагрузок для ТЭЦ с поперечными связями

1. Между турбоагрегатами

Характеризующий показатель	Общая нагрузка	Нагрузка на турбоагрегат типа					
		ПТ-50-130	ПТ-50-130	Р-50-130	Т-50-130	Т-55-130	Т-110/120-130
Электрическая мощность, МВт	350	50,0	50,9	36,6	52,0	56,2	103,4
Расход пара, кг/с:							
свежего	485,0	77,1	78,4	113,7	48,2	48,2	119,3
производственного	125	19,2	19,3	86,5	—	—	—
в отопительные отборы	50	15,0	17,7	—	—	16,7	—
в конденсатор	—	23,8	22,4	—	37,4	37,4	72,8

2. Между котлоагрегатами

Характеризующий показатель	Суммарный расход	Расход на котлоагрегаты ТГМ-84			
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Расход свежего пара, кг/с	489,9	122,4	121,4	116,8	124,3
» топлива, т/ч	170,07	40,61	43,66	42,83	42,97

Результаты выполненных таким методом расчетов по формулам (3.7), (3.20)—(3.22) оптимальной загрузки для теплоэлектроцентрали с пятью параллельно работающими котлоагрегатами с учетом и без учета гидравлических потерь при перетоках приведены в табл. 3.3.

Как видно из таблицы, учет потерь давления в паропроводах хотя и увеличивает общий расход топлива, но тем не менее общая экономия его по сравнению с исходным вариантом возрастает. Заметное влияние на результаты распределения нагрузок оказывает также и учет загрязнения поверхностей котлоагрегатов.

Общую картину оптимизации режимов загрузки в целом для станций с поперечными связями можно получить решив задачу распределения нагрузок вначале

для турбинного, а затем уже и для котельного оборудования. При этом последующее уточнение нагрузок турбоагрегатов, связанное с перераспределением паропроизводительности котлов, как правило, не требуется, так как очень слабо влияет на конечные результаты расчетов. По изложенной методике разработаны программы оперативного определения оптимальных режимов загрузки оборудования теплоэлектроцентралей на ЭВМ типа ЕС. В качестве примера в табл. 3.4 и 3.5 приведены соответственно результаты принятого исходного и оптимального распределения нагрузок промышленно-отопительной ТЭЦ. В конце каждой из таблиц приведены расходы топлива котельными агрегатами и станцией в целом. Состав работающего турбинного и котельного оборудования указан в таблицах. Сопоставляя табл. 3.4 и 3.5, видим, что даже в условиях, когда принятое исходное распределение оказалось очень близким к оптимальному (исходное принято по фактическим нагрузкам работающей ТЭЦ), достигается перерасход топлива при отходе от оптимальных режимов почти 1,9 т в час или около 10 тыс. т у. т. в год (угольной пыли, мазута или газа).

§ 3.4. ОПТИМИЗАЦИЯ ЗАГРУЗКИ БЛОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ

Энергоустановки ТЭЦ, выполненные в блочном варианте, предполагают работу каждого котельного агрегата непосредственно на закрепленную за ним турбину. Параллельные связи (коллекторы) по свежему пару и питательной воде отсутствуют. В этих условиях никаких дополнительных потерь давления свежего пара, связанных с его перетоками, не существует.

Здесь при изменении электрической и тепловой нагрузок какой-либо одной турбины будет меняться расход свежего пара, температура питательной воды, а следовательно, и коэффициент полезного действия соответствующего котла, поэтому принятое для станций с поперечными связями условие наивыгоднейшего распределения по минимуму суммарного расхода свежего пара в данном случае оказывается неприемлемым. Здесь решение поставленной задачи должно осуществляться по минимуму суммарного расхода топлива станцией. Для этого требуется разработка специальных энергетических характеристик блочных установок, основой кото-

рых будут производные $\partial B/\partial N$; $\partial B/\partial D_{\text{п}}$ и $\partial B/\partial Q_{\text{т}}$, определяемые в виде произведений

$$\begin{aligned}\frac{\partial B}{\partial N} &= \frac{\partial B}{\partial D} \frac{\partial D}{\partial N}; & \frac{\partial B}{\partial D_{\text{п}}} &= \frac{\partial B}{\partial D} \frac{\partial D}{\partial D_{\text{п}}}; \\ \frac{\partial B}{\partial Q_{\text{т}}} &= \frac{\partial B}{\partial D} \frac{\partial D}{\partial Q_{\text{т}}}.\end{aligned}\quad (3.40)$$

Производная $\partial B/\partial D$ определяется на основе характеристик котельных агрегатов, а все остальные — из энергетических характеристик турбоагрегатов.

При относительно небольших изменениях нагрузок величины производных расхода свежего пара определяют по приближенным зависимостям

$$\partial D/\partial N = 1/e_{\text{к}}; \quad \partial D/\partial D_{\text{п}} = k_{\text{п}}; \quad \partial D/\partial Q_{\text{т}} = k_{\text{т}}/q_{\text{т}}, \quad (3.41)$$

где $k_{\text{п}}$, $k_{\text{т}}$ — коэффициенты соответствующих потоков, учитывающие относительную долю расхода пара на регенеративный подогрев питательной воды; $q_{\text{т}}$ — количество теплоты, отдаваемой 1 кг отборного пара, кДж/кг; $e_{\text{к}}$ — удельная полезная работа конденсационного потока пара, кДж/кг.

В условиях блочной схемы изменение нагрузки турбоагрегата приводит к изменению давлений пара в регенеративных отборах и температуры питательной воды. Рассмотренные ранее характеристики котельных агрегатов для станции с поперечными связями получены при постоянной температуре питательной воды и применительно к данным условиям нуждаются в соответствующей корректировке. Производную $\partial B/\partial D$ можно определить опытным или расчетным путем при изменении нагрузки энергоблока с учетом изменяющейся температуры питательной воды. Рассматривая полное приращение расхода топлива в котельном агрегате как функцию расхода свежего пара и температуры питательной воды на основе частных производных, имеем

$$\partial B = \left(\frac{\partial B}{\partial D} \right)_{t_{\text{п.в}}} \partial D + \left(\frac{\partial B}{\partial t_{\text{п.в}}} \right)_D \partial t_{\text{п.в}}.$$

Отсюда

$$\frac{\partial B}{\partial D} = \left(\frac{\partial B}{\partial D} \right)_{t_{\text{п.в}}} + \left(\frac{\partial B}{\partial t_{\text{п.в}}} \right)_D \frac{\partial t_{\text{п.в}}}{\partial D}. \quad (3.42)$$

Производная $\left(\frac{\partial B}{\partial t_{п.в}}\right)_D$ находится по известной зависимости температуры уходящих газов котлоагрегатов от температуры питательной воды $\varphi = \frac{\partial t_{гк}}{\partial t_{п.в}}$. Значения коэффициента φ определяются расчетным или опытным путем и находятся в пределах 0,07—0,12. Производная $\partial t_{п.в}/\partial D$ может быть найдена на основе преобразования

$$\frac{\partial t_{п.в}}{\partial D} = \frac{\partial t_{п.в}}{\partial T_s} \frac{\partial T_s}{\partial P_{от}} \frac{\partial P_{от}}{\partial D}, \quad (3.43)$$

в котором T_s — температура насыщения пара в верхнем отборе, К; $P_{от}$ — давление пара в верхнем регенеративном отборе, Па.

Если пренебречь изменением минимального температурного напора в верхнем регенеративном подогревателе, то можно принять $\partial t_{п.в} = \partial T_s$ или $\partial t_{п.в}/\partial T_s = 1$. Значение производной $\partial T_s/\partial P_{от}$ определится из уравнения Клапейрона—Клаузиуса:

$$\partial T_s/\partial P_{от} = T_s(v'' - v')/r, \quad (3.44)$$

где v'' , v' — удельные объемы сухого насыщенного пара и кипящей воды при давлении верхнего отбора, м³/кг; r — скрытая теплота парообразования, Дж/кг.

Последняя производная уравнения (3.43) найдется по формуле Флюгеля для отсека турбины с регулируемым отбором пара при давлении $P_{рег}$:

$$\frac{\partial P_{от}}{\partial D} = \frac{P_{от0}^2 - P_{рег}^2}{D_0 P_{от0}}. \quad (3.45)$$

Величины с индексами 0 относятся к номинальному режиму.

После подстановки (3.44) и (3.45) в (3.43) получим

$$\frac{\partial t_{п.в}}{\partial D} = \frac{T_s(v'' - v')}{r P_{от0}} \frac{(P_{от0}^2 - P_{рег0}^2)}{D_0}. \quad (3.46)$$

Разработанные на основе приведенных уравнений программы расчета оптимальных режимов загрузки агрегатов блочных ТЭЦ позволяют достаточно оперативно решать поставленные задачи. Время счета одного режима загрузки станции на ЭВМ ЕС-1032 не превышает

Таблица 3.6. Распределение нагрузок на ТЭЦ с тремя энергоблоками на базе турбин Т-100/110-130

Показатели	По блокам			Суммарные по станции
	№ 1	№ 2	№ 3	
А. Исходное, принятое произвольно				
Мощность, МВт	83,17	83,17	83,17	249,5
Расход пара на теплофикацию, кг/с	37,50	37,50	37,50	112,5
Теплофикационная нагрузка, МДж/с	80,83	80,83	80,83	242,49
Расход свежего пара, кг/с	88,77	110,24	91,94	290,95
Расход пара в конденсатор, кг/с	32,69	46,21	34,69	113,59
Паровая нагрузка котла, кг/с	88,77	121,35	91,94	302,06
КПД брутто котла, %	90,02	89,87	90,45	—
Расход топлива, кг/с (т/ч)	7,31 (26,31)	10,03 (36,11)	7,51 (27,03)	24,85 (89,45)
Б. Оптимальное, полученное расчетом по изложенной методике				
Мощность, МВт	101,74	54,58	93,17	249,5
Расход пара на теплофикацию, кг/с	43,30	29,55	39,65	112,5
Теплофикационная нагрузка, МДж/с	93,34	63,69	85,46	242,49
Расход свежего пара, кг/с	110,10	72,25	103,47	285,82
Расход пара в конденсатор, кг/с	40,32	30,24	39,80	110,36
Паровая нагрузка котла, кг/с	110,10	83,33	103,47	296,90
КПД брутто котла, %	90,66	90,36	90,35	—
Расход топлива, кг/с (т/ч)	9,07 (32,65)	6,81 (24,52)	8,47 (30,50)	24,35 (87,67)

2—3 мин. Результаты такого расчета для блочной ТЭЦ, работающей на мазуте с тремя установками Т-100/110-130, представлены в табл. 3.6. Исходное произвольное распределение нагрузок и соответствующие этому распределению показатели энергоблоков приведены в табл. 3.6. Сопоставление данных этих таблиц показывает, что переход к оптимальным режимам загрузки с учетом эксплуатационных характеристик котельного и турбинного оборудования обеспечивает общую экономию топлива на станции около 1,8 т в час, или почти 9000 т у. т. в год.

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЭЦ В ЭНЕРГОСИСТЕМАХ

§ 4.1. РЕЖИМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЭЦ В ЭНЕРГОСИСТЕМАХ

Современные теплоэлектроцентрали включаются в электроэнергетические системы и являются их неотъемлемой составной частью. Структуры энергетических систем весьма разнообразны и часто включают в себя электростанции на органическом и ядерном топливе, а также гидравлические и гидроаккумулирующие электростанции. В то же время намечающаяся тенденция создания промышленно-жилищных агломераций приводит к необходимости параллельной работы ряда различных источников теплоэнергоснабжения. Таким источником являются атомные ТЭЦ, ТЭЦ и районные котельные на органическом топливе, АЭС (с отпуском теплоты из нерегулируемых отборов) и атомные станции теплоснабжения. В этих условиях появляется необходимость изучения таких систем и влияния на их работу задаваемых потребителями графиков энергоснабжения, а также поисков оптимальных режимов использования отдельных агрегатов и ТЭЦ в целом.

Наивыгоднейшие режимы ТЭЦ находят путем совместного определения оптимальной загрузки их оборудования по тепловой и электрической мощности. Решение этой задачи в рамках взаимосвязи электро- и теплоэнергетической подсистем можно получить, используя в качестве основного критерия условие достижения минимума суммарного расхода топлива в системе. При этом в качестве основных должны использоваться эквивалентные расходные характеристики станций и их относительные приросты. Указанные характеристики находятся путем расчета расхода топлива каждой станцией для нескольких нагрузок при оптимальном внутристанционном их распределении. Относительный прирост расхода топлива станцией приближенно определяется как частное от деления разности расходов топлива станцией в двух близлежащих расчетных точках на соответствующую разность их мощностей. Рассмотрим для примера решение задачи наивыгоднейшего распределения тепловой нагрузки между конденсационной

АЭС с отпуском теплоты из нерегулируемых отборов и двумя ТЭЦ, одна из которых работает в маневренном режиме. Маневренная ТЭЦ в ночной период отпускает теплоту путем дросселирования свежего пара, а при прохождении максимума электрических нагрузок — из регулируемых отборов паровых турбин. В принятой схеме теплоснабжения присутствует и пиковая котельная. Пиковые источники включаются в работу по исчерпанию нагрузочных возможностей всех остальных более экономичных источников, т. е. в момент, когда они все полностью загружены, поэтому в рассматриваемом примере при распределении тепловой нагрузки между основными источниками общая теплофикационная мощность системы принята ниже максимальной (расчетной) и пиковая котельная в работе не участвует.

Тепловая нагрузка каждой станции может изменяться как количественным (путем изменения расхода сетевой воды), так и качественным способами. При достижении расчетного расхода сетевой воды, обеспечивающего стабильный гидравлический режим, регулировать отпуск теплоты следует качественным способом, т. е. изменением температуры сетевой воды.

Объединение этих различных источников общими тепловыми сетями ставит задачу определения таких режимов и загрузки, которые обеспечат минимальный расход топлива в энергосистеме при заданных суммарных отпусках теплоты Q_c и электроэнергии N потребителям.

Эти условия запишем как ограничивающие уравнения связи:

$$\sum_{r=1}^R \delta N_r (1 - \beta_r) = 0; \quad \sum_{j=1}^J \delta Q_j = 0, \quad (4.1)$$

где R — число установок, участвующих в отпуске электрической энергии; β — относительные потери электрической мощности при ее передаче; J — общее число параллельных источников теплоснабжения в системе.

Применительно к рассматриваемым условиям с учетом ограничивающих уравнений связи (4.1) приращение функции Лагранжа составит

$$\Delta F = \sum_{i=1}^I \Delta B_i U_{\tau i} + \lambda_1 \sum_{r=1}^R \delta N_r (1 - \beta_r) + \lambda_2 \sum_{j=1}^J \delta Q_j, \quad (4.2)$$

где I — общее число установок, участвующих в отпуске

$$\delta N_r = -h \left[U_{rr} \frac{\partial B_r}{\partial N_r} - \frac{\sum_{r=1}^{R-S} U_{rr} \frac{\partial B_r}{\partial N_r}}{\sum_{r=1}^{R-S} [1 - \pi_r]} (1 - \pi_r) \right]. \quad (4.6)$$

В том случае, когда замыкающие затраты C_T на топливо для всех электростанций одинаковы, формула (4.6) принимает вид

$$\delta N_r = -h \left[\frac{\partial B_r}{\partial N_r} - \frac{\sum_{r=1}^{R-S} \frac{\partial B_r}{\partial N_r}}{\sum_{r=1}^{R-S} (1 - \pi_r)} - (1 - \pi_r) \right]. \quad (4.7)$$

Для определения множителя λ_2 продифференцируем функцию (4.2) по тепловой нагрузке каждой станции. При этом получим J уравнений

$$\left. \begin{aligned} L_{r_1} \frac{\partial B_1}{\partial Q_1} - \lambda_1 \left(\frac{\partial N_1}{\partial Q_1} - \frac{\partial \Delta N_1}{\partial Q_1} \right) - \lambda_2 &= 0; \\ L_{r_2} \frac{\partial B_2}{\partial Q_2} - \lambda_1 \left(\frac{\partial N_2}{\partial Q_2} - \frac{\partial \Delta N_2}{\partial Q_2} \right) - \lambda_2 &= 0; \\ \dots\dots\dots \\ L_{r_J} \frac{\partial B_J}{\partial Q_J} - \lambda_1 \left(\frac{\partial N_J}{\partial Q_J} - \frac{\partial \Delta N_J}{\partial Q_J} \right) - \lambda_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.8)$$

Просуммировав левые части этих уравнений и решив относительно λ_2 , получаем

$$\lambda_2 = \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial B_j}{\partial Q_j} H_{vj} - \lambda_1 \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial N_j}{\partial Q_j} (1 - \pi_j). \quad (4.9)$$

Подставляя (4.5) в (4.9) и раскрывая зависимость (4.3), получаем окончательно

$$\delta Q_j = -h \left\{ \frac{\partial B_j}{\partial Q_j} U_{1j} - \frac{1}{J} \sum \frac{\partial B_j}{\partial Q_j} U_{1j} - \frac{\sum_{r=1}^{R-S} U_{rr} \frac{\partial B_r}{\partial N_r}}{\sum_{r=1}^{R-S} (1 - \pi_r)} \left[\frac{\partial N_j}{\partial Q_j} - \frac{\partial \Delta N_j}{\partial Q_j} - \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial N_i}{\partial Q_i} (1 - \pi_j) \right] \right\}. \quad (4.10)$$

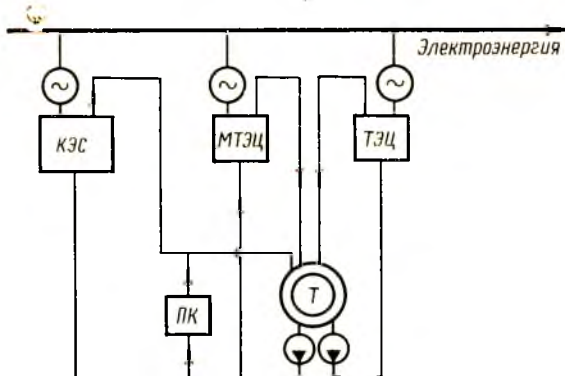


Рис. 4.1. Схема параллельного отпуска теплоты различными источниками:

КЭС — конденсационная станция с отпуском теплоты из нерегулируемых отборов; ТЭЦ — теплоэлектроцентраль; МТЭЦ — маневренная ТЭЦ; ПК — пиковая котельная; Т — тепловой потребитель.

Для учета потерь теплоты в сетях следует ограничивающее уравнение связи записать в виде

$$\sum_{j=1}^J \psi_j Q_j - Q_c = 0, \quad (4.11)$$

где ψ — коэффициент, учитывающий потери теплоты в сетях, равный отношению отданной от источника к полученной потребителем теплоты.

В этом случае зависимость, определяющая λ_2 , принимает вид

$$\lambda_2 = \frac{1}{\sum_{j=1}^J \psi_j} \sum_{j=1}^J \frac{\partial B_j}{\partial Q_j} U_{\tau j} - \frac{\sum_{r=1}^{R-S} \frac{\partial B}{\partial N_r} U_{\tau r}}{\sum_{r=1}^{R-S} (1 - \pi_r) \sum_{j=1}^I \psi_j} \sum_{j=1}^J \frac{\partial N_j}{\partial Q_j} (1 - \pi_j). \quad (4.12)$$

Приращения нагрузок δN_r и δQ_j должны удовлетворять условиям $\sum_{r=1}^{R-S} \delta N_r = 0$ и $\sum_{j=1}^I \delta Q_j = 0$, которые используются для проверки правильности полученных результатов.

Пример расчета. Определим приращение тепловых нагрузок в направлении вектор-антиградиента для источников системы, изображенной на рис. 4.1. Их относительные приросты на рассчитываемом шаге, определенные расчетным путем с учетом потерь мощности на перекачку теплоносителя, составляют:

для ТЭЦ с турбоагрегатами Т-100/110-130 — $\partial N/\partial Q_{\text{ТЭЦ}} = 0,305$, $\partial B/\partial Q_{\text{ТЭЦ}} = 0,0505 \cdot 10^{-6}$ т у.т./кДж, что соответствует режиму работы с вентиляционным пропуском пара в конденсатор;

для маневренной ТЭЦ, работающей в режиме пониженной мощности с отпуском теплоты из энергетических котлов, — $\partial B/\partial Q_{\text{мТЭЦ}} = 0,043 \cdot 10^{-6}$ т у.т./кДж. Принято $\partial N/\partial Q_{\text{мТЭЦ}} = 0$.

Изменение отпуска теплоты из нерегулируемых отборов КЭС не меняет расхода свежего пара, при этом изменяется только недовыработка электроэнергии. Для этого случая $\partial N/\partial Q_{\text{КЭС}} = -0,231$ и $\partial B/\partial Q_{\text{КЭС}} = 0$ (что соответствует подогреву сетевой воды в двух ступенях).

Свободное изменение электрической мощности (за счет пропусков пара в конденсатор) возможно только на ТЭЦ и КЭС. Относительные приросты расхода топлива на них равны соответственно $\partial B/\partial N_{\text{ТЭЦ}} = 0,097 \cdot 10^{-6}$ т у.т./кДж; $\partial B/\partial N_{\text{КЭС}} = 0,089 \cdot 10^{-6}$ т у.т./кДж; $\pi_{\text{КЭС}} = 0,04$; $\pi_{\text{ТЭЦ}} = 0,04$.

Замыкающие затраты на топливо $C_{\text{тКЭС}} = C_{\text{тТЭЦ}} = 23$ руб/т у.т.; $C_{\text{тмТЭЦ}} = 35$ руб/т у.т.

Определим основные компоненты уравнения (4.10):

$$\frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial N_j}{\partial Q_j} (1 - \pi_j) = \frac{1}{3} [0,305 (1 - 0,04) - 0,231 \times$$

$$\times (1 - 0,04) + 0 = 0,0247; \quad \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J \frac{\partial B_j}{\partial Q_j} C_{\text{т}j} = \frac{1}{3} (0,0595 \times$$

$$\times 10^{-6} \cdot 23 + 0,043 \cdot 10^{-6} \cdot 35 + 0) = 0,888 \cdot 10^{-6};$$

$$\lambda_1 = \frac{23 (0,089 \cdot 10^{-6} + 0,097 \cdot 10^{-6})}{0,9 + 0,96} = 2,3 \cdot 10^{-6}.$$

Принимая $h = 10^6$, получим:

$$\delta Q_{\text{КЭС}} = -10^6 [2,3 \cdot 10^{-6} (1 - 0,04) 0,231 + 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0247 - 0,888 \cdot 10^{-6}] = +0,3;$$

$$\delta Q_{\text{ТЭЦ}} = -10^6 [23 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0505 - 2,3 \cdot 10^{-6} (1 - 0,04) 0,305 + 2,3 \cdot 10^6 \cdot 0,0247 - 0,888 \cdot 10^{-6}] = +0,373;$$

$$\delta Q_{\text{мТЭЦ}} = -10^6 (35 \cdot 0,043 \cdot 10^{-6} - 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot 0,037 - 0,888 \cdot 10^{-6}) = -0,673.$$

Проверкой правильности расчета является достижение условия $\Sigma \delta Q_j = 0$. В данном случае оно соблюдается.

Как видим, в пределах данного шага необходимо загрузить в пропорциях полученным значениям δQ_j ТЭЦ и КЭС (знак плюс) и разгрузить маневренную ТЭЦ.

§ 4.2. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ТЭЦ И АЭС

Объединение различных источников общими тепловыми сетями уже на современном этапе приводит к образованию развитых систем теплоснабжения, охватывающих как отдельные города, так и целые агломерации (группы городов и поселков). В нашей стране насчитывается более 250 таких промышленно-городских агломераций, в которых могут быть созданы либо уже создаются системы единого централизованного теплоснабжения. При этом параллельная работа ТЭЦ на органическом топливе и АЭС по отпуску как электрической, так и тепловой энергии выдвигает целый ряд специфических требований к режимам их загрузки. Эти требования продиктованы прежде всего более низкой по своей абсолютной величине топливной составляющей на АЭС, а также налагаемыми ограничениями на потребление органических топлив в европейской части страны. Стремление к максимальной экономии органического топлива приводит к необходимости более полной загрузки атомных электростанций как по отпускаемой теплоте, так и по электрической мощности. Станции на органическом топливе вытесняются в полупиковую и пиковую части графиков нагрузок, высвобождая базисную часть для работы АЭС.

Использованию современных АЭС с водоохлаждаемыми реакторами в базовой части графика нагрузок в определенной степени способствует и техническая непригодность их к работе с частыми изменениями нагрузки. Наибольшие возможности с этой точки зрения имеют водо-водяные энергетические реакторы (ВВЭР). Накопленный в стране опыт их эксплуатации подтверждает техническую возможность привлечения энергоблоков с реакторами ВВЭР к участию в регулировании графика с небольшим равномерным изменением нагрузки (на 20—25%). Основные трудности, ограничивающие технические возможности работы в переменных режимах, сводятся к следующим.

1. Низкая теплопроводность диоксида урана приводит к сильным изменениям температуры сердечника ТВЭЛа в переходных процессах. Это вызывает опасность нарушения герметичности оболочки, ее растрескивания, коррозии и плавления топливной композиции. Наиболее нежелательными с этих позиций являются режимы с кратковременным быстрым снижением и по-

следующим набросом нагрузки, приводящие к неравномерности тепловыделений в активной зоне и тепловой нестабильности. Вероятность нарушения герметичности ТВЭЛов возрастает по мере их выгорания, когда происходит накопление продуктов деления и «распухание» оболочки.

2. Изменение температуры, теплоносителя, вызванное регулированием нагрузки, может привести к накоплению термических напряжений и деформаций в наиболее металлоемкой конструкции реактора — его корпусе.

3. Запас положительной реактивности реакторов типа ВВЭР имеет максимальное значение после очередной топливной перегрузки (в момент начала топливной кампании) и снижается до нуля по мере выгорания ядерного топлива. Образуется нестационарное отравление реактора ксеноном (Xe^{135}) на переходных режимах. Регулирование нагрузки, компенсируемое вводом положительной реактивности, уже не может осуществляться в конце кампании топливной загрузки. Таким образом, указанные реакторы могут привлекаться к регулированию нагрузки только в начальную часть их рабочего времени, к тому же возможности работы реактора с переменными нагрузками должны закладываться на стадии его проектирования. При этом для маневренного реактора должен быть заложен примерно 20%-ный запас по тепловой мощности ТВЭЛа, что достигается как путем повышения обогащения делящихся изотопов, так и увеличением количества топлива, загружаемого в реактор. Таким образом, создание реакторов для работы по переменному графику нагрузок приводит к их значительному удорожанию. Это еще в большей степени делает целесообразным привлечение для регулирования мощности ТЭЦ на органическом топливе.

Возможности глубокой ежесуточной электрической разгрузки агрегатов ТЭЦ часто ограничены тепловой нагрузкой регулируемых отборов и зависят от температуры наружного воздуха. При этом регулировочные возможности ТЭЦ, связанные с изменением пропуска пара через турбину, практически отсутствуют при самых низких температурах наружного воздуха в зимний период, когда отопительные отборы загружены на полную мощность. В то же время наибольшая суточная неравномерность графиков электропотребления приходится именно на зимний период.

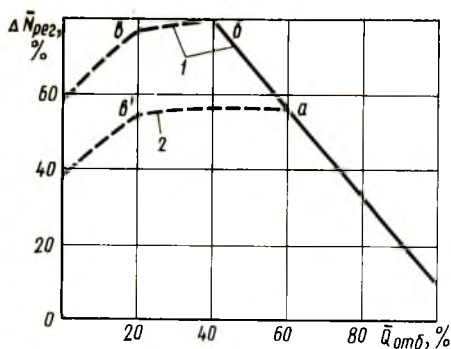


Рис. 4.2. Регулировочный диапазон по отпуску электроэнергии энергоблока с турбоагрегатом Т-100/120-130:

1 — при работе на мазуте;
2 — при работе на угле

Изменение регулировочного диапазона по отпуску электроэнергии энергоблока с турбоустановкой Т-100/120-130 в зависимости от загрузки отопительных отборов представлена на рис. 4.2. При этом за 100%-ную принята электрическая мощность $N=105$ МВт, достигаемая на конденсационном режиме. В точках излома a или b достигается ограничение регулировочного диапазона технически минимальной нагрузкой котлоагрегата, составляющей при работе на твердом топливе 60% паропроизводительности (точка a) и 40% при работе на мазуте (точка b). Снижение загрузки отборов вплоть до 20% начиная от этих точек излома (a и b) приводит к небольшому снижению регулировочного диапазона. В этом интервале нагрузок максимальная электрическая мощность находится на уровне 120 МВт, а минимальная определяется допустимой нагрузкой котлоагрегата. Начиная от 20% загрузки отопительных отборов (точки b и b') ее понижение резко уменьшает регулировочный диапазон в связи с уменьшением максимальной электрической мощности, ограничиваемой пропускной способностью ЦНД и конденсатора турбины. Характер изменения регулировочного диапазона турбоустановки с производственным и отопительным отборами определяется более сложным путем. В частности, большое влияние оказывает допустимое соотношение максимальных расходов пара из производственного и отопительных отборов. Для турбоустановки ПТ-60-130/18 эта зависимость представлена на рис. 4.3.

Как видно из рис. 4.3, рост производственного отбора пара до его максимума вызывает уменьшение расхода из теплофикационного отбора D_T почти в три раза. Влияние соотношения этих нагрузок на регули-

Рис. 4.3. Максимальный расход пара из отопительных отборов турбоагрегата ПТ-60-130/13 в зависимости от расхода из производственного отбора

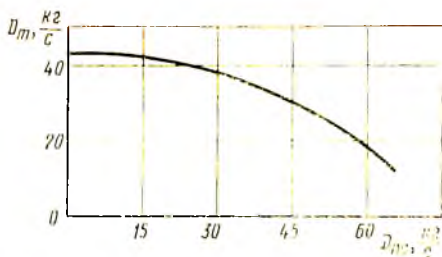
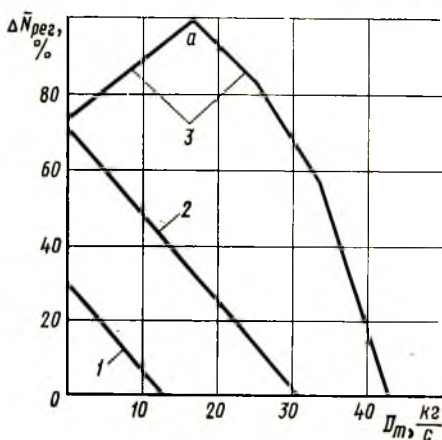


Рис. 4.4. Регулировочный диапазон по отпуску электроэнергии турбоагрегатом ПТ-60-130/13: 1 — $D_{пр}=64 \text{ кг/с}$; 2 — $D_{пр}=45 \text{ кг/с}$; 3 — $D_{пр}=0$



регулирующий диапазон турбоагрегата показано на рис. 4.4. Здесь линия 1, соответствующая максимальной нагрузке производственного отбора $D_{пр}=64 \text{ кг/с}$, свидетельствует о минимальных регулировочных возможностях турбоустановки, а кривая 3 при $D_{пр}=0$ показывает наибольший регулировочный диапазон. Излом этой кривой в точке *a* вызван снижением отопительного отбора и достижением максимальной электрической мощности турбины по условиям пропускной способности цилиндра низкого давления ЦНД и конденсатора. Ограничения по техническим минимальным нагрузкам котлоагрегатов здесь не учитывались, что соответствует наличию на ТЭЦ поперечных связей по острому пару. Минимальная теплофикационная мощность и давления в отопительных отборах принимались из условий тепловых нагрузок центра европейской части страны (Москва) для температурного графика теплосети $150/70^\circ\text{C}$.

Регулирование электрической нагрузки агрегатами ТЭЦ, недогруженными по отпуску теплоты, путем изме-

нения пропуска пара в конденсатор принято называть естественным. Наряду с естественным может применяться и принудительное снижение мощности ТЭЦ, связанное с обеспечением части или всей тепловой нагрузки пиковыми водогрейными котлами или острым паром основных энергетических котлов, для чего вносятся соответствующие изменения в тепловую схему станции. При этом необходимо иметь в виду, что передача теплофикационной нагрузки котельным агрегатам всегда вызывает уменьшение выработки электроэнергии на тепловом потреблении и ухудшение показателей работы ТЭЦ. Однако достигаемое в этом случае снижение общего расхода дорогого органического топлива на ТЭЦ в большинстве случаев экономически оправдывает такое решение.

Принудительная разгрузка ТЭЦ в условиях эксплуатации без какой-либо реконструкции тепловой схемы может быть реализована двумя способами:

1. Передачей нагрузки производственного отбора пара на РОУ от энергетических котлов. Соответствующая РОУ на ТЭЦ с отпуском производственного пара всегда имеется для выполнения функции резервирования.

2. Передачей теплофикационной нагрузки на пиковые водогрейные котлы.

В обоих случаях уменьшение нагрузки регулируемых отборов позволяет снизить расход свежего пара на турбину и тем самым уменьшить ее электрическую мощность. Снижение электрической мощности турбоагрегата ΔN при передаче части тепловой нагрузки на РОУ составит

$$\Delta N = \Delta D_{\text{от}} l_{\text{от}} = \frac{\Delta D_{\text{от}}}{q_{\text{от}}} y, \quad (4.13)$$

где $l_{\text{от}}$ — удельная работа в турбине в расчете на 1 кг отбираемого пара, кДж/кг.

Возможности передачи части тепловой нагрузки на пиковые водогрейные котлы и глубина электрической разгрузки ТЭЦ определяются свободной тепловой мощностью пиковой водогрейной котельной, зависящей от температуры наружного воздуха.

При установке на отопительных ТЭЦ дополнительной бойлерной (рис. 4.5) возможно осуществлять более глубокую принудительную разгрузку ТЭЦ. При этом снижение расхода пара на турбину будет большим, чем

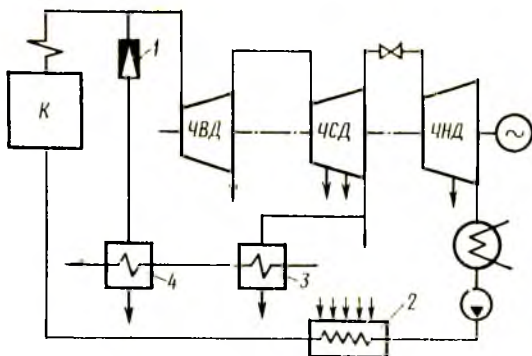


Рис. 4.5. Схема отопительной ТЭЦ с установкой дополнительной бойлерной:

1 — РОУ свежего пара; 2 — регенеративная установка; 3 — основная бойлерная; 4 — дополнительная бойлерная

генерируемого в котле, вследствие расхода части его через РОУ. Так, для турбоагрегата Т-100-130 снижение электрической нагрузки на 50% снижает нагрузку котлоагрегата только на 20%. Это позволяет осуществлять глубокое уменьшение мощности турбоагрегатов при наличии ограничений возможности снижения нагрузок котлоагрегатов.

К маневренным режимам с глубокой разгрузкой турбоагрегатов в техническом отношении наиболее приспособлены ТЭЦ на докритические параметры без промежуточного перегрева пара. Наличие промежуточного перегрева пара значительно ухудшает возможности реализации таких режимов, так как при разгрузке турбин требуется поддержание необходимого расхода пара через промежуточный перегреватель. Это возможно лишь при установке двух дополнительных РОУ, одна из которых байпасирует ЦВД турбины, а другая дроселирует пар после промежуточного перегрева с целью подачи его в дополнительную бойлерную. Схема такой установки сильно усложняется и требует осуществления специальных мер при ее эксплуатации. Кроме того, осуществление частых разгрузок и нагружений установок в особенности (на сверхкритическое начальное давление, например Т-250/300-240) нежелательно по условиям накопления малоциклового усталости, преждевременного износа и разрушения элементов из аустенит-

ной стали, работающих в области высоких давлений и температур.

Целесообразность привлечения к маневренным режимам теплофикационных установок можно определить путем оценки ухудшения экономических показателей энергосистем в различных альтернативных вариантах. В частности, такой альтернативой может служить разгрузка вплоть до полной остановки конденсационных энергоблоков на органическом или ядерном топливе.

Дополнительные затраты в энергосистеме, связанные с осуществлением режимов принудительной разгрузки ТЭЦ по сравнению с ее нормальной работой, составят:

$$\Delta Z_{\text{сист}} = \Delta B_{\text{кэс}} \tau_p C_T^{\text{кэс}} - \Delta B_{\text{тэц}} C_T \tau_p + p K_{\text{доп}} + \Delta Z, \quad (4.14)$$

где $\Delta B_{\text{кэс}}$ — увеличение расхода топлива конденсационной электростанцией (ТЭС или АЭС) от более полной ее загрузки в период принудительной разгрузки, т у.т.; τ_p — годовое число часов работы в режиме принудительной разгрузки; $C_T^{\text{кэс}}$ — затраты на топливо конденсационной электростанции, руб/т у.т.; $\Delta B_{\text{тэц}}$ — общее снижение расхода топлива на ТЭЦ за продолжительность одной принудительной разгрузки, т у.т.; C_T — затраты на топливо, потребляемой ТЭЦ, руб/т у.т.; p — коэффициент эффективности, учитывающий ежегодные отчисления от капиталовложений; $K_{\text{доп}}$ — дополнительные капиталовложения на реконструкцию тепловой схемы ТЭЦ, связанные с осуществлением принудительной разгрузки; ΔZ_n — дополнительные затраты в системе, связанные со снижением надежности оборудования ТЭЦ при переводе его в маневренный режим, руб/год.

Увеличение расхода топлива на конденсационной электростанции связано с повышением ее мощности в часы провала графика электрических нагрузок на величину ΔN :

$$\Delta N = y \Delta Q_{\text{пер}},$$

где $\Delta Q_{\text{пер}}$ — количество теплоты, передаваемой из отборов турбины на котельные агрегаты, кДж/с; y — выработка электроэнергии на единицу передаваемой теплоты.

Повышение мощности конденсационных установок на величину ΔN в интервале от N_1 до N_2 дает увеличение

часового расхода топлива:

$$\Delta B_{\text{КЭС}} = (b_1 N_1 - b_2 N_2) \approx y \Delta Q_{\text{пер}} b_{\text{отн}}, \quad (4.15)$$

где b_1, b_2 — удельный расход топлива соответственно в догруженном и разгруженном состояниях; $b_{\text{отн}} = \partial B / \partial N$ — средний на участке догружения конденсационного энергоблока относительный прирост расхода топлива.

Увеличение расхода топлива на КЭС в расчете на единицу передаваемой нагрузки отборов теплофикационных турбин составит

$$\Delta b_{\text{КЭС}} \cong y b_{\text{отн}}. \quad (4.16)$$

Энергетическая характеристика конденсационного энергоблока К-300-240 ЛМЗ, работающего на антрацитовом штыбе, представлена на рис. 4.6. Используя приведенную кривую, можно определить средний относительный прирост расхода топлива на каждом ее участке, например на участке от 40 до 100% мощности. Для турбоагрегата ПТ-60-130/13 на паре производственного отбора средняя удельная выработка электроэнергии составляет $y = 0,22$, теплофикационных отборов $y = 0,26$. Таким образом, при вытеснении 1 кВт·ч теплоты производственного отбора $\Delta b_{\text{КЭС}} = 0,22 \cdot 0,345 = 0,076 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Загрузку КЭС можно увеличивать и другим путем — отказом от кратковременного останова в горячий резерв. Вызываемое этим увеличение расхода топлива на них за продолжительность прохождения минимальной нагрузки $\tau_{\text{мин}}$ составит

$$\Delta B = \Delta Q_{\text{пер}} y b_{\text{уд}} \tau_{\text{мин}} - B_{\text{пуск}}, \quad (4.17)$$

где $b_{\text{уд}}$ — удельный расход топлива энергоблоком КЭС, останов которого был предотвращен принудительной разгрузкой, кг у.т./(\text{кВт} \cdot \text{ч}); $B_{\text{пуск}}$ — пусковой расход топлива на КЭС, кг у.т.

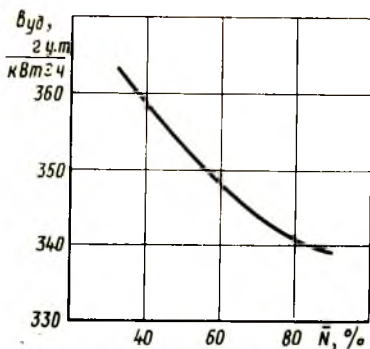


Рис. 4.6. Зависимость удельного расхода топлива на отпущенный 1 кВт·ч блока К-300-240 (топливо — антрацитовый штыб)

Как правило, отказ от кратковременного останова энергоблоков за счет принудительной разгрузки ТЭЦ дает больший перерасход топлива, однако при этом не снижается ресурс работы блока, связанный с частыми его пусками и остановами.

При отпуске части тепловой нагрузки дросселированным паром из энергетических котлов ТЭЦ общее снижение их паропроизводительности составляет разность между уменьшением расхода свежего пара на турбину ΔD_1 и увеличением расхода свежего пара на РОУ ΔD_2 , т. е. $\Delta D = \Delta D_1 - \Delta D_2$. Выражая соответственно ΔD_1 и ΔD_2 через $\Delta Q_{\text{пер}}$, имеем

$$\Delta D = \Delta Q_{\text{пер}} \left(\frac{k_{\text{рег}}}{q_{\text{уд}}} - \frac{1}{q_1} \right), \quad (4.18)$$

где $k_{\text{рег}}$ — коэффициент, учитывающий долю регенеративных отборов, расположенных выше рассматриваемого ($k_{\text{рег}} > 1$); $q_{\text{уд}}$ — количество теплоты, отдаваемой 1 кг отбираемого пара, кДж/кг; q_1 — количество теплоты, подводимой к 1 кг свежего пара, кДж/кг.

Достижаемое в этом случае общее снижение расхода топлива на ТЭЦ

$$\Delta B_{\text{гэц}} = \frac{q_1 D_1}{Q_p^n} \left(\frac{1}{\eta_{\text{ка1}}} - \frac{1 - \bar{\Delta D}}{\eta_{\text{ка2}}} \right), \quad (4.19)$$

где Q_p^n — низкая теплотворная способность топлива, кВт·ч/кг; $\eta_{\text{ка1}}$ — КПД котлоагрегата ТЭЦ в режиме загрузки отборов турбин при паропроизводительности котлоагрегата D_1 ; $\eta_{\text{ка2}}$ — КПД котлоагрегата ТЭЦ в условиях принудительной разгрузки; $\bar{\Delta D} = \Delta D/D_1$ — относительное сокращение расхода свежего пара при переходе на принудительную разгрузку.

Если при переходе на принудительную разгрузку КПД котлоагрегата изменяется слабо ($\eta_{\text{ка1}} \approx \eta_{\text{ка2}}$), то в этом случае

$$\Delta B_{\text{гэц}} = q_1 \Delta D / (Q_p^n \eta_{\text{ка}}), \quad (4.20)$$

или в расчете на единицу передаваемой тепловой нагрузки

$$\begin{aligned} \Delta b_{\text{гэц}} &= \frac{\Delta B_{\text{гэц}}}{\Delta Q_{\text{пер}}} = \frac{q_1}{Q_p^n \eta_{\text{ка}}} \left(\frac{k_{\text{рег}}}{q_{\text{уд}}} - \frac{1}{q_1} \right) = \\ &= \frac{1}{Q_p^n \eta_{\text{ка}}} \left(\frac{q_1}{q_{\text{уд}}} k_{\text{рег}} - 1 \right). \end{aligned} \quad (4.21)$$

В случае вытеснения производственного отбора тур-

боагрегата ПТ-60-130/13 при $\eta_{ка}=0,9$ из (4.21) находим $\Delta b_{тэц}=0,034$ кг у.т./ (кВт·ч).

Учитывая, что при этом расход топлива на КЭС возрастает на величину $\Delta b_{кэс}=0,076$ кг у.т./ (кВт·ч), осуществление принудительной разгрузки ТЭЦ приводит к перерасходу топлива в энергосистеме в количестве $\Delta b_{кэс}-\Delta b_{тэц}=0,076-0,034=0,042$ кг у.т./ (кВт·ч).

Передача низкопотенциальной теплофикационной нагрузки на энергетические котлы приводит к еще более существенному перерасходу топлива. В этом случае для рассмотренного турбоагрегата величина $\Delta b_{кэс}-\Delta b_{тэц}$ составит 0,078 кг у.т./ (кВт·ч).

Кроме того, перевод в маневренный режим оборудования ТЭЦ связан со снижением его надежности (коэффициента готовности k_r) и приводит к дополнительным затратам в системе ΔZ на резервирование электрической $\Delta Z_{эл}$ и тепловой ΔZ_t энергии. При этом

$$\Delta Z_n = \Delta Z_{эл} + \Delta Z_t.$$

В свою очередь,

$$\Delta Z_t = \Delta k_r \tau_{от} \left(1 - \frac{\tau_{пр}}{24}\right) \Delta z_{разд} \cdot Q_{отб},$$

где Δk_r — снижение коэффициента готовности при переходе на работу в маневренный режим; $\tau_{от}$ — продолжительность отопительного периода, ч/год; $\tau_{пр}$ — суточная продолжительность периода принудительной разгрузки, ч; $\Delta z_{разд}$ — удельный ущерб при переходе от комбинированного к раздельному отпуску теплоты, руб./ (кВт·ч); $Q_{отб}$ — среднегодовая нагрузка теплофикационных отборов турбины, кВт.

Таким образом, при наличии свободной регулировочной мощности КЭС на органическом топливе необходимо ее реализовывать в первую очередь. Для энергосистемы, состоящей из ТЭЦ и КЭС, работающих на топливе одинаковой или близкой стоимости, принудительная разгрузка ТЭЦ экономически нецелесообразна. Проектные проработки, выполненные ВНИПИэнергопромом показывают, что удельные капиталовложения в установку дополнительной бойлерной и РОУ составляют от 2 до 3 руб. на киловатт электрической мощности ТЭЦ и только в условиях, когда удельные затраты на топливо, потребляемое конденсационной электростанцией, существенно ниже (в два раза или более) соответствующих затрат на топливо ТЭЦ, принудительная разгрузка дает общую экономию топливных затрат

в энергосистеме. Это как раз и соответствует случаю, когда в качестве параллельно работающей КЭС выступает конденсационная атомная электростанция с относительно низкой стоимостью потребляемого ядерного горючего.

§ 4.3. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТЭЦ

1. **Технические и экономические требования маневренности.** Наряду с необходимостью глубокой ежесуточной разгрузки агрегатов ТЭЦ по электрической мощности не менее важным оказывается удовлетворение требований маневренности в работе энергосистем и электростанций. Эти требования определяют так называемые маневренные характеристики установок и энергоблоков в целом. Маневренные характеристики подразделяются на *статические* и *динамические*. Регулируемый диапазон $\Delta N_{\text{рег}}$, определяемый как разность максимальной N_{max} и минимально допустимой N_{min} мощности, является основным показателем статической маневренности. Как правило, $\Delta N_{\text{рег}}$ выражают в процентах от максимальной (номинальной) мощности. Другим важнейшим показателем маневренности является допустимая скорость набора нагрузки, что обеспечивается выбором соответствующих динамических маневренных характеристик оборудования. К числу таких характеристик относятся скорости нагружения в пусковых режимах, осуществляемых из различных тепловых состояний, скорость нагружения в процессе нормальной эксплуатации, общая продолжительность пуска от момента растопки котлоагрегата до синхронизации генератора и время набора нагрузки до заданной мощности. Все эти характеристики, а также единичная мощность блока определяют пусковой расход топлива. Характеристики пусковых режимов наиболее важны для конденсационных энергоблоков, частые остановки и пуски которых обусловлены суточной и недельной неравномерностью электропотребления. Теплоэлектроцентрали обязаны непрерывно обеспечивать потребителей тепловой энергией, поэтому их ежесуточные и еженедельные остановки могут иметь место только в условиях принудительной разгрузки и могут коснуться только турбинного оборудования.

Таблица 4.1. Требования к динамическим маневренным свойствам турбоагрегатов ТЭЦ

Уровень начальных параметров пара	Скорость набора нагрузки, %/мин		Скорость набора нагрузки, %/мин	Время от подачи пара на турбину до синхронизации, мин	Скорость изменения нагрузки, %/мин	
	при времени простоя 8—10 ч	Время от подачи пара на турбину до синхронизации, мин			в пределах $\Delta N_{per} = 20 \div 25\%$	за пределами $\Delta N_{per} = 20 \div 25\%$
Докритические	2,0	15	10,6—0,8	20	3,0/2,0*	1,0
Сверхкритические	1,0	30	0,6—0,7	60	3,0/2,0*	0,7

* В числителе — при работе котлоагрегата на газомазутном топливе, в знаменателе — на пылеугольном.

Учитывая необходимость использования ТЭЦ для обеспечения требуемых режимов работы энергосистем, в настоящее время к ним предъявляют требования по динамическим маневренным свойствам. Эти свойства оказываются различными для энергоустановок на докритическое и закритическое начальное давление пара и зависят от вида сжигаемого топлива. Усредненные их значения приведены в табл. 4.1.

Наряду с приведенными немаловажное значение имеют такие показатели маневренности, как скорость и продолжительность повышения начальных параметров пара до их номинальных значений. Основными факторами, препятствующими быстрому нагружению турбин, являются термические напряжения по ширине фланцев, возникающая разность температур между фланцами и шпилькой, относительное удлинение ротора, разность температур в верхней и нижней частях камеры регулирующей ступени.

Допустимая скорость повышения начальных параметров пара в пусковых режимах определяется термическими напряжениями, возникающими в металлоемких барабанах котлов, паросборных коллекторах, главных паропроводах, паровпускной части ЦВД турбины и зависящими от скорости их прогрева. Аустенитные стали, используемые в элементах оборудования, работающего в области высоких температур пара, обладают худши-

ми свойствами и в большей степени подвержены термоусталостным разрушениям, чем перлитные. Поэтому допустимая для них скорость повышения параметров имеет меньшее значение. При более высоких начальных параметрах пара большей оказывается и продолжительность достижения их номинальных значений, а следовательно, и больший перерасход топлива на пусковых режимах. Величина этого перерасхода

$$\Delta B_n = \int_{\tau_1}^{\tau_2} (b_n - b) N d\tau, \quad (4.22)$$

где $\tau_2 - \tau_1$ — общая продолжительность повышения начальных параметров при несении турбогенератором электрической нагрузки N ; b_n, b — удельный расход топлива соответственно на пониженных и номинальных параметрах, кг у.т./ (кВт·ч).

Уравнение (4.22) можно решать приближенно, используя пусковой график турбоагрегата или блока:

$$\Delta B_n \cong \sum_{j=1}^J N_j (b - b_0)_j \tau_j, \quad (4.23)$$

где J — число расчетных периодов в промежутке от τ_1 до τ_2 ; τ_j — продолжительность одного периода, ч.

Скорость изменения тепловой нагрузки (θ_T) из регулируемых отборов принимается равной 3%/мин.

2. Зависимость расхода топлива в энергосистеме от скорости нагружения турбоагрегата в пусковых режимах. По условиям работы энергосистем в период утреннего, наиболее напряженного, подъема нагрузки необходимо обеспечить наибольший темп увеличения генерирующих мощностей. По этой причине приходится одновременно нагружать несколько установок. Чем меньше скорость нагружения каждой из них, тем больше должно их быть в процессе последовательного нагружения и тем больше будет перерасход топлива в энергосистеме. Чем выше допустимая скорость нагружения и чем ниже расход топлива на холостой ход, тем меньше указанный перерасход топлива, вызванный набором мощности энергосистемы.

Экономию топлива от снижения расхода на холостой ход и времени нагружения найдем следующим образом.

Количество одновременно нагружающихся блоков m в одной группе при заданной скорости их нагружения θ

(при условии подъема нагрузки последовательно включаемыми группами) составит

$$m = 100 \Delta N / (N \tau^* \theta).$$

Здесь $\Delta N / \tau^*$ — средняя скорость подъема нагрузки в энергосистеме, МВт/ч; N — мощность одного блока, МВт; θ — скорость нагружения турбоагрегата, %/ч.

Количество последовательно нагружающихся групп k определяется общей продолжительностью подъема нагрузки в системе τ^* и скоростью нагружения

$$k = m^* / m = \theta \tau^* / 100, \quad (4.24)$$

где $m^* = \Delta N / N$ — общее количество установок, необходимое для обеспечения прироста мощности системы ΔN .

Снижение общего времени работы турбоагрегата в случае повышения его маневренности пропорционально сумме членов арифметической прогрессии, в которой последний равен $(k-1)$. Учитывая, что сумма $1+2+\dots+(k-1) = (k-1)k/2$ с учетом (4.24), получим общее снижение времени работы турбоагрегатов τ_{Σ} за период утреннего подъема нагрузки:

$$\tau_{\Sigma} = k(k-1) \frac{m 100}{2\theta} = m^* \left(\tau^* - \frac{100}{\theta} \right) 0,5. \quad (4.25)$$

В расчете на один турбоагрегат уменьшения продолжительности работы

$$\tau = \tau_{\Sigma} / m^* = 0,5 (\tau^* - 100/\theta). \quad (4.26)$$

Снижение годового расхода топлива $\Delta B_{x,x}$ в связи с уменьшением расхода топлива на холостой ход на один турбоагрегат для этих условий составит

$$\Delta B_{x,x} = B_{x,x} z 0,5 (\tau^* - 100/\theta),$$

где $B_{x,x}$ — расход топлива на холостой ход, т у.т./ч; z — годовое число остановов турбоагрегата.

Экономия топлива от улучшения маневренных свойств при повышении скорости нагружения турбоагрегата от θ_1 до θ_2 определяется по формуле

$$\Delta B_1 = 50 B_{x,x} z \left(\frac{1}{\theta_1} - \frac{1}{\theta_2} \right). \quad (4.27)$$

Работа на пониженных нагрузках оборудования в период подъема мощности приводит к перерасходу топлива. Этот перерасход можно определить на основе энергетической характеристики турбоагрегата или энер-

гоблока, связывающей удельный расход топлива с его мощностью. Перерасход топлива ΔB , обусловленный работой на пониженных нагрузках за один цикл нагружения, можно определить с помощью интеграла

$$\Delta B = \int_0^{\tau_k} (b_n - b_0) N d\tau. \quad (4.28)$$

Здесь $\tau_k = 100/\theta$ — продолжительность набора нагрузки турбоагрегатом, ч; b_n, b_0 — удельный расход топлива соответственно на пониженных и номинальных нагрузках, кг у.т./ (кВт·ч).

Для упрощения расчетов примем величину θ постоянной в процессе нагружения. В этом случае текущее значение мощности N в момент времени τ составит

$$N = N_0 \tau \theta / 100, \quad (4.29)$$

где N_0 — номинальная мощность турбоагрегата, кВт.

Приняв линейную зависимость полного расхода топлива от текущей мощности, получим

$$B = B_{x.x} + b_{отн} N, \quad (4.30)$$

где $B_{x.x}$ — расход топлива на холостой ход турбоагрегата, кг у.т./ч; $b_{отн}$ — относительный прирост расхода топлива, кг у.т./ (кВт·ч).

Подставив (4.29) и (4.30) в (4.28) и проинтегрировав полученное выражение с подстановкой верхнего предела интегрирования, получим

$$\Delta B = (50/\theta) [2B_{x.x} + N_0 (b_{отн} - b_0)].$$

При этом на единицу номинальной мощности N_0

$$\Delta B = \frac{\Delta B}{N_0} = \frac{50}{\theta} (b_{отн} + 2b_{x.x} - b_0),$$

где $b_{x.x} = B_{x.x}/N_0$.

Достигаемая экономия топлива ΔB_2 вследствие повышения скорости нагружения от θ_1 до θ_2 за z циклов нагружения

$$\Delta B_2 = z N_0 50 (b_{отн} + 2b_{x.x} - b_0) \left(\frac{1}{\theta_1} - \frac{1}{\theta_2} \right).$$

При этом общая экономия $\Delta B_1 + \Delta B_2$ составит

$$\Delta B_{общ} = \Delta B_1 + \Delta B_2 = 50 \left(\frac{1}{\theta_1} - \frac{1}{\theta_2} \right) z N_0 (b_{отн} + 3b_{x.x} - b_0).$$

Принимая расход топлива на холостой ход как долю $r_{х.х}$ от расхода на номинальном режиме, находим

$$\Delta B_{\text{общ}} = 50 \left(\frac{1}{\theta_1} - \frac{1}{\theta_2} \right) z N_0 [b_{\text{орт}} + b_0 (3r_{х.х} - 1)]. \quad (4.31)$$

Пример расчета. Определим экономию топлива в энергосистеме от повышения скорости нагружения турбоагрегата в пусковых режимах от 49 до 60%/ч. Удельные расходы топлива $b_{х.х} = 0,0167$ кг у.т./((кВт·ч); $b_{\text{орт}} = 0,325$ кг у.т./((кВт·ч); $b_0 = 0,338$ кг у.т./((кВт·ч). Количество пусков в году $z = 120$ для турбоагрегата номинальной мощностью 170 тыс. кВт. Подставляя эти данные в формулу (4.35), получим $\Delta B_{\text{общ}} = (1/49 - 1/60) 120 \cdot 50 (0,325 + 3 \cdot 0,0167 - 0,338) \cdot 170 \cdot 10^3 = 151 \cdot 10^3$ кг = 151 т у.т./год.

3. Зависимость расхода топлива в энергосистеме от скорости приема нагрузки турбоагрегатом в прогретом состоянии. Нагружение турбоагрегатов после длительной работы на пониженной нагрузке, при которой установилась относительно низкая температура ротора и корпуса турбины, приводит к соответствующим термическим деформациям, ограничивающим допустимую скорость нагружения. Если необходимая абсолютная скорость подъема мощности в энергосистеме $\alpha_c = \Delta N_c / \Delta t_c$ не обеспечивается загрузкой основных энергоблоков вследствие их низких маневренных свойств, то это приводит к преждевременному запуску полупиковых или пиковых энергоустановок, работающих, как правило, на более дорогом топливе. Пояснение сказанного приведено на рис. 4.7. Здесь линия ab соответствует потребному наращиванию нагрузки в энергосистеме, а линия $авг$ — возможному приросту нагрузки рассматриваемых турбоагрегатов. Так как требуемая мощность не обеспечивается загруженными турбоагрегатами, то создающийся небаланс мощности удовлетворяется дополнительными полупиковыми установками. Потребная их мощность по истечении времени Δt_c соответствует отрезку $вб$. В дальнейшем, по мере нарастания мощности основных блоков, увеличивается мощность и пиковых. Площадь $абга$ эквивалентна дополнительной выработке электроэнергии пиковыми

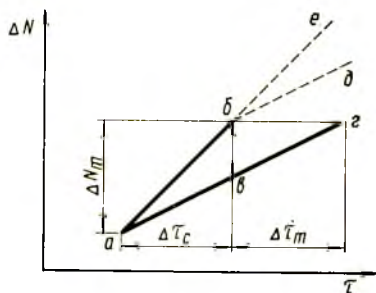


Рис. 4.7. Изменение мощности энергосистемы и рассматриваемого турбоагрегата

энергоблоками. Вызванный этим перерасход топливных затрат в энергосистеме определяется большим удельным расходом топлива и более высокой его стоимостью по сравнению с основными турбоагрегатами.

При допустимой абсолютной скорости нагружения основных турбоагрегатов $\alpha = N_0 \theta / 100$ необходимой для системы скоростью нагружения α_c требуемая скорость подъема нагрузки маневренными энергоблоками в период $\Delta \tau_c$ составит $(\alpha_c - \alpha)$. Суммарная продолжительность их работы τ_m на участке повышения мощности ab для z однотипных нагружений будет равна

$$\tau_m = z r_m \Delta \tau_c.$$

При нагружении из различных температурных состояний турбоагрегата общая годовая продолжительность τ_m составит

$$\tau_m = \sum_{i=1}^I r_m \Delta \tau_{ci},$$

где I — годовое число нагружений; r_m — количество маневренных энергоблоков, загружающихся на участке ab .

При единичной мощности N_m маневренных блоков потребное их количество

$$r_m = \frac{\Delta N_r}{N_m} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_c} \right).$$

Используя теперь зависимости с подстановкой соответствующих значений α_c и α , получим расчетное уравнение, определяющее дополнительные затраты (руб/год) в энергосистеме, связанные с холостым ходом маневренных энергоблоков:

$$\Delta Z_{x,x} = z b_{x,x}^m \Delta \tau_c \left(1 - \frac{\theta}{100\beta} \Delta \tau_c \right) \Delta N_r U_r, \quad (4.32)$$

где $b_{x,x}^m = B_{x,x} / N_m$ — удельный расход топлива на холостой ход маневренного энергоблока, кг у.т./ (кВт·ч); $\beta = \Delta N_r / N_0$ — относительная глубина разгрузки турбоагрегата; U_r — замыкающие затраты на топливо маневренного энергоблока, руб/т у.т.

Удельные затраты [руб/(кВт·год)] в расчете на единицу нагружаемой мощности ΔN_r по формуле (4.32) составят

$$\Delta z_{x,x} = z b_{x,x}^m \Delta \tau_c \left(1 - \frac{100}{\theta} \frac{\Delta \tau_c}{\beta} \right) U_r.$$

В том случае, когда затраты на топливо, потребляемое маневренным энергоблоком, выше по сравнению с основным, появляется дополнительный перерасход, обусловленный увеличением выработки электроэнергии на более дорогом топливе. Эти дополнительные затраты определим следующим образом. Найдем вначале величину дополнительной выработанной электроэнергии полупиковыми энергоблоками, которая составит $0,5\Delta\tau_T\Delta N_T$. Учитывая, что $\Delta\tau_T = \beta 100/\theta - \Delta\tau_c$, найдем только величину абсолютной ΔZ_m (руб/год) и удельной Δz_m [руб/(кВт·год)] дополнительных топливных затрат:

$$\Delta Z_m = 0,5z\Delta N_T\Delta z_T \left(\beta \frac{100}{\theta} - \Delta\tau_c \right);$$

$$\Delta z_m = 0,5z\Delta z_T \left(\beta \frac{100}{\theta} - \Delta\tau_c \right).$$

Здесь $\Delta z_T = z_m - z_T$ — разность удельных топливных затрат на производство электроэнергии маневренным и основным энергоблоками, руб/(кВт·ч).

Продолжительное нагружение основного турбоагрегата приводит к выработке энергии с более низким коэффициентом полезного действия. Вызванные этим дополнительные удельные топливные затраты [руб/(кВт·год)]

$$\Delta z_{нар} = 0,5z \left(\beta \frac{100}{\theta} - \Delta\tau_c \right) \left(\frac{1}{\eta_{ср}} - \frac{1}{\eta_0} \right) \frac{U_T 10^{-3}}{8,14}.$$

Здесь $\eta_{ср}$ — средний за период нагружения КПД рассматриваемой установки.

Общее увеличение удельных затрат найдется по формуле

$$\Delta z = \Delta z_{х.х} + \Delta z_m + \Delta z_{нар}.$$

При этом экономия топливных затрат вследствие увеличения скорости нагружения турбоагрегата от θ_1 до θ_2 составит

$$\begin{aligned} \mathcal{E} = & z b_{х.х}^m \frac{\Delta\tau_c^2}{\beta 100} (\theta_2 - \theta_1) U_T + 50z\beta \left(\frac{1}{\theta_1} - \frac{1}{\theta_2} \right) \times \\ & \times \left[\Delta z_T + \left(\frac{1}{\eta_{ср}} - \frac{1}{\eta_0} \right) \frac{U_T 10^{-3}}{8,14} \right]. \end{aligned} \quad (4.33)$$

Пример расчета. Определим достигаемую удельную экономию топливных затрат энергоблока мощностью 180 МВт при увеличе-

нии скорости нагружения турбоагрегата от 80 до 100%/ч в диапазоне нагружения от 50 до 100% ($\beta=0,5$).

Годовое число циклов нагружения $z=240$. Затраты на топливо 26 руб./т у.т. При этом исходные данные приняты следующими: $b_{\text{х.х}}=1,26 \cdot 10^{-5}$ т у.т./(кВт·ч); $\Delta\tau_c=1$ ч; $\Delta z_T=0,0057$ руб/(кВт·ч); $\eta_{cп}=0,30$; $\eta_0=0,32$.

Подставляя принятые исходные данные в уравнение (4.33), имеем
$$\mathcal{E} = 240 \cdot 1,26 \cdot 10^{-5} \frac{1}{0,5 \cdot 100} (100-80)26 + 50 \cdot 240 \cdot 0,5(1/80 - 1/100)5,7 \cdot 10^{-3} + (1/30 - 1/32)26 \cdot 10^{-3}/8,14 \approx 0,118 \text{ руб/}(\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

При этом годовая экономия затрат составит

$$\mathcal{E} = \mathcal{E} \cdot 90\,000 = 10\,600 \text{ руб/год.}$$

В том случае, когда маневренные энергоблоки имеют такую же составляющую топливных затрат, как и основной ($\Delta z_T=0$), удельная экономия для принятых условий уменьшится и составит 0,0324 руб/(кВт·год).

§ 4.4. ПОЛУЧЕНИЕ ПИКОВОЙ МОЩНОСТИ ОГРАНИЧЕНИЕМ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ И РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ

Теплоэлектроцентралли располагают потенциальными возможностями кратковременного повышения электрической мощности на 20—25% в часы максимума электрических нагрузок. Эти возможности могут быть реализованы за счет использования пропускной способности ЦНД и конденсационного устройства в отопительный период, а также кратковременного повышения мощности электрогенератора. Уменьшая отборы пара турбины и направляя его в конденсатор, можно осуществлять кратковременную форсировку турбины при максимальном расходе свежего пара через ЦВД. Это достигается путем отключения регенеративных подогревателей высокого давления, ограничения расхода пара производственного отбора или уменьшения потребления пара из отопительных отборов.

Вполне очевидно, что такие уменьшения расходов пара из отборов должны осуществляться при максимальной паропроизводительности энергетических котлов. При этом отпуск теплоты потребителям не может компенсироваться другими источниками энергосистемы.

Полученная таким образом дополнительная электрическая мощность может использоваться для выработки пиковой электроэнергии, а также служит аварийным резервом, повышающим надежность электроснабжения в системе.

Вместе с тем повышение электрической мощности ТЭЦ рассматриваемыми способами связано со снижением комбинированной выработки электроэнергии и теплоты и существенно увеличивает удельный расход топлива на единицу дополнительно вырабатываемой электрической мощности. Увеличение пропуска пара в конденсатор в зимний период приводит к исключению возможности использования в это время встроенных теплофикационных пучков конденсаторов для подогрева подпиточной или обратной сетевой воды. Это дополнительно снижает экономичность форсировки и должно учитываться при технико-экономической оценке ее эффективности. Вместе с конденсатором в рабочем состоянии должна поддерживаться и градирня. Если в отключенном состоянии градирня может быть законсервирована, то в режимах между периодической загрузкой необходимо предусмотреть ее обогрев, предотвращающий обмерзание.

Отключение подогревателей высокого давления системы регенерации турбин дает наибольший эффект и приводит к увеличению электрической мощности до 12—15%. Вытесняемый при этом пар высокого давления в случае работы с вентиляционным пропуском в конденсатор может быть направлен в регулируемые отборы, что приводит к одновременному увеличению как электрической, так и тепловой мощности турбоагрегата. Наиболее эффективны такие режимы в период повышенных отопительных нагрузок, когда может быть снижена загрузка пиковых котлов.

Однако работа с отключенными ПВД приводит к снижению температуры питательной воды, что может оказать существенное влияние на режимы работы котельного агрегата. Это влияние проявляется прежде всего в том, что снижается температура уходящих газов на величину $\Delta t_{yx} = \varphi \cdot \Delta t_{пв}$, где φ достигает от 0,1 до 0,15 в зависимости от конструкции котлоагрегата и вида сжигаемого топлива. Это снижение температуры уходящих газов может оказаться недопустимым по условиям их «точки росы», зависящей от содержания серы в топливе и вызывающей опасную коррозию низкотемпературных поверхностей котлоагрегатов. Кроме того, даже при сохранении неизменной паропроизводительности котельного агрегата увеличивается его тепловая мощность, что возможно только при наличии запаса по производительности тягодутьевых машин и системы

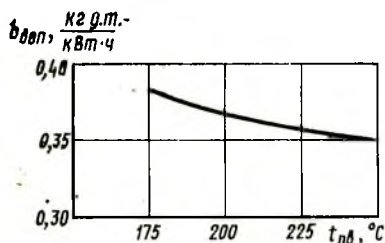


Рис. 4.8. Удельный расход топлива на дополнительную мощность при уменьшении подогрева в ПВД турбоагрегата Т-250/300-240

подготовки топлива. В связи с этим возможности осуществления режимов кратковременного отключения ПВД должны закладываться еще на стадии проектирования ТЭЦ и ее оборудования. Такие условия заложены, например, в теплофикационных блоках и турбоагрегатах Т-180 (ЛМЗ), Т-185, Т-175, ПТ-140 (ТМЗ).

Все приведенные здесь способы форсирования мощности всегда связаны с отклонением ряда параметров от расчетных и приводят к ухудшению экономичности установки, вызывая дополнительный расход топлива $\Delta B_{доп}$. Удельный расход топлива (теплоты) на полученную таким образом мощность ΔN определяется зависимостью

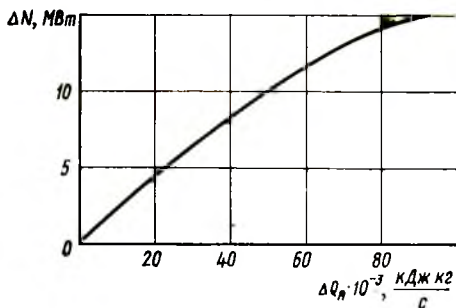
$$b_{доп} = \frac{\Delta B_{доп}}{\Delta N} = \frac{b_{\phi} - b_0}{\Delta \bar{N}} + b_{\phi}. \quad (4.34)$$

Здесь b_{ϕ} , b_0 — соответственно удельный расход топлива установкой на всю отпускаемую энергию в режимах форсировки и номинальном, кг у.т./кВт·ч; $\Delta \bar{N} = \Delta N / N_0$ — относительное увеличение мощности в режиме форсировки по отношению к номинальной N_0 .

Зависимость удельного расхода топлива $b_{доп}$ блока с турбиной Т-250/300-240 от снижения температуры подогрева питательной воды, вызванного последовательным отключением ПВД, представлена на рис. 4.8. Здесь $b_{доп}$ возрастает из-за уменьшения выработки электроэнергии регенеративными отборами, увеличения расхода пара через промежуточный перегреватель и потерь давления в нем. Потери, связанные с отказом от использования встроенного теплофикационного пучка в конденсаторе, не учитывались. Однако, как показывают расчеты, увеличение $b_{доп}$ от изменения режима использования теплофикационных пучков в конденсаторе может оказаться весьма существенным.

Дополнительные капиталовложения в котельный агрегат, тягодутьевые установки, топливное хозяйство,

Рис. 4.9. Дополнительная мощность турбоагрегата ПТ-50-130/7 при уменьшении отпуска теплоты из производственного отбора ($D_0 = 76,4$ кг/с; $D_T = 45 \cdot 10^3$ кДж/с)



систему технического водоснабжения, электротехническую часть, вызванные обеспечением форсировки за счет отключения ПВД, составляет от 10 до 15 руб. на 1 кВт дополнительной мощности. Это существенно ниже удельных капиталовложений во вновь вводимое оборудование пиковых электростанций, что экономически оправдывает осуществление такого способа.

При разгрузке производственного отбора в турбоагрегатах типа ПТ происходит некоторое снижение относительного внутреннего КПД отсека от производственного до отопительных отборов вследствие увеличивающегося расхода пара. Одновременно с этим могут повышаться давления пара в отопительных отборах, что приводит к снижению эффекта от теплофикационной выработки. В связи с этим получаемая дополнительная мощность при уменьшении расхода пара из производственного отбора увеличивается с некоторым замедлением. Характер этой зависимости для турбоагрегата ПТ-50-130/7 представлен на рис. 4.9. Зависимость построена для нагрузки отопительных отборов $Q_T = 45 \cdot 10^3$ кДж/с при номинальном расходе свежего пара.

Дополнительные капиталовложения, вызванные необходимостью форсировки энергоблоков за счет отключения ПВД, определяются затратами на сооружение котельной и в электротехническую часть станции $k_{\text{доп}}^{\text{эл}}$. В перерасчете на единицу получаемой пиковой электрической мощности они могут быть рассчитаны по формуле

$$k_{\text{доп}} = q_{\text{доп}} k_{\text{кот}} \frac{1}{\eta_{\text{кот}}} + k_{\text{доп}}^{\text{эл}}, \quad (4.35)$$

где $q_{\text{доп}} = \Delta Q / \Delta N$ — средний удельный расход теплоты на единицу получаемой мощности; $k_{\text{кот}}$ — удельные ка-

питаловложения в котельную, руб/кВт; $\eta_{\text{кот}}$ — КПД котельной.

Отсюда приведенные затраты на производство пиковой энергии

$$Z_{\text{доп}} = q_{\text{доп}} \frac{1}{\tau_{\text{кот}}} \frac{C_T 10^{-3}}{Q_p^n} + (p_n + p_a) \frac{k_{\text{доп}}}{\tau_{\text{ф}}}, \quad (4.36)$$

где $\tau_{\text{ф}}$ — годовая продолжительность форсировочных режимов, ч/год; p_n , p_a — коэффициенты отчислений соответственно нормативный и на амортизацию, 1/год.

Зависимость $Z_{\text{доп}}$ от $\tau_{\text{ф}}$, найденная по формуле (4.36), показана на рис. 4.10, для турбоагрегата ПТ-50-130/7 при удельной стоимости оборудования котельной $k_{\text{кот}} = 13$ руб·с/кДж, КПД котельной $\eta_{\text{кот}} = 0,57$, замыкающих затратах на топливо $C_T = 26$ руб/т у.т. и $k_{\text{доп}}^{\text{эл}} = 5$ руб/кВт. Как видим из рисунка, увеличение форсировочной мощности при прочих равных условиях вызывает определенный рост удельных затрат, что приводит к наличию ее экономического оптимума.

Влияние величины снижения теплофикационной нагрузки на получаемую пиковую мощность в еще большей степени сказывается на отопительных отборах. Это обусловлено процессами, протекающими в проточной части турбоагрегата. Снижение расхода пара из регулируемого отбора и направление его в конденсатор турбины связано с открытием регулирующего органа, увеличением его проходных сечений и, как правило, сопровождается снижением давлений в отборах. Это снижение давлений наблюдается до полного открытия регулирующего органа. После этого снижать теплофикационную нагрузку можно только обводом сетевой воды, что приводит к последующему естественному повышению давлений. Характер указанных зависимостей для верхнего и нижнего отопительных отборов турбоустановки Т-100/120-130 приведен на рис. 4.11. Начальные условия, при которых осуществляется процесс тепловой разгрузки, определяются выбранными значениями коэффициента теплофикации и температурами графика теплосети, т. е. уровнем давлений пара в отборах. Таким образом, для заданного температурного графика теплосети разным значениям расчетного коэффициента теплофикации соответствуют разные давления пара в отборах при полной их загрузке. При повышении температуры наружного воздуха в условиях качественного регулирования снижается температура

Рис. 4.10. Удельные приведенные затраты на пиковую электроэнергию при ограничении производственного отбора на турбине ИТ-50-130/7:

1 — $\Delta N = 14$ МВт; 2 — $\Delta N = 12$ МВт; 3 — $\Delta N = 9$ МВт

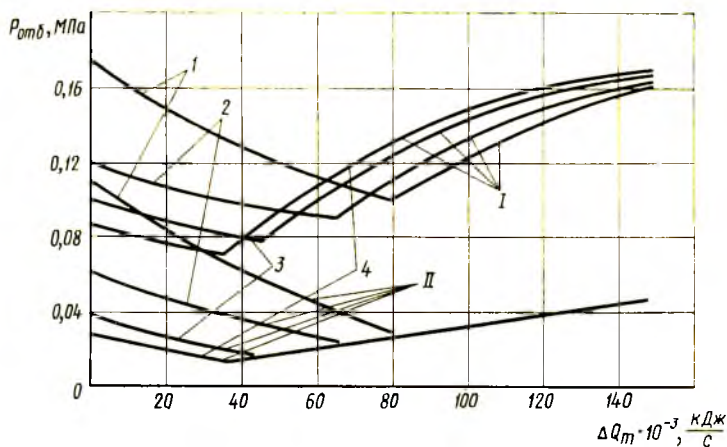
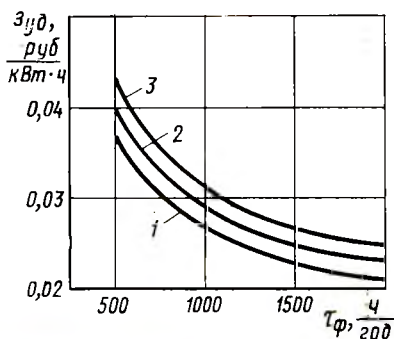


Рис. 4.11. Давления в камерах верхнего I и нижнего II отопительных отборов при снижении тепловой нагрузки турбоагрегата Т-100/120-130:

1 — $t_{н} = -26^{\circ}\text{C}$; 2 — 20°C ; 3 — 10°C ; 4 — 1°C

подогрева сетевой воды отборным паром, а следовательно, и потребные давления в отборах.

Точки изломов на рис. 4.11 соответствуют моментам полного открытия регулирующего органа. После этих изломов понижение нагрузки осуществляется путем обвода сетевых подогревателей, что приводит к естественному росту давлений в отборах. Как видно, на режимах полного открытия регулирующего органа давление в верхнем отборе зависит от температуры наружного воздуха и принятого коэффициента теплофикации, в то время как давление в нижнем отборе определяет

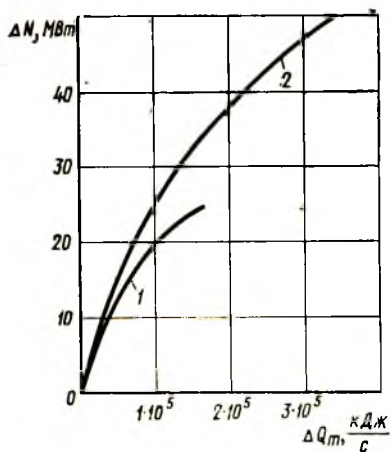


Рис. 4.12. Дополнительная мощность полученная при вытеснении пара отопительных отборов в конденсатор при расчетной температуре наружного воздуха ($t_n = -26^\circ\text{C}$):

1 — для Т-100/120-130 ($D_0 = 129$ кг/с);
2 — для Т-175/210-130 ($D_0 = 211$ кг/с)

ся только величиной снижения нагрузки. Характер зависимостей получаемой таким путем дополнительной мощности для турбоагрегатов Т-100/120-130 и Т-175/210-130 представлен на рис. 4.12. Кривые полученные при минимальной тем-

пературе наружного воздуха $t_n = -26^\circ\text{C}$ и максимальных давлениях в отопительных отборах в начальный момент форсировки. Максимальное значение расхода высвобождаемого пара из отопительных отборов определяется пропускной способностью ЦНД и конденсатора турбины. Для турбоагрегата Т-100/120-130 эта величина принята равной 47,5 кг/с. Приведенные на рис. 4.12 зависимости характеризуют максимальные значения получаемой пиковой мощности, так как она достигается при наиболее высоких начальных давлениях в отборах.

При повышении температуры наружного воздуха давление в регулируемых отборах снижается, а соответственно снижается и возможная величина форсировочной мощности. Зависимости максимально возможной форсировочной мощности и вытесняемой теплоты пара отопительных отборов турбоагрегата Т-100/120-130 от температуры наружного воздуха приведены на рис. 4.13. Здесь принято $D_k^{\max} = 46,5$ кг/с; $Q_t^{\min} = 54,6 \cdot 10^3$ кДж/с. Как видим из рисунка, при температуре наружного воздуха выше -15°C наблюдается резкое уменьшение вытесняемой теплоты отборов, а следовательно, и отборного пара. Это обусловлено ограничениями конденсационных расходов пара и пропускной способностью ЦНД при неизменном номинальном расходе в голову турбины.

Указанная зависимость максимальной пиковой мощности при вытеснении отопительной нагрузки от темпе-

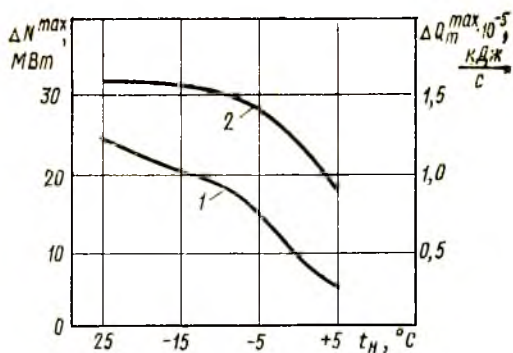
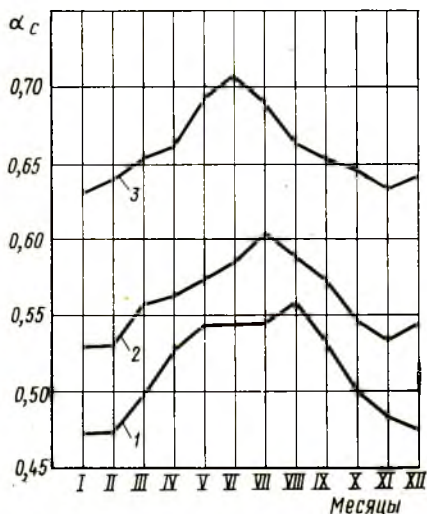


Рис. 4.13. Максимально возможное увеличение мощности (1) и снижение нагрузки отопительных отборов (2) турбоагрегата Т-100/120-130

Рис. 4.14. Изменение коэффициента суточной неравномерности рабочего дня по месяцам года. Для ОЭС: 1 — Северо-Запада; 2 — Центра; 3 — Юга



ратуры наружного воздуха требует обеспеченности гарантированной пиковой мощности в энергосистеме. Этот вопрос необходимо решать на основе суточных графиков электропотребления при различных температурах наружного воздуха. Относительная величина регулируемого диапазона по отпуску электроэнергии в энергосистемах составляет $(1 - \alpha_c)$, где α_c — коэффициент суточной неравномерности, равный отношению минимальной и максимальной нагрузок. Значения коэффициента α_c рабочих суток по месяцам года для наиболее крупных объединений страны приведены на рис. 4.14. Как видим, максимум значений этого коэффициента приходится на летние месяцы и имеет тенденцию к снижению

по мере понижения температуры наружного воздуха. Таким образом, в самое холодное время года требуемый регулировочный диапазон возрастает, что совпадает с ростом форсировочных возможностей ТЭЦ на основе ограничения расхода отопительных отборов с потребностью в маневренной мощности энергетических систем. Одним из показателей эффективности вытеснения тепловой нагрузки турбин ТЭЦ является удельное приращение электрической мощности $e = \Delta N / \Delta Q_{\text{т}}$. Чем больше это e , тем большего увеличения мощности можно достигнуть при том же самом дополнительном пропуске пара в конденсатор. Значения этого показателя колеблются в довольно широких пределах. Тем не менее для каждого из способов форсировки он имеет более или менее определенные значения. Так, при отключении ПВД он составляет 0,25—0,35, при сокращении потребления производственного пара из отбора давлением 0,7 МПа $e = 0,18 \div 0,24$ и при вытеснении теплофикационной нагрузки $e = 0,1 \div 0,2$.

§ 4.5. УВЕЛИЧЕНИЕ РЕГУЛИРОВОЧНОГО ДИАПАЗОНА ПО ВЫРАБОТКЕ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ОСНОВЕ АККУМУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ

Использование аккумуляторов питательной и сетевой воды, желательное по условиям сохранения расчетного подогрева питательной воды в период форсирования мощности турбоагрегатов, можно обеспечить, в частности, путем установки на ТЭЦ водяных аккумуляторов постоянного давления. Заполнение аккумуляторов горячей водой необходимых параметров (их зарядка) осуществляется в ночной период, когда спадает потребление электрической энергии. В этот период за счет увеличения отборов пара высокого давления подогревается дополнительное количество питательной воды для зарядки аккумулятора. При неизменном расходе свежего пара такая зарядка снижает электрическую мощность установки, что благоприятно сказывается при прохождении минимальных нагрузок. Подобно этому создают аккумуляторы горячей сетевой воды, которая будет подаваться в теплосеть при максимальной электрической нагрузке, соответственно уменьшая теплофикационные отборы пара. Вполне очевидно, что установка таких аккумуляторов наиболее эффективна на

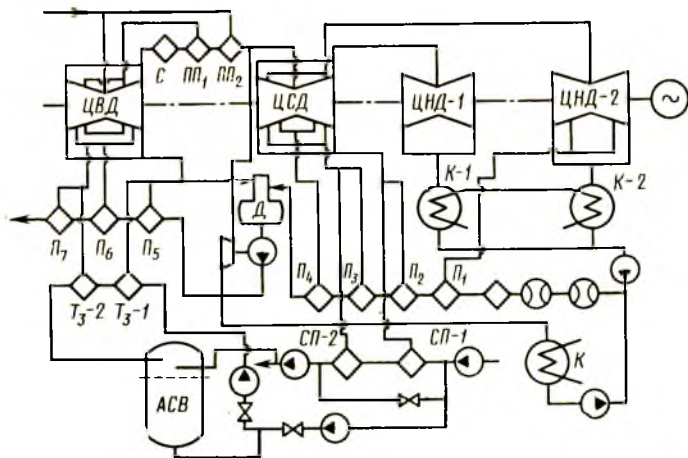


Рис. 4.15. Схема с аккумулярованием питательной воды:

С — сепаратор; ПП — пароперегреватель; ЦВД — цилиндр высокого давления; ЦСД — цилиндр среднего давления; ЦНД — цилиндр низкого давления; П — регенеративный подогреватель; СП — сетевой подогреватель; ТЗ — теплообменник зарядки; АСВ — аккумулятор сетевой воды

электростанциях с низким значением топливной составляющей.

По этой причине аккумуляторы питательной (АПВ) и сетевой (АСВ) воды получают все более широкое применение на атомных электростанциях, где они позволяют сохранять номинальную мощность реакторов при снижении электрической выработки на 15—20%. Примером этому является использование аккумуляторов сетевой или питательной воды на АТЭЦ с конденсационно-теплофикационными турбинами типа ТК и с отпуском теплоты из нерегулируемых отборов (рис. 4.15).

Здесь в период максимальных электрических нагрузок осуществляется разрядка АСВ путем подачи в нижнюю часть его обратной сетевой воды и «выдавливания» горячей воды из верхней части в прямую сетевую линию. После окончания процесса разрядки аккумулятор заполнен холодной водой. В период спада электропотребления из нижней части бака в теплообменники зарядки прокачивается холодная вода и подается нагретая вода в верхнюю его часть. В заряженном состоянии аккумулятор заполнен горячей водой. В период работы турбоагрегата с недогруженными отопительными отборами зарядку аккумулятора можно осуществлять про-

качкой дополнительного расхода сетевой воды через основные подогреватели. Аналогичным образом может быть осуществлена зарядка и аккумулятора питательной воды. Чаще основные отборы оказываются полностью загруженными. В этом случае устанавливается дополнительный подогреватель зарядки, где заполняемая питательная вода нагревается острым паром в период спада электрической нагрузки. Сосуды АСВ и АПВ выполняют одновременно функции аккумуляторов теплоты и баков запаса воды.

В связи с опасностью циклических термических напряжений толстостенных корпусов возможны схемы с раздельным хранением горячей и холодной воды. В качестве таких баков-аккумуляторов возможно применение конструкций из чугуна, железобетона, стальных резервуаров и др. Например, для сосудов полезным объемом 5—50 тыс. м³ при давлении 0,5—7 МПа и температуре рабочей среды 160—270°C наиболее перспективными оказываются баки из предварительно напряженного железобетона. Проект таких баков-аккумуляторов для блока мощностью 1000 МВт показывает, что при установке трех баков объемом по 10 тыс. м³ в каждом на давление воды 3—3,5 МПа и температуру 220°C удельные капиталовложения составляют около 120 руб. на 1 кВт пиковой мощности. При этом удельная стоимость самих баков вместе с фундаментом составляет 330—350 руб/м³.

Для поддержания требуемого давления в баках-аккумуляторах в верхнюю часть их подводится пар соответствующего отбора. Создаваемая в верхней части бака паровая подушка выполняет функции компенсатора объема в переходных процессах. Граница раздела между холодной и горячей водой перемещается при зарядке и разрядке вверх и вниз. В связи с низкой теплопроводностью переток теплоты от горячей к холодной воде невелик. При времени зарядки АПВ 7 ч снижение электрической мощности блока 1000 МВт составляет приблизительно 130 МВт, а возможное увеличение в период максимума электрических нагрузок — 180 МВт продолжительностью 4 ч. Характерный суточный график электрической загрузки энергоблока ТЭЦ при тепловом аккумулировании приведен на рис. 4.16.

Другим важным показателем аккумулирования является его коэффициент полезного действия $\eta_{ак}$, равный отношению электрической энергии, отдаваемой дополни-

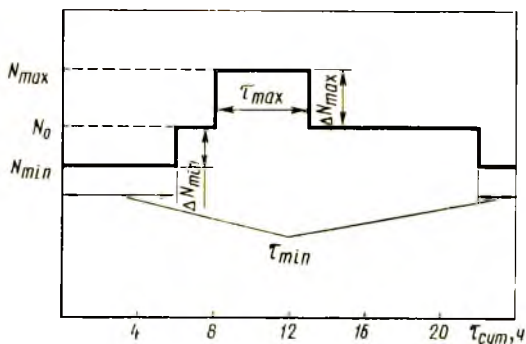


Рис. 4.16. Характерный график зарядки ТЭЦ при тепловом аккумулировании

тельно при разрядке, к недоотпуску ее в период зарядки:

$$\eta_{\text{ак}} = \frac{\sum_{i=1}^I \Delta N_{\text{max}i} \tau_{\text{max}i}}{\sum_{j=1}^J \Delta N_{\text{min}j} \tau_{\text{min}j}}, \quad (4.37)$$

где i, j — число рассматриваемых режимов соответственно в процессе разрядки и зарядки; $\Delta N_{\text{max}}, \Delta N_{\text{min}}$ — прирост мощности при разрядке и снижение ее при зарядке; $\tau_{\text{max}}, \tau_{\text{min}}$ — продолжительность стояния максимальных и минимальных нагрузок, ч.

Значение снижения мощности в период зарядки зависит от параметров используемого пара. При аккумулировании сетевой воды на режимах максимальной загрузки отопительных отборов зарядка аккумулятора осуществляется в подогревателях пикового контура. В этом случае КПД аккумулирования будет иметь самые низкие значения. По мере повышения температуры наружного воздуха и уменьшения загрузки основных сетевых подогревателей для зарядки используются и основные сетевые подогреватели. Показатели турбоагрегата ТК-450/500-60 при аккумулировании сетевой воды для $\tau_{\text{max}}=4$ ч и $\tau_{\text{min}}=8$ ч приведены в табл. 4.2.

Эффективность теплового аккумулирования в значительной степени зависит и от соотношения продолжительностей зарядки и разрядки. Продолжительность за-

Таблица 4.2. Основные показатели аккумулярования сетевой воды турбоагрегата ТК-450/500-60

Температура наружного воздуха $t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	Тепловая нагрузка турбины $Q_{\text{т}}, \text{МВт}$	Показатели системы аккумулярования		
		изменение мощ- ности турбины при разрядке $\Delta N_{\text{max}}, \text{МВт}$	при зарядке $\Delta N_{\text{min}}, \text{МВт}$	КПД аккумуля- рования $\eta_{\text{ак}}$
—26	523	71	42	0.84
—12	523	63	37	0.85
—2,9	506	45	26	0.87
5	375	13	7	0.90

рядки, как правило, выбирается исходя из продолжительности спада электропотребления в суточном графике нагрузок (7—9 ч). Продолжительность разрядки выбирается из условия необходимой форсировки. Чем меньше продолжительность разрядки, тем больше будет пиковая мощность турбоагрегата и тем более дорогой является вытесняемая электроэнергия в системе. По этой причине существует технико-экономический оптимум продолжительности разрядки. Для его нахождения представим переменную часть приведенных затрат в следующем виде:

$$Z_{\text{в}} = \Delta N_{\text{min}} \tau_{\text{min}} z_{\text{зам}}^{\text{т}} - \Delta N_{\text{max}} z_{\text{зам}}^{\text{п}} + p K_{\text{ак}}, \quad (4.38)$$

где $z_{\text{зам}}^{\text{т}}$ — топливная составляющая приведенных затрат на замещаемую электроэнергию в системе, руб/(кВт·ч); $z_{\text{зам}}^{\text{п}}$ — приведенные затраты в замещаемую пиковую электроэнергию, руб/(кВт·ч); $K_{\text{ак}}$ — капиталовложения в пиковый контур, руб.; p — коэффициент эффективности, учитывающий ежегодные отчисления от капиталовложений (на срок окупаемости и амортизационные), 1/год.

Затраты на замещаемую пиковую электроэнергию соответственно составят

$$z_{\text{зам}}^{\text{п}} = b_{\text{зам}}^{\text{уд}} z_{\text{т}} + \frac{p k_{\text{зам}}^{\text{уд}}}{\tau_{\text{max}}}. \quad (4.39)$$

Здесь $b_{\text{зам}}^{\text{уд}}$ — удельный расход топлива на замещаемой электростанции, кг/(кВт·ч); $z_{\text{т}}$ — замыкающие затраты на топливо, руб/т у. т.; $k_{\text{зам}}^{\text{уд}}$ — удельные капиталовложения в замещаемую установку, руб/(кВт·ч).

Требуемый объем аккумулятора, зависящий от $\Delta N_{\max}$ и $\tau_{\max}$, рассчитывают по формуле

$$V_{\text{ак}} = 3,6 \frac{\Delta N_{\max} \tau_{\max} q_{\text{от}} 10^3}{c_{\text{в}} \Delta t_{\text{р}} \eta_{\text{ак}} e \rho_{\text{в}}}, \quad (4.40)$$

где $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); ρ — плотность воды, кг/м³; $q_{\text{от}}$ — количество теплоты, отдаваемое 1 кг отборного пара, кДж/кг; $e = h_{\text{от}} - h_{\text{к}}$ — недовыработка полезной мощности в турбине на 1 кг отборного пара, кДж/кг; $\Delta t_{\text{р}}$ — расчетная разность температур сетевой воды, К.

Взяв производную выражения (4.38) по $\tau_{\max}$ и приравняв ее нулю, после несложных преобразований найдем оптимальное время разрядки:

$$\tau_{\max}^{\text{опт}} = \frac{p k_{\text{ак}}^{\text{уд}}}{z (\beta_{\text{зам}}^{\text{н}} - \beta_{\text{зам}}^{\text{т}} / \eta_{\text{тк}} - \Phi)}, \quad (4.41)$$

где

$$\Phi = 3,6 \frac{p k_{\text{ак}}^{\text{уд}} q_{\text{от}} 10^3}{c_{\text{в}} \Delta t_{\text{р}} z \eta_{\text{ак}} e \rho_{\text{в}}}$$

— капитализированная составляющая затрат в пиковый контур, руб/(кВт·ч); $k_{\text{ак}}^{\text{уд}}$ — удельные капиталовложения в пиковый контур, руб/м³.

Для примера определим зависимость значений $\tau_{\max}^{\text{опт}}$ от числа циклов z для следующих условий: $\tau_{\min} = 8$ ч; $\alpha_{\text{т}} = 0,6$; $\Delta t_{\text{р}} = 100^\circ\text{C}$; $k_{\text{ак}}^{\text{уд}} = 150$ руб/м³. В качестве замещаемых установок приняты полупиковый паротурбинный энергоблок (К-500-130) в диапазоне числа часов использования установленной мощности от 1800 до 2500 ч в год и газотурбинная установка ГТ-100 при числе часов использования установленной мощности 1800 ч в год и ниже: $k_{\text{зам}}^{\text{уд}} = 110$ руб/кВт (К-500-130) и 80 руб/кВт (ГТ-100). Полученные по формуле 4.41 значения оптимальной $\tau_{\max}$ в зависимости от z приведены на рис. 4.17. Из рисунка видим, что уменьшение числа циклов аккумулирования сетевой воды приводит к увеличению оптимальной суточной продолжительности разрядки. Минимальное значение продолжительности разрядки (4 ч при $z = 200$) ограничивается форсировочными возможностями турбоагрегата и соответствует в данном случае максимально возможному ограничению отопительных отборов.

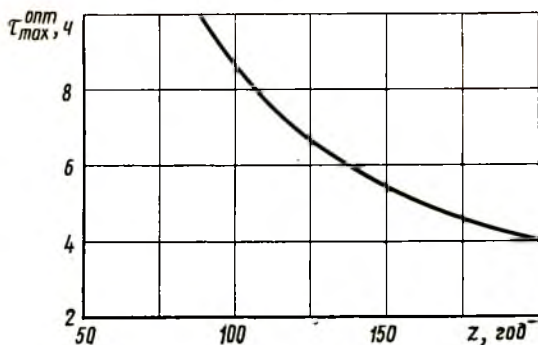


Рис. 4.17. Оптимальная суточная продолжительность разрядки аккумулятора сетевой воды

Значение снижения мощности $\Delta N_{\min}$ при зарядке аккумулятора сетевой воды зависит от количества дополнительно отбираемого пара и его параметров. Чем выше температура аккумулируемой воды, тем выше должно быть ее давление и тем значительнее капиталовложения в баки-аккумуляторы. При этом более высокой температуре аккумулируемой воды соответствуют и большие давления вытесняемого отборного пара, что обеспечивает большую пиковую мощность.

Системный эффект в связи с аккумулированием сетевой воды различного уровня температур (давлений) определяется достигаемой общей экономией затрат:

$$\mathcal{E} = \mathcal{Z}_{\text{зам}}^{\text{разр}} - \mathcal{Z}_{\text{ак}} - \mathcal{Z}_{\text{зам}}^{\text{зар}}, \quad (4.42)$$

где $\mathcal{Z}_{\text{ак}}$ — годовые затраты на аккумуляторную установку; $\mathcal{Z}_{\text{зам}}^{\text{зар}}$ — дополнительные затраты, связанные с зарядкой АСВ; $\mathcal{Z}_{\text{зам}}^{\text{разр}}$ — экономия затрат от получения пиковой электроэнергии.

Для выявления характера изменения системного эффекта от уровня давления аккумулируемой воды выполнены расчеты тепловой схемы турбоустановки ТК-450/500-60 для трех давлений: 0,25; 0,5 и 0,8 МПа. Расчет произведен для баков цилиндрической конструкции, выполненных из стали СтЗкп, для климатических условий Москвы. Расчетное давление в корпусе бака определялось по температуре насыщения воды и принятому недогреву до кипения, равному 10°C. Принято, что при разрядке аккумулятора с давлением 0,8 МПа происходит

Таблица 4.3. Системный эффект аккумулирования сетевой воды на атомной ТЭЦ

Давление аккумуля- рования $P_{ак}$, МПа	Результаты расчетов					
	среднее изменение мощности турбин, МВт		топлив- ные зат- раты на зарядку $Z_{зар}$ зам	затраты на систе- му акку- мулиро- вания $Z_{ак}$	экономия за счет получе- ния пи- ковой электро- энергии $Z_{разр}$ зам	систем- ный эф- фект Э
	зар. ΔN_{min}	разр. ΔN_{max}				
10 ³ руб/год						
0,25	18,5	29,8	51,9	106,5	327,8	169,4
0,50	31,7	50,7	88,3	193,3	555,7	281,6
0,80	45,8	73,2	127,4	280,0	804,8	397,4

полное вытеснение используемых на подогрев сетевой воды отборов пара. При давлении 0,5 МПа вытесняются два первых по ходу воды отбора и при 0,25 МПа — один отбор. Результаты расчетов сведены в табл. 4.3*. Как видно, самой дорогостоящей частью пикового контура является АСВ, стоимость которого достигает 60% от капиталовложений по контуру в целом.

Из таблицы также видно, что общий эффект от применения АСВ с ростом температуры и давления аккумулируемой воды увеличивается значительно. Однако чем выше давление и температура воды в баке-аккумуляторе, тем он опаснее с точки зрения последствий от разрушения и разгерметизации. По этой причине надежнее аккумулировать горячую сетевую воду в баках атмосферного типа при температуре около 100°C.

2. Использование аккумулирующей способности зданий. Теплоаккумулирующая способность отапливаемых зданий позволяет поддерживать необходимую температуру в них в течение нескольких часов даже при полном отключении отопления. Это предоставляет возможность распределять отпуск теплоты в течение суток таким образом, чтобы обеспечить снижение электрической мощности ТЭЦ в ночной период и ее увеличение в период максимальных электрических нагрузок. Возможности такого перераспределения тепловых нагрузок оказываются тем большими, чем больше емкость систем

* Долгина В. Д. Оптимизация параметров теплоснабжения от АТЭЦ в условиях неравномерных графиков нагрузок: Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. Саратов, 1985.

теплопотребления. Наиболее актуальными эти вопросы становятся для атомных ТЭЦ и АЭС с отпуском теплоты из нерегулируемых отборов в связи с необходимостью сохранять неизменной в течение суток нагрузку энергетических реакторов. Этому способствует наличие развитой конденсационной части турбин атомных электростанций, позволяющей реализовать их форсировку за счет ограничения теплофикационных отборов.

Мерой тепловой инерционности зданий может служить скорость изменения температуры внутри отапливаемых помещений при полностью отключенной системе отопления. Текущие значения температуры воздуха t_v в помещении по истечении времени τ с момента отключения отопления определяются по формуле (4.43), подтвержденной натурными испытаниями для климатических условий Москвы:

$$t_v = t_n + (t'_v - t_n) \exp\left(-\frac{\tau}{\beta}\right), \quad (4.43)$$

где t'_v — начальная температура внутри помещения, °С; t_n — температура наружного воздуха, °С; β — коэффициент теплоаккумулирующей способности здания, определяемый по эмпирической формуле

$$\beta = \frac{FS\rho c}{2\alpha_0 V}. \quad (4.44)$$

Здесь F — суммарная поверхность наружных ограждений, м²; S — толщина наружных ограждений, м; ρ — плотность материала ограждений, кг/м³; c — теплоемкость материала, кДж/(кг·К); α_0 — удельная отопительная характеристика здания, кВт/(м³·К); V — объем здания, м³.

Ниже приведены экспериментальные значения β при угловом расположении помещений*:

Типовая серия жилых зданий	Коэффициент теплоаккумулирующей способности здания β , ч
1-515-3	30—35
2-18-29/9	16—20
2-18-21/12	15—20

Использование теплоаккумулирующих свойств дает ощутимый эффект при осуществлении кратковременного

* Белинский С. Я., Харазян Р. С. Экспериментальное исследование теплоаккумулирующей способности зданий применительно к режимам отпуска теплоты. — М.: МЭИ, 1967. — 135 с.

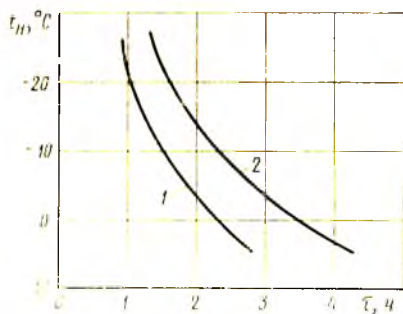


Рис. 4.18. Время полного отключения отопительной системы от начальной температуры воздуха внутри помещений $t_n = 20^\circ\text{C}$:

1 — при $t_b^{\min} = 18^\circ\text{C}$; 2 — при $t_b^{\min} = 17^\circ\text{C}$

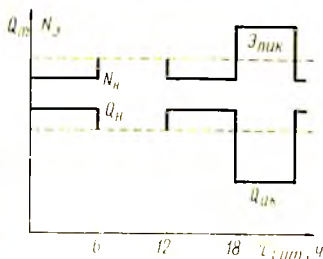


Рис. 4.19. График отпуска теплоты и электроэнергии:

— — при аккумуляции;
- - - без использования аккумуляции

натопа с повышением температуры t_b на 20°C и последующей прокачкой недогретой сетевой воды до момента снижения температуры внутри отапливаемых помещений t_b' в пределах $17\text{--}18^\circ\text{C}$. Это не нарушает условия комфортности жилых помещений, пределом которого является $+16,5^\circ\text{C}$ при среднесуточной температуре не ниже 18°C .

Допустимая продолжительность полного отключения нагрева сетевой воды составит

$$\tau = \beta \ln \frac{t_n - t_n}{t_b' - t_n} . \quad (4.45)$$

Зависимость продолжительности полного отключения системы теплоснабжения от температуры наружного воздуха без нарушения комфортности жилых помещений представлена на рис. 4.18.

Время натопа, в период которого снижается электрическая мощность ТЭЦ, выбирают в соответствии с графиком электрических нагрузок, совмещая его с периодом спада электропотребления. Количество теплоты, необходимое для подачи потребителям в период натопа (Q_n), определяют по формуле

$$Q_n = \frac{x_0 V \left[t_b - t_n - t_b' \exp \left(-\frac{\tau}{\beta} \right) + t_n \exp \left(-\frac{\tau}{\beta} \right) \right]}{1 - \exp \left(-\frac{\tau}{\beta} \right)} . \quad (4.46)$$

В соответствии со значением Q_n определяется снижение мощности теплоэлектроцентрали ΔN_n , так же как и увеличение ее мощности в часы отключения отопления. Характерное изменение тепловой и электрической мощности атомной электростанции при использовании аккумулирующей способности зданий представлено на рис. 4.19. Выработка пиковой электроэнергии соответствует периоду ограничения тепловой нагрузки. Аналогичный характер имеют графики отпуска энергии при аккумулировании сетевой воды в подающих магистралях.

3. Использование теплоаккумулирующих свойств тепловых сетей. В условиях значительного удаления теплоисточников от потребителей двухтрубные тепловые сети представляют собой значительную тепловую емкость, которая может быть также использована для выравнивания графика электрических нагрузок. Использование этой емкости возможно повышением температуры: 1) прямой сетевой воды выше заданной в период провала электрической нагрузки; 2) обратной сетевой воды путем перепуска в нее через перемычку у потребителя части горячей воды.

Первый способ может быть реализован и в однострубных системах транспорта теплоты. В двухтрубных системах предпочтителен второй способ, поскольку тепловой режим абонентов в этом случае более стабилен.

По второму способу аккумулирования теплоты (в обратной магистрали) температуру обратной сетевой воды поднимают до значений, обеспечивающих соблюдение за время отключения отопления до нижнего уровня комфортности. Важное значение здесь имеют протяженность тепловых сетей и скорость движения в них воды, определяющие допустимое время ее использования. Минимальное количество теплоты, необходимое для поддержания условий комфортности с учетом нагрузки горячего водоснабжения $Q_{г.в.}$, можно найти по уравнению

$$Q_{г}^{min} = \frac{x_0 V \left[t_n - t_n - t'_n \exp\left(-\frac{\tau}{\beta}\right) + t_n \exp\left(-\frac{\tau}{\beta}\right) \right]}{1 - \exp\left(-\frac{\tau}{\beta}\right)} + Q_{г.в.} \quad (4.47)$$

По значению $Q_{г}^{min}$, зная продолжительность отключе-

ния отопительных отборов, в соответствии с принятым температурным графиком тепловой сети определяется требуемая температура зарядки обратной магистрали τ_2^3 . Величину ее определим по формуле

$$\tau_2^3 = \tau_2^p + \frac{Q_{\tau}^{\min}}{G_0 c_p}, \quad (4.48)$$

где τ_2^p — температура обратной сетевой воды в период разрядки, °С.

Суммарный расход прямой сетевой воды G_3 в период зарядки обратной магистрали до температуры τ_2^3 найдем с помощью выражения

$$G_3 = \frac{G_0 (\tau_1 - \tau_2)}{\tau_1 - \tau_2^3}, \quad (4.49)$$

где G_0 — расчетный расход сетевой воды при текущем значении температуры наружного воздуха без осуществления натопа, кг/с; τ_1 , τ_2 — соответственно текущие значения температур прямой и обратной сетевой воды, °С.

Подача абонентам сетевой воды с пониженной температурой в период отключения сетевых подогревателей приводит к снижению температуры обратной сетевой воды. Ее значение после абонентских вводов может быть найдено с помощью выражения

$$\tau_2^p = \tau_1^p - \frac{Q_{\tau}^{\min}}{G_0 c_v}, \quad (4.50)$$

где $\tau_1^p = \tau_2^3$ — минимальная температура прямой сетевой воды в период разрядки, обеспечивающая заданный темп падения температуры t_v внутри отапливаемых помещений, °С; c_v — удельная изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

При расчете величины и продолжительности зарядки путем совмещения этих процессов с графиками электрических нагрузок необходимо знать время прохождения сетевой воды до абонента и обратно. Эта продолжительность определяется скоростью движения воды и протяженностью тепловых сетей. Вполне очевидно, что зарядку необходимо осуществлять таким образом, чтобы нагретая обратная сетевая вода возвратилась на ТЭЦ именно в тот момент, когда необходимо осуществлять форсировку турбоагрегатов. Такого совпадения можно достигнуть двумя путями:

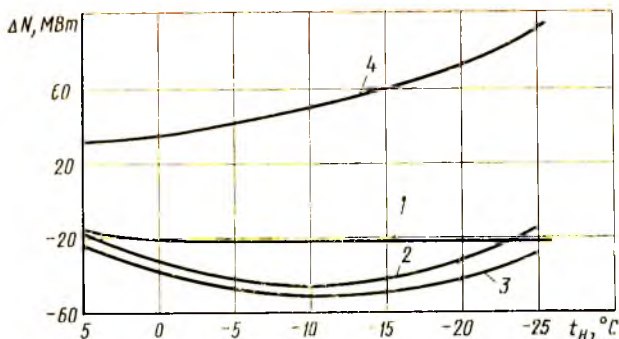


Рис. 4.20. Изменение мощности турбоагрегата К-1000-60/1500 с отпуском теплоты из перегулируемых отборов при использовании аккумулирующей способности зданий и сетей:

1 — при осуществлении только натопа; 2 — при натопе ночью и зарядка обратного сетевого трубопровода в дневной провал нагрузки ($l=20$ км); 3 — то же ($l=30$ км); 4 — номинальная мощность.

1. Для заданного времени прохождения воды — выбором времени начала зарядки теплосети. Однако в этом случае период зарядки может не совпасть с прохождением минимальных электрических нагрузок в энергосистеме. К тому же в зависимости от пути прохождения сетевой воды может произойти наложение во времени возврата охлажденной обратной сетевой воды с максимумом электропотребления.

2. Изменением времени прохождения сетевой воды от ТЭЦ до начального участка зарядки обратной линии, что достигается выбором протяженности от ТЭЦ до места установки перемычки между прямым и обратным сетевыми трубопроводами. Это расстояние одновременно будет определять и аккумулирующую способность тепловой сети.

В зависимости от принимаемого способа зарядки теплосети будет изменяться и достигаемое снижение электрической мощности турбоагрегата. На рис. 4.20* приведены результаты расчета зависимости мощности турбоагрегата К-1000-60-1500 от отпуска теплоты из неперегулируемых отборов. Здесь кривая 1 характеризует

* Потехин С. А. Технико-экономическая оптимизация схем и параметров отпуска теплоты из перегулированных отборов турбогенераторов АЭС: Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. Саратов, 1985.

снижение электрической мощности в период натопа без зарядки тепловой сети. Слабое снижение мощности в период натопа от снижения температуры наружного воздуха обусловлено естественным повышением температуры обратной воды. При осуществлении натопа в ночной период и зарядки обратной сетевой линии в дневной снижение мощности в период натопа оказывается большим и растет с увеличением протяженности заряжаемой сети (кривые 2 и 3).

Осуществление режима зарядки обратной линии при сохранении отпуска теплоты потребителю связано с увеличением расхода сетевой воды, что увеличивает капиталовложения в систему теплоснабжения. Их величина зависит от выбора способа достижения повышенного расхода воды в сети.

Существует два способа.

1. Увеличение диаметра проектируемой сети с установкой параллельного сетевого насоса. Такое решение используют при отсутствии резервных линий сетевых трубопроводов. При работе со включенными резервными трубопроводами всегда имеется естественный резерв пропускной способности, который может быть использован для осуществления натопа и зарядки.

2. Увеличение толщин стенок сетевых трубопроводов для возможности увеличения расходов воды за счет повышенных скоростей и давлений.

Годовую экономию приведенных затрат в энергосистеме в связи с аккумулярованием тепловой энергии определяют по формуле

$$\begin{aligned} \mathcal{E} = & \sum_{i=1}^I \Delta N_{\max i} \tau_{\max i} z_{\text{зам}}'' - p \sum_{r=1}^R \Delta F_r \zeta_{Fr} - p \Delta N_n k_n - \\ & - \Delta \mathcal{E}_n z_{\text{зам}}' - \sum_{j=1}^J \Delta N_{\min j} \tau_{\min j} z_{\text{зам}}' - p \cdot \Delta K_{\text{тс}}, \end{aligned} \quad (4.51)$$

где ΔF_r — дополнительные поверхности сетевых подогревателей для осуществления натопа или зарядки, м²; ζ_F — удельная стоимость сетевых подогревателей на единицу поверхности теплообмена, руб/м²; ΔN_n — дополнительная мощность сетевых насосов, кВт; k_n — удельные капиталовложения в сетевые насосы, руб/кВт; $\Delta \mathcal{E}_n$ — дополнительная электроэнергия, затрачиваемая сетевыми насосами в период зарядки, кВт·ч;

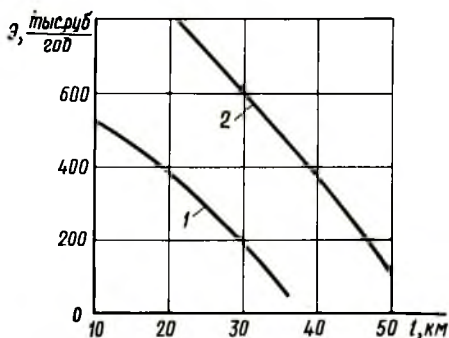


Рис. 4.21. Экономия годовых приведенных затрат от аккумулирования для разной протяженности тепловых сетей:

1 — использование аккумулирующих свойств зданий; 2 — совместное использование аккумулирующих свойств зданий и сетей

ΔK_c — дополнительные капиталовложения в тепловые сети, руб.

Результаты расчетов по формуле (4.51) для турбоагрегата К-1000-60/1500 с отпуском теплоты из нерегулируемых отборов при использовании аккумулирующих свойств зданий и сетей представлены на рис. 4.21. Здесь кривая 1 показывает зависимость экономического эффекта от использования аккумулирующей длины теплосети для случая обеспечения таких режимов путем увеличения толщины стенок сетевых трубопроводов. Эта составляющая дополнительных затрат и приводит к снижению достигаемого эффекта по мере увеличения протяженности тепловых сетей. Кривая 2 показывает величину суммарного эффекта от использования аккумулирующих свойств зданий и сетей. Как видим из рисунка, зависимость всей достигаемой экономии от длины трубопроводов сохраняется такой же, как и кривая 1.

§ 4.6. ЭКОНОМИЧЕСКИ ОПРАВДАНЫЕ РАЗМЕРЫ ПОЛУЧЕНИЯ ПИКОВОЙ МОЩНОСТИ

Осуществление форсировочных режимов, как уже отмечалось, приводит к снижению экономичности энергоустановок, причем это снижение оказывается тем больше, чем больше значение приращения мощности. Форсировочные возможности турбоагрегатов оценивают по соотношению максимальной $N_{\max}$ и экономической $N_{\text{эк}}$ мощностей: $\bar{N}_{\text{эк}} = N_{\text{эк}}/N_{\max}$. При этом относительное $(1 - \bar{N}_{\text{эк}})$ и абсолютное $(1 - \bar{N}_{\text{эк}})N_{\max}$ значения дополнительной мощности определяются на основе пока-

зателя $N_{\text{эк}}$. Увеличение дополнительной мощности снижает потребность в сооружении пиковых энергетических установок и увеличивает регулировочный диапазон по отпуску электроэнергии и тем самым влияет на уровень капитальных и топливных затрат в энергосистеме. Достигаемый системный эффект, обусловленный изменением регулировочного диапазона, определяется изменением расхода топлива и приведенных затрат по сравнению с альтернативными вариантами. В качестве таких вариантов могут служить пиковые или гидроаккумулирующие электростанции.

В случае расширения регулировочного диапазона путем снижения технически минимальных нагрузок возможен также отказ от кратковременного останова части энергоблоков. Условия равноэкономичности вариантов, когда прохождение минимальных нагрузок может осуществляться остановом части блоков или снижением их технически минимальных нагрузок, выражается равенством

$$(N_{\min} + \Delta N_m) b_1 - b_{\text{пуск}} \frac{\Delta N_m}{\tau_{\min}} = b_2 (N_{\min} + \Delta N_m),$$

где $N_{\min}$ — технически минимальная мощность после снижения ее на значение ΔN_m , кВт; b_1 , b_2 — удельный расход топлива соответственно до и после изменения технически минимальной нагрузки, кг/(кВт·ч); $b_{\text{пуск}}$ — удельный пусковой расход топлива на единицу останавливаемой мощности ΔN_m , кг/кВт; $\tau_{\min}$ — продолжительность прохождения минимальных нагрузок, ч/год.

Отсюда полная экономия (перерасход) топлива за один цикл разгрузки составит

$$\Delta B = b_{\text{пуск}} \Delta N_m - \tau_{\min} (N_{\min} + \Delta N_m) (b_2 - b_1), \quad (4.52)$$

или на единицу снижения технически минимальной нагрузки

$$\Delta b = b_{\text{пуск}} - \tau_{\min} \left(1 + \frac{N_{\min}}{\Delta N_m} \right) (b_2 - b_1). \quad (4.53)$$

Снижение минимальной мощности сопровождается ухудшением тепловой экономичности установки и увеличением удельного расхода топлива на вырабатываемую энергию ($b_2 > b_1$). Удельный расход топлива на уменьшаемый отпуск электроэнергии вследствие сниже-

ния минимума нагрузки ($\Delta B_m / \Delta N_m$) составит

$$b_m = b_1 - \frac{N_{\text{min}}}{\Delta N_m} (b_2 - b_1),$$

где всегда $b_m < b_1$.

Экономия топлива от снижения минимальной мощности получается только в том случае, когда устраняются вынужденные пуски, приводящие к перерасходу топлива (кратковременные остановки). При относительно продолжительных минимальных нагрузках более выгодными становятся остановки энергоблоков и в этом случае их разгрузка до технически минимальной мощности не оправдывается.

При различной продолжительности прохождения минимальных нагрузок могут иметь место различные альтернативные решения.

Увеличение максимальной мощности на величину $\Delta N_{\text{п}}$ приводит к отказу от использования полупиковых и пиковых установок. В этом случае достигается экономия топлива (кг/год)

$$\Delta B = \Delta N_{\text{п}} \tau_{\text{max}} (b_{\text{п}} + b_{\text{пвск}} - b), \quad (4.54)$$

где $b_{\text{п}}$, b — удельные расходы топлива на получение мощности пиковым рассматриваемым агрегатом, кг/(кВт·ч); τ_{max} — продолжительность прохождения максимальных нагрузок, ч/год.

Соответствующая экономия приведенных затрат (руб/год)

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \mathcal{U}_{\text{т}} + (p_{\text{а}} + p_{\text{п}})(K_{\text{п}} - K), \quad (4.55)$$

или на единицу пиковой мощности [руб/кВт·ч/год]

$$\Delta z = \tau_{\text{max}} (b_{\text{п}} + b_{\text{пвск}} - b) \mathcal{U}_{\text{т}} + (p_{\text{а}} + p_{\text{п}})(k_{\text{п}} - k), \quad (4.56)$$

где $\mathcal{U}_{\text{т}}$ — замыкающие затраты на топливо, руб/кг у. т.; $K_{\text{п}}$, K — полные капиталовложения на получение мощности ΔN в пиковый энергоблок и в рассматриваемом варианте, руб.; $k_{\text{п}}$, k — соответственно удельные капиталовложения, руб/кВт.

Для случая, когда альтернативным вариантом является создание ГАЭС, способной заполнять провал в графике электропотребления и обеспечивать выработку пиковой электроэнергии, экономия определяется по увеличению регулировочного диапазона ΔN в энергосистеме. При этом повышается минимальная нагрузка электростанций на $\Delta N_{\text{м}}$ и снижается максимальная на $\Delta N_{\text{п}}$.

Эти изменения мощности связаны между собой зависимостями

$$\Delta N_m = \frac{\Delta N}{1 - 1/\chi} \text{ и } \Delta N_n = \frac{\Delta N}{1 + \chi}, \quad (4.57)$$

в которых

$$\chi = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min} \eta_{\text{ГАЭС}}},$$

где $\eta_{\text{ГАЭС}}$ — КПД гидроаккумулирующей станции.

При расширении регулировочного диапазона установки (путем одновременного снижения минимальных и повышения максимальных нагрузок) переменную часть расхода топлива определим следующим образом:

$$B_v' = \tau_{\min} \Delta N_m b_m + \Delta N_n b \tau_{\max}.$$

В случае обеспечения соответствующего регулировочного диапазона с помощью гидроаккумулирующей электростанции дополнительный расход топлива на зарядку составит

$$B_v'' = b_1 (N_{\min} + \Delta N_m) \tau_{\min} - b_2 N_{\min} \tau_{\min}.$$

Для общего регулировочного диапазона в системе $\Delta N = \Delta N_m + \Delta N_n$ экономия топлива от регулирования нагрузки электростанциями вместо работы ГАЭС будет равна разности $B_v'' - B_v'$, т. е.

$$\Delta B = b_1 (N_{\min} + \Delta N_m) \tau_{\min} - b_2 N_{\min} \tau_{\min} - \\ - \Delta N_n b \tau_{\max} + \tau_{\min} \Delta N_m b_m,$$

или с учетом (4.57)

$$\Delta B = N_{\min} \tau_{\min} (b_1 - b_2) + \Delta N \left[\frac{\tau_{\min} (b_1 + b_m)}{1 - 1/\chi} - \frac{b \tau_{\max}}{1 + \chi} \right]. \quad (4.58)$$

При этом годовая экономия приведенных затрат (руб/год) составит

$$\mathcal{E} = \Delta B C_r + p_r k_r \frac{\Delta N}{(1 - \chi)} - \frac{p k_n \Delta N}{(1 - \chi)}, \quad (4.59)$$

где k_r — удельные капиталовложения в ГАЭС на единицу ее пиковой мощности, руб/кВт; p_r, p — коэффициенты ежегодных отчислений от капиталовложений в ГАЭС и пиковый энергоблок, 1/год.

Экономически наивыгоднейшая величина форсировки блоков определяется по минимуму приведенных затрат в энергосистеме. Их величину на получаемую дополнительную выработку электроэнергии, осуществляемую в интервале мощностей $N-N_{\text{эк}}$, определяют по формуле

$$Z = \tau_{\text{max}} \Delta N_{\text{п}} b_{\text{п}} U_{\text{т}} 10^{-3} + p_{\text{п}} \Delta K_{\text{п}} - \tau_{\text{max}} \Delta N_{\text{п}} z''_{\text{зам}} + \text{const}, \quad (4.60)$$

где $\Delta K_{\text{п}} = \Delta K_{\text{бл}} + \Delta K_{\text{лэп}}$ — дополнительные капиталовложения в энергоблок и ЛЭП, связанные с получением дополнительной мощности $\Delta N_{\text{п}}$, руб.; $z''_{\text{зам}}$ — удельные приведенные затраты на производство электроэнергии, замещаемой пиковой электростанцией, руб/(кВт·ч).

Условие минимума приведенных затрат достигается при

$$\frac{\partial Z}{\partial N} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{\partial^2 Z}{\partial (\Delta N)^2} > 0. \quad (4.61)$$

С использованием (4.60) при $\partial \Delta N_{\text{п}} = \partial N_{\text{п}}$ условие (4.61) принимает вид

$$\left(b_{\text{п}} + \Delta N_{\text{п}} \frac{\partial b_{\text{п}}}{\partial N} \right) \tau_{\text{max}} U_{\text{т}} 10^{-3} + p_{\text{п}} \frac{\partial K}{\partial N} - \tau_{\text{max}} z''_{\text{зам}} = 0, \quad (4.62)$$

откуда находим

$$\bar{N}_{\text{опт}} = \left(\frac{N}{N_{\text{эк}}} \right)^{\text{опт}} = 1 + \frac{a - b_{\text{п}}}{\partial b_{\text{п}} / \partial \bar{N}}. \quad (4.63)$$

Здесь

$$a = \left(z''_{\text{зам}} \tau_{\text{max}} - p_{\text{п}} \frac{\partial b_{\text{п}}}{\partial N} \right) / (\tau_{\text{max}} U_{\text{т}} 10^{-3});$$

$\bar{N} = N/N_{\text{эк}}$ — относительная максимальная мощность; $\partial b_{\text{п}} / \partial N$ — производная удельного расхода топлива на дополнительную пиковую мощность установки, кг у. т./ (кВт·ч).

Так как всегда соблюдается условие $\partial b_{\text{п}} / \partial \bar{N} > 0$, то из уравнения (4.62) вытекает, что получение дополнительной мощности целесообразно при $\bar{N} > 1$, т. е. в том случае, когда в формуле (4.63) числитель последнего $(a - b_{\text{п}}) > 0$. Очевидно, что, когда $b_{\text{п}} > a$, получение дополнительной мощности для заданных условий экономически нецелесообразно.

Глава 5

ВЫБОР СХЕМ

И ПАРАМЕТРОВ МАНЕВРЕННЫХ ТЭЦ

§ 5.1. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАНЕВРЕННЫХ ТЭЦ В ЭНЕРГОСИСТЕМАХ

Использование ТЭЦ в маневренном режиме оказывает влияние на структуру топливного баланса в энергосистеме. Перевод ТЭЦ из базового в маневренный режим путем замены части отборного пара на дросселированный острый пар позволяет уменьшить в часы провала графика электрической нагрузки выработку электроэнергии на ТЭЦ и не останавливать на этот период высокоэкономичные КЭС. И хотя при этом экономия топлива на ТЭЦ уменьшается, в энергосистеме в целом расход топлива снижается за счет ликвидации перерасходов топлива на КЭС.

Суммарная удельная экономия первичного энергоресурса, отнесенная к единице мощности МТЭЦ, составит *

$$\Delta b = [(b_{\text{КЭС}}^{\text{м}} - b_{\text{ТЭЦ(з)}}^{\text{м}}) \alpha_{\text{м(з)}} \pm (b_{\text{КЭС}}^{\text{м}} - b_{\text{ТЭЦ(л)}}^{\text{м}}) (1 - \alpha_{\text{м(з)}})] \times \\ \times \tau_{\text{м}} + [(b_{\text{ТЭЦ(з)}}^{\text{б}} - b_{\text{АЭС}}^{\text{б}}) \alpha_{\text{б(з)}} + (b_{\text{ТЭЦ(л)}}^{\text{б}} - b_{\text{АЭС}}^{\text{б}}) (1 - \alpha_{\text{б(з)}})] \tau_{\text{б}}. \quad (5.1)$$

Экономия органического топлива

$$\Delta b_{\text{орг}} = [(b_{\text{КЭС}}^{\text{м}} - b_{\text{ТЭЦ(з)}}^{\text{м}}) \alpha_{\text{м(з)}} + (b_{\text{КЭС}}^{\text{м}} - b_{\text{ТЭЦ(л)}}^{\text{м}}) (1 - \alpha_{\text{м(з)}})] \times \\ \times \tau_{\text{м}} + [b_{\text{ТЭЦ(з)}}^{\text{б}} \alpha_{\text{б(з)}} + b_{\text{ТЭЦ(л)}}^{\text{б}} (1 - \alpha_{\text{б(з)}})] \tau_{\text{б}}. \quad (5.2)$$

Здесь $b_{\text{ТЭЦ(з)}}^{\text{м}}$, $b_{\text{ТЭЦ(л)}}^{\text{м}}$, $b_{\text{ТЭЦ(з)}}^{\text{б}}$, $b_{\text{ТЭЦ(л)}}^{\text{б}}$, $b_{\text{КЭС}}^{\text{м}}$, $b_{\text{АЭС}}^{\text{б}}$ — удельные расходы топлива на ТЭЦ в маневренном и базовом режимах в зимний и летний периоды на замещающей маневренной КЭС и базовой АЭС, кг у. т./ (кВт × ч); $\alpha_{\text{м(з)}}$, $\alpha_{\text{б(з)}}$ — доля электроэнергии в зимнем периоде работы ТЭЦ в маневренном и базовом режимах; $\tau_{\text{м}}$, $\tau_{\text{б}}$ — число часов использования электрической мощности ТЭЦ в маневренном и базовом режимах, ч/год.

* Кнотько П. Н., Трутаев В. И., Яковлев Б. В. Эффективность развития теплофикации на основе базово-маневренных ТЭЦ // Изв. вузов СССР. Энергетика. 1982. № 6. С. 40—45.

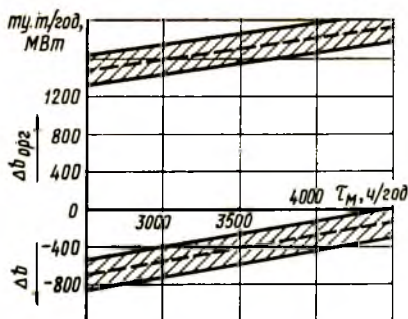


Рис. 5.1. Зависимость перерасхода суммарного ресурса и экономия органического топлива от числа часов использования маневренных ТЭЦ

Средние значения удельных расходов топлива для блоков с турбинами типа Т, наиболее пригодных для перевода в маневренный режим, составляют $b_{кэс}^M = 380 \text{ г у. т./кВт}\cdot\text{ч}$, $b_{ТЭЦ(з)}^M = 170 \div 190$; $b_{ТЭЦ(л)}^M = 290 \div 330$; $b_{ТЭЦ(з)}^6 = 160 \div 180$; $b_{ТЭЦ(л)}^6 = 270 \div 310$, а для АЭС $b_{АЭС}^6 = 380 \div 400 \text{ г у. т./кВт}\cdot\text{ч}$.

Число часов использования установленной мощности в базовом режиме $\tau_6 = 5000 \div 6000 \text{ ч/год}$, доля электроэнергии, вырабатываемая на ТЭЦ в зимний период работы в маневренном и базовом режимах, составляет примерно $\alpha_{м(з)} = \alpha_{б(з)} = 0,7 \div 0,8$. При этом суммарная маневренная мощность ТЭЦ в ОЭС Северо-Запада, Центра и Средней Волги может составить около 8,5 млн. кВт и покрывать более 60% полупиковой нагрузки этих энергосистем.

На рис. 5.1 показана зависимость удельного перерасхода суммарного ресурса и экономии органического топлива от числа часов использования мощности ТЭЦ в маневренном режиме. Из рисунка видно, что при $\tau_m = 3500 \text{ ч/год}$ годовая удельная экономия органического топлива составляет 1680 т у. т./МВт, а годовой удельный перерасход суммарного энергоресурса — 440 т у. т./МВт. При ориентации на возможную маневренную мощность ТЭЦ, рассмотренных ОЭС в 1990 г., замещение органического топлива ядерным горючим в базовом режиме может достигнуть 12—16 млн. т у. т./год, а суммарное сокращение расхода органического топлива в энергосистеме — 6—8 млн. т у. т./год.

Эффективность использования ТЭЦ в маневренном режиме определяется путем сопоставления приведенных затрат по вариантам с различной структурой генерирующих мощностей. Варианты сравниваются по уровню

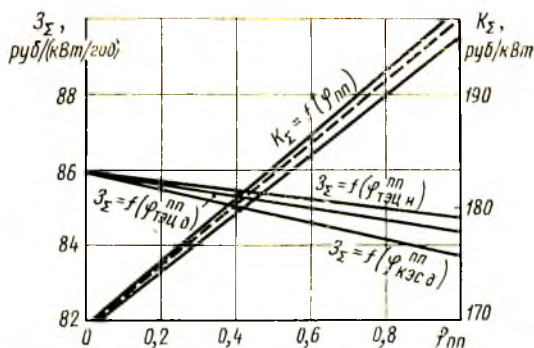


Рис. 5.2. Зависимость удельных затрат и капиталовложений в ОЭС Северо-Запада от доли вводимой мощности маневренных установок:

φ_{nn} — доля вводимой мощности маневренных установок; K_{Σ} — капиталовложения, зависящие от доли вводимой мощности; Z_{Σ} — приведенные затраты в зависимости от доли вводимой мощности

суммарных приведенных затрат в энергосистему, учитывающих затраты на энергоустановки и издержки на органическое и ядерное топливо.

Суммарные затраты по вариантам

$$Z_{\Sigma} = Z_{\Sigma y}^6 + Z_{\Sigma y}^{n.n} + Z_{\Sigma r}^6 + Z_{\Sigma r}^{n.n}, \quad (5.3)$$

где $Z_{\Sigma y}^6$, $Z_{\Sigma y}^{n.n}$ — затраты на энергоустановки; $Z_{\Sigma r}^6$, $Z_{\Sigma r}^{n.n}$ — затраты на топливо.

Выражения (5.1) — (5.3) позволяют проводить технико-экономические исследования эффективности перевода различных энергоустановок в маневренный режим и выявить предельные граничные условия, при которых экономически целесообразно использовать действующие установки в маневренном режиме.

При переводе базовых КЭС и ТЭЦ в маневренный режим учитываются повышение удельных расходов топлива на производство электроэнергии и дополнительные капиталовложения на их реконструкцию (рис. 5.2). Здесь увеличение удельных расходов топлива на действующих КЭС принято в размере 7—9 г у. т./ (кВт·ч), на действующих ТЭЦ принято в размере 14—18 г у. т./ (кВт·ч), увеличение капиталовложений соответственно 9 и 5 руб./кВт. При расчетах топливной составляющей приведенных затрат принято, что $1/3$ мощности ТЭЦ работает в базовом ($\tau_y^6 = 6000$ ч) и $2/3$ мощности в манев-

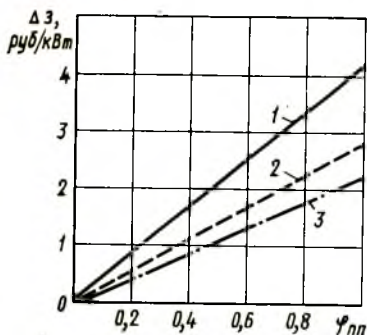


Рис. 5.3. Величина экономии удельных приведенных затрат в зависимости от доли вводимой мощности маневренных установок:

1 — действующие КЭС; 2 — действующие ТЭЦ; 3 — новые ТЭЦ

ренном режиме ($\tau_{y.n.p.} = 3500$ ч), удельные приведенные затраты в АЭС составляют 62 руб/кВт. Затраты на ядерное горючее приняты из условия себестоимости вырабатываемой электроэнергии на АЭС равными 13 руб/МВт.

На рис. 5.2 показано также изменение суммарных удельных затрат и капиталовложений в ОЭС Северо-Запада от доли мощности энергоустановок, переводимых в маневренный режим. Из графиков видно, что капитальные затраты получаются наименьшими при переводе в маневренный режим действующих КЭС, далее по эффективности идут соответственно действующие и новые ТЭЦ. Удельные капиталовложения увеличиваются во всех случаях. Зависимость экономии суммарных удельных приведенных затрат в ОЭС от доли мощности энергоустановок, переводимых в маневренный режим, показана на рис. 5.3. Из рисунка видно, что в первую очередь необходимо переводить в маневренный режим действующие КЭС, затем действующие ТЭЦ и в последнюю очередь новые ТЭЦ.

§ 5.2. ВОЗМОЖНЫЕ СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЭЦ В МАНЕВРЕННОМ РЕЖИМЕ

Наиболее простым способом разгрузки является снижение электрической мощности ТЭЦ с передачей части ее тепловой нагрузки на пиковые водогрейные котельные (ПВК). Эту разгрузку ограничивают: 1) допустимая загрузка ПВК при низких температурах наружного воздуха; 2) прочность ступеней промежуточного отсека турбины; 3) допустимая минимальная паропроизводительность котлов, определяемая видом топлива и

способом его сжигания. Например, для газомазутных котлов минимальная производительность составляет 40—50% от номинальной, а для пылеугольных котлов — 70—80%.

В ЛПИ разработан способ разгрузки турбины с использованием скользящего давления пара в регулируемом отборе. Повышение давления в отборе достигается перепуском сетевой воды в обвод основных сетевых подогревателей при постоянном расходе воды. Повышение давления в отборе приводит к снижению располагаемого теплоперепада в ЧВД и ЧСД и уменьшает электрическую мощность при заданном отпуске теплоты. Так, для турбин Т-250-240 снижение электрической мощности составляет 10—18% от номинальной, а для турбин Т-100-130 — 15—25%. Этот метод разгрузки в сочетании с отключением регенеративных ПВД дополнительно снижает электрическую мощность блока на 5—7%.

Сочетание частичной передачи тепловой нагрузки на ПВК и применение скользящего давления в регулируемых теплофикационных отборах позволяет увеличить необходимый диапазон маневренности действующих ТЭЦ на 30—35% в течение 95—97% времени отопительного периода без какой-либо реконструкции оборудования станции.

Экспериментальная проверка на турбинах Т-250-240 и Т-100-130 комбинированного способа снижения электрической мощности [4] подтвердила надежность работы блоков в маневренных режимах.

Для более глубокой разгрузки действующих и проектируемых ТЭЦ необходимо использовать принудительную разгрузку с реконструкцией основного и вспомогательного оборудования станции. В настоящее время наиболее приспособленными к маневренным режимам являются газотурбинные установки (ГТУ), применяемые для покрытия остропиковых нагрузок в энергосистеме. В связи с дефицитом высококачественного топлива перспективным считается направление использования ГТУ как пристройки к паротурбинным блокам или надстройки к пиковым котельным для совместной работы в часы максимума нагрузки.

На рис. 5.4 показана принципиальная схема маневренной ТЭЦ с ГТУ. Здесь пиковая мощность достигается за счет отключения ПВД теплофикационных отборов с компенсацией подогрева питательной и сетевой

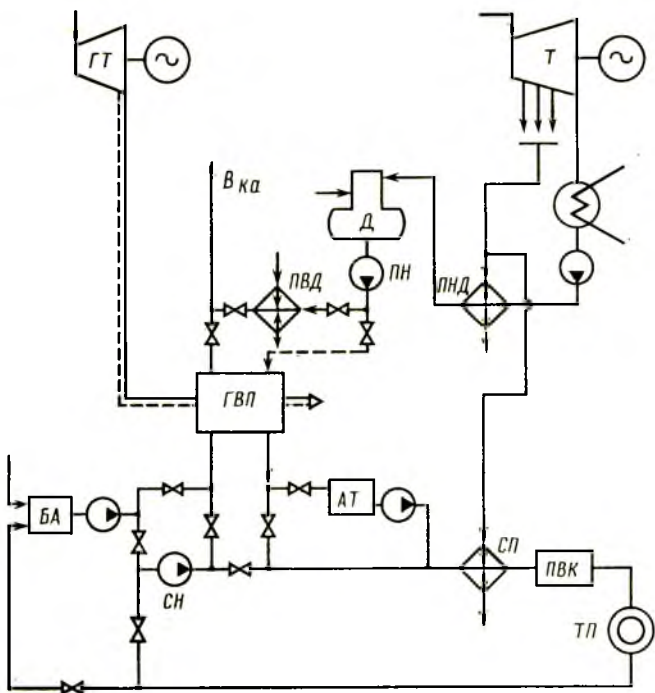


Рис. 5.4. Принципиальная схема маневренной ТЭЦ с ГТУ:

ГТ — газовая турбина; Т — паровая турбина; Д — деаэрактор; ПВД — подогреватели высокого давления; ПНД — подогреватели низкого давления; ПН — питательный насос; СН — сетевой насос; ГВП — газовойдяной подогреватель; БА — бак-аккумулятор; АТ — тепловой аккумулятор сетевой воды; СП — сетевой подогреватель; ПВК — пиковый водогрейный котел; ТП — тепловой потребитель; В_{КА} — в котельный агрегат

воды в газовойдяном подогревателе ГВП выхлопными газами ГТУ. Такая схема позволяет получить пиковую мощность в следующих вариантах: отключением регенеративных отборов высокого давления; отключением ПВД с направлением пара регенеративных отборов в сетевые подогреватели; покрытием тепловых нагрузок выхлопными газами ГТУ и вытеснением ПВК; осуществлением при сохранении в работе ПВК аккумуляции части теплоты выхлопных газов ГТУ; путем разгрузки теплофикационных отборов с компенсацией недоотпуска теплоты за счет дополнительно устанавливаемых ПВК или использования аккумулирующей способности тепловых сетей и отапливаемых зданий.

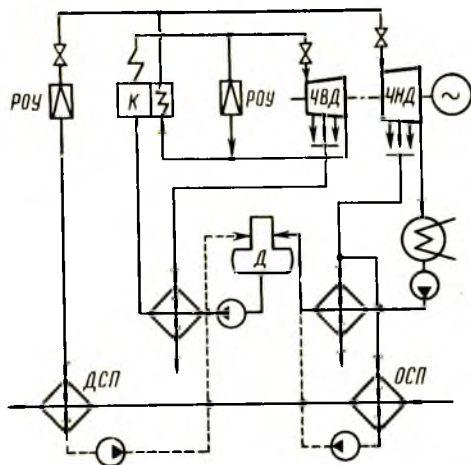


Рис. 5.5. Принципиальная схема маневренного теплофикационного блока с промежуточным перегревом пара:

ОСП — основной сетевой подогреватель; ДСП — дополнительный сетевой подогреватель; РОУ — редукционно-охладительная установка; К — котел; ЧВД, ЧНД — часть высокого и низкого давления турбины; Д — деаэрактор питательной воды

Подобные схемы МТЭЦ с ГТУ предусматривают установку ГВП и аккумулятора теплоты сетевой воды и позволяют реализовать наиболее полные и независимые режимы утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ в широком диапазоне изменения электрических и тепловых нагрузок.

Исследование МТЭЦ с ГТУ показало эффективность форсировки паровой турбины путем разгрузки теплофикационных отборов пара с компенсацией недогрева сетевой воды выхлопными газами ГТУ и сохранением в работе ПВК. Экономия удельных приведенных затрат составляет около 10—12 руб/(кВт·год) дополнительной пиковой мощности по сравнению с вариантом отключения ПВД.

На рис. 4.5 показана схема МТЭЦ без промежуточного перегрева пара, предложенная БО «ВНИПИЭнергопром» с установкой дополнительного сетевого подогревателя и РОУ и на рис. 5.5 — схема с промежуточным перегревом пара. По этой схеме возможна разгрузка турбины Т-170-130 до 50% от номинальной мощности, а котлоагрегата по пару — до 30%.

Основной недостаток схемы МТЭЦ с РОУ и дополнительным подогревателем — значительная величина

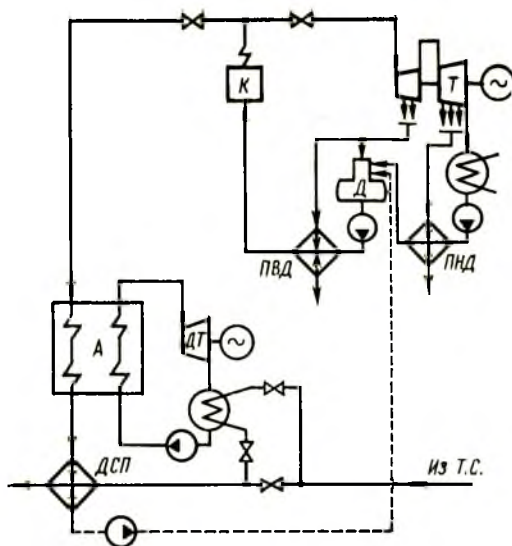


Рис. 5.6. Принципиальная схема маневренной ТЭЦ с аккумулятором теплоты и пиковой турбиной:

К — котел; *Т* — турбина; *Д* — деаэрактор; *ПВД*, *ПНД* — подогреватели высокого и низкого давления; *А* — аккумулятор теплоты; *ДТ* — дополнительная пиковая турбина; *ДСП* — дополнительный сетевой подогреватель; *Из Т.С.* — из тепловой сети сетевая вода направляется в *ДСП*

эксергетических потерь, вызванных дросселированием пара через РОУ. В этом отношении лучшей является схема МТЭЦ с аккумулятором теплоты фазового перехода и пиковой паровой турбиной (рис. 5.6). При снижении электрической нагрузки основная турбина либо отключается, либо работает с пониженной мощностью. Пар от котлоагрегата подается в аккумулятор, где он расплавляет его рабочее вещество, имеющее большую теплоту фазового перехода. Конденсат греющего пара через сетевой подогреватель насосом направляется в линию основного конденсата турбины. В часы пик электрической нагрузки основная турбина полностью загружается, а аккумулятированная теплота используется для получения вторичного пара, идущего на производство электроэнергии в пиковой турбине.

Реализация схемы МТЭЦ с аккумулятором теплоты и пиковой турбиной требует значительных капиталовложений. Снижение капиталовложений в эту схему возможно путем совмещения пиковой турбины с основ-

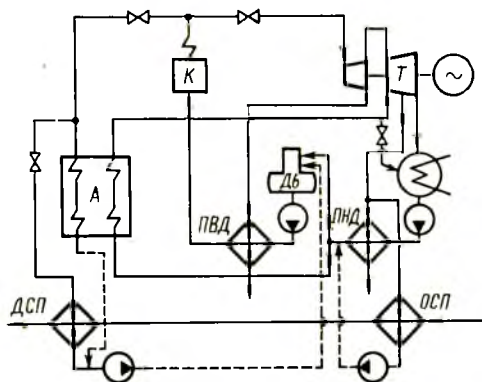


Рис. 5.7. Принципиальная схема маневренной ТЭЦ с аккумулятором теплоты:

К — котел; Т — турбина; Дб — деаэратор питательной воды; ПВД, ПНД — подогреватели высокого и низкого давлений; А — аккумулятор теплоты; ОСП — основной сетевой подогреватель; ДСП — дополнительный сетевой подогреватель

ной, как это указано на рис. 5.7. В этом случае вторичный пар из аккумулятора направляется в ЧСД (или ЧНД) основной турбины для получения дополнительной пиковой мощности. В режиме разгрузки ТЭЦ по минимуму электрической мощности часть острого пара котлоагрегата направляется в аккумулятор, где он отдает теплоту парообразования, остальная часть острого пара используется в дополнительном сетевом подогревателе. Перспективными являются также схемы маневренных ТЭЦ с применением электрокотлов. Из всего многообразия предложенных схем маневренных ТЭЦ наиболее пригодными для таких режимов являются маневренная ТЭЦ с ГТУ и ТЭЦ с РОУ и дополнительными сетевыми подогревателями.

§ 5.3. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ МАНЕВРЕННЫХ ТЭЦ И ИХ ПАРАМЕТРОВ

При оптимизации схем МТЭЦ удобно пользоваться удельными приведенными затратами, отнесенными на 1 кВт дополнительной пиковой мощности:

$$\bar{\Delta Z} = \frac{\Delta Z}{\Delta N_{\text{пик}}^p}, \quad (5.4)$$

где ΔZ — переменная часть приведенных затрат системы; $\Delta N^p_{\text{пик}}$ — дополнительная пиковая мощность.

Согласно методике технико-экономических расчетов в энергетике,

$$\Delta Z = \sum_{j=1}^r \Delta I_{\tau j} + \sum_{i=1}^n p_i K_i + \Delta Z_{\text{н.о.у}}, \quad (5.5)$$

где $\Delta I_{\tau j}$ — переменная часть топливной составляющей в j -м режиме, руб/год; r — число режимов; $p_i = p_{ai} + p_n$; p_{ai} — доля отчислений на амортизацию и ремонт от капиталовложений K_i в исследуемый i -й элемент оборудования, 1/год; p_n — нормативный коэффициент эффективности, 1/год; n — количество элементов, капиталовложения в которые зависят от исследуемого параметра; $\Delta Z_{\text{н.о.у}}$ — переменная часть затрат на надежность, охрану окружающей среды и унификацию оборудования.

На рис. 5.8 показаны результаты технико-экономического анализа указанных способов различных вариантов получения дополнительной пиковой мощности на примере МТЭЦ с серийными турбинами Т-100/120-130 и ГТ-100-750. Климатический район соответствует Москве. Коэффициент теплофикации $\alpha = 0,64$. Температурный график сети 150/50°C. Схема теплоснабжения открытая при $\gamma_{г.в} = 20\%$. Рассмотрено шесть вариантов получения дополнительной мощности на МТЭЦ с ГТУ, результаты расчета которых показывают линии: I — за счет отключения регенеративных отборов ПТУ подогрев питательной воды осуществлялся в ГВП уходящими газами; II — за счет пропуска пара регенеративных отборов ПТУ в сетевые подогреватели при разгрузке ПВК; III — за счет отключения теплофикационных отборов ПТУ и нагрева сетевой воды выхлопными газами ГТУ при сокращении режима работы ПВК; IV — аналогично III варианту, но с полным вытеснением ПВК; V — за счет аккумулялирования теплоты выхлопных газов ГТУ; VI — за счет ограничения теплофикационных отборов ПТУ с компенсацией отпуска теплоты дополнительно устанавливаемых ПВК. В этом варианте ГТУ работает без ГВП.

Удельные приведенные затраты для получения дополнительной пиковой мощности в рассматриваемых вариантах схем МТЭЦ с ГТУ рассчитывались в зависимости от комплекса $C_{\tau\text{тп}}$ (C_{τ} — замыкающие затраты

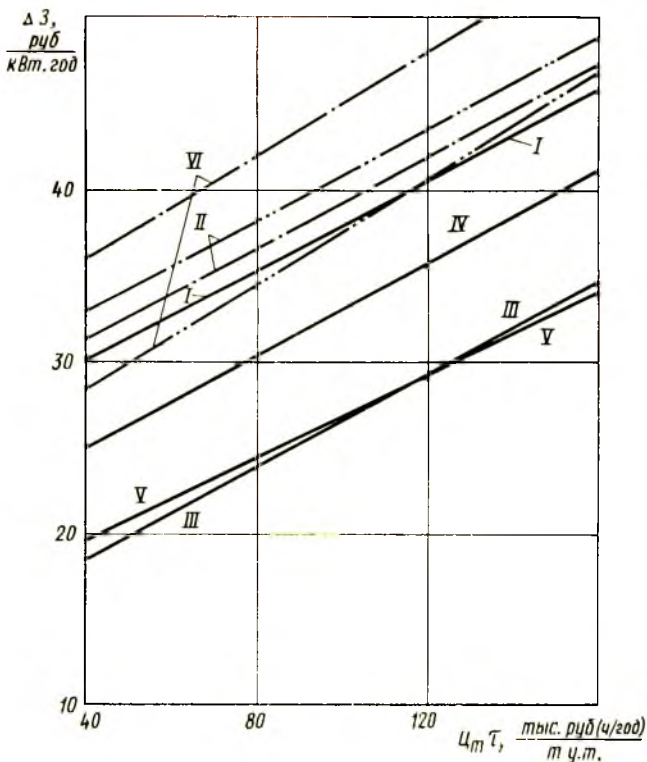


Рис. 5.8. Изменение удельных приведенных затрат в дополнительную пиковую мощность в зависимости от комплекса $C_{\tau\tau_p}$

на топливо; τ_p — число часов использования установленной мощности). Из рис. 5.8 видно, что с ростом комплекса $C_{\tau\tau_p}$ величина ΔZ в различных вариантах увеличивается по-разному. Минимальная величина ΔZ отвечает III варианту схемы МТЭЦ с ГТУ при значениях комплекса $C_{\tau\tau_p}$ менее 115 тыс. руб/т у. т. (ч/год).

При увеличении комплекса $C_{\tau\tau_p}$ свыше 115 тыс. руб/т у. т. (ч/год) становится более эффективным V вариант схемы МТЭЦ с ГТУ и установкой аккумулятора теплоты. Наибольшая величина приведенных затрат получается при осуществлении схемы VI варианта и ограничении теплофикационных отборов ПТУ с компенсацией отпуска теплоты за счет дополнительно устанавливаемых ПВК.

Наиболее радикальным способом увеличения маневренных свойств действующих и вновь проектируемых ТЭЦ является принудительная разгрузка энергоблоков ТЭЦ включением ДСП, в который подается пар из горячей нитки промежуточного перегревателя через РОУ. Схема такой ТЭЦ с РОУ и ДСП разработана БО «ВНИПИэнергопром» (см. рис. 4.5 и 5.5).

По условиям надежности и экономичности предпочтительна глубокая разгрузка турбоустановки по электрической мощности до 20—30% от номинальной, что при сохранении неизменным отпуска теплоты от блока вызывает снижение паропроизводительности котла лишь до 60—70%. При этом его надежность работы не нарушается, а достаточные расходы пара через первичный и вторичный пароперегреватели обеспечивают надежное их охлаждение, сохраняются устойчивыми циркуляция воды в барабанном котле и горение топлива.

Переменный режим работы МТЭЦ с глубокой разгрузкой турбогенераторов влияет на оптимальные параметры теплофикационного цикла.

Их оптимальные значения соответствуют минимальной величине приведенных затрат, рассчитанных по нескольким характерным режимам работы ТЭЦ:

$$\Delta Z = \sum_{j=1}^r \Delta I_{Tj} + \sum_{i=1}^n p_i K_i - z_{\text{зам}} \sum_{j=1}^r N_{\text{э}j} \tau_j + \Delta Z_{\text{н.п}}, \quad (5.6)$$

где ΔI_{Tj} — топливная составляющая в j -м режиме, руб/год; r — число режимов; $p_i = p_{ai} + p_n$; p_{ai} — доля отчислений на амортизацию и ремонт от капиталовложений K_i в исследуемый i -й элемент оборудования, 1/год; p_n — нормативный коэффициент эффективности, 1/год; n — количество элементов, капиталовложения в которые зависят от исследуемого параметра; $z_{\text{зам}}$ — замыкающие затраты на электроэнергию, руб/(кВт·ч); $N_{\text{э}j}$ — электрическая мощность в j -м режиме, кВт; τ_j — продолжительность j -го режима, ч/год; $\Delta Z_{\text{н.п}}$ — изменение затрат на надежность и пуски блока, руб/год.

Условие оптимума искомого параметра x находится из условия

$$(\partial \Delta Z / \partial x) = 0 \text{ при } (\partial^2 \Delta Z / \partial x^2) > 0. \quad (5.7)$$

В качестве примера произведены расчеты по формуле (5.6) для МТЭЦ с блоками Т-180-130 с учетом переменных электрических и тепловых вариантов графиков

нагрузок для района Минска. График тепловых нагрузок разбит на три зоны: зимний — 2200 ч/год; весенне-осенний — 2670; летний — 3080 ч/год. Коэффициент теплофикации изменялся в пределах от 0,4 до 0,6. Топливная составляющая приведенных затрат определялась путем детальных расчетов тепловых схем.

Капиталовложения в блок рассчитывались как сумма стоимости котла, турбины, паропроводов, конденсатора, системы технического водоснабжения, электрической части, химводоочистки, системы топливоприготовления и строительной части. Дополнительные капиталовложения в МТЭЦ для установки РОУ, ДСП, паровых труб и арматуры оценены в размере 3—5 руб/кВт.

Дополнительные затраты в систему для обеспечения надежности энергоснабжения при заданном отпуске теплоты и переменной электрической мощности вычислялись по уравнению

$$\Delta Z_{\text{н}} = (1 - k_r)(B_{\text{гэр}} \Pi_{\text{гэр}} + B_{\text{гтр}} \Pi_{\text{гтр}} - B_r \Pi_r) + p_{\text{эр}} k_{\text{эр}} u N_{\text{э}}, \quad (5.8)$$

где k_r — коэффициент готовности блока; $B_{\text{гэр}}$, $B_{\text{гтр}}$, B_r — годовые расходы топлива на резервных КЭС, котельных и МТЭЦ, кг/год; $\Pi_{\text{гэр}}$, $\Pi_{\text{гтр}}$, Π_r — замыкающие затраты на топливо в резервные установки и на ТЭЦ, руб/т у. т.; $p_{\text{эр}}$, $k_{\text{эр}}$ — коэффициенты, учитывающие срок окупаемости и отчислений на ремонт, амортизацию и удельные капиталовложения в резервные установки, 1/год, руб/кВт; u — коэффициент резерва энергетической мощности в системе.

Дополнительные пусковые затраты

$$Z_{\text{п}} = \Pi_r^n \sum_{k=1}^r z_k B_k^n, \quad (5.9)$$

где Π_r^n — замыкающие затраты на пусковое топливо, руб/т у. т.; z_k — число пусков в году k -го состояния, 1/год; B_k^n — пусковой расход топлива из k -го состояния, кг.

В расчетах также приняты $u=0,11$; $p=0,27$ 1/год; $k=0,07$; $p_{\text{эр}}=0,25$ 1/год; $\Pi_r = \Pi_{\text{гэр}}$; $k_r=0,92$; $Z_{\text{зам}} = 0,018 \div 0,033$ руб/(кВт·ч); $k_{\text{эр}}=115$ руб/кВт; $\alpha_{\text{тэц}} = 0,6$, графики теплосети 150/70°C, климатические условия Минска. Продолжительность разгрузки по электрической мощности на ночь и выходные дни зимнего периода 2400 ч/год, летом — 1500 ч/год. В период ра-

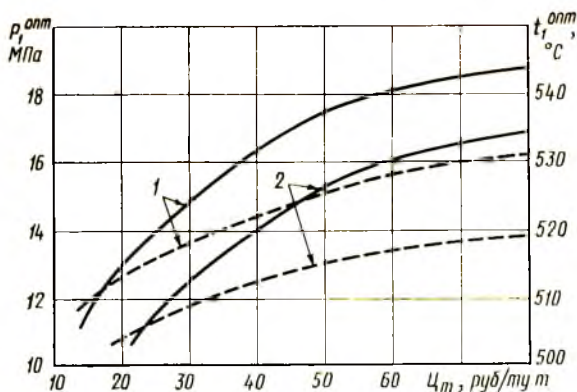


Рис. 5.9. Изменение оптимальных начальных параметров пара от стоимости замыкающего топлива МТЭЦ с блоком Т-180-130:

— начальная температура; — — — начальное давление.
Число часов использования установленной мощности: 1 — $\tau_{\text{н}}=4200$ ч/год;
2 — $\tau_{\text{н}}=3500$ ч/год

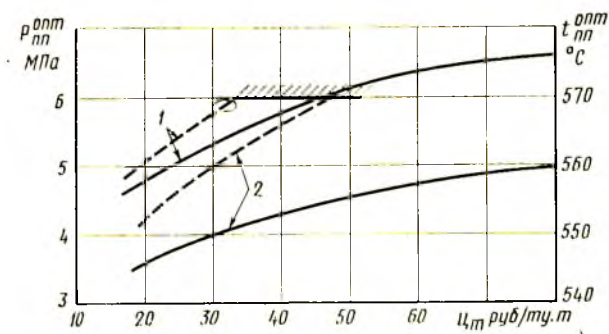


Рис. 5.10. Изменение оптимальных параметров промежуточного перегрева пара от стоимости замыкающего топлива МТЭЦ:

— температура t_{nn} ; — — — давление P_{nn} ; 1 — $\tau_{\text{н}}=4200$ ч/год; 2 — $\tau_{\text{н}}=3500$ ч/год

бочего дня нагрузка турбины принята номинальной, при разгрузке — 20% от номинальной. Минимальная паропроизводительность газомазутного котла принята равной 50% от номинальной по условиям устойчивости циркуляции. Стоимость топлива (франко ТЭЦ) варьировалась от 20 до 70 руб/т у. т.

Результаты расчетов $P_1^{\text{опт}}$, $t_1^{\text{опт}}$ и $P_{\text{п.п}}^{\text{опт}}$, $t_{\text{п.п}}^{\text{опт}}$ по формуле (5.6) для блока с турбиной Т-180-130 приведены на рис. 5.9 и 5.10.

На рис. 5.9 видно, что $P_1^{\text{опт}}$ для этих условий находится в пределах 11,0—16,0 МПа, а $t_1^{\text{опт}}$ — от 505—515 до 532—542°C. Чем дешевле топливо, тем ниже оптимальные параметры пара. Останов блока в летний период понижает $P_1^{\text{опт}}$ на 1,0—1,1 МПа, а $t_1^{\text{опт}}$ — на 10—11°C.

Зависимость оптимальных давлений и температуры промежуточного перегрева пара от $\Pi_{\text{т}}$ показана на рис. 5.10. Как видно, в этих условиях $P_{\text{п.п}}$ меняется от 3,7—4,8 до 4,9—6,5 МПа и находится выше стандартных значений давлений промежуточного перегрева действующих теплофикационных и конденсационных блоков. Оптимальная температура промежуточного перегрева в зависимости от $\Pi_{\text{т}}$ изменяется в пределах 554—570°C. По условиям применения в пакетах промежуточного перегревателя котла и паропроводах промежуточного перегрева сталей перлитного класса следует ее принять не выше 560°C.

§ 5.4. КОМПЛЕКСНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАНЕВРЕННОГО ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО БЛОКА

Экономическая эффективность МТЭЦ определяется параметрами основного и промежуточного перегрева пара, температурой питательной воды, коэффициентом теплофикации. Перечисленные параметры являются взаимосвязанными, и минимум приведенных затрат в энергосистеме достигается при их совместной оптимизации.

Оптимальное решение в этих условиях дает система уравнений, число которых равно числу искомым параметров:

$$\frac{\partial Z}{\partial P_1} = 0; \quad \frac{\partial Z}{\partial t_1} = 0; \quad \frac{\partial Z}{\partial P_{\text{п.п}}} = 0; \quad \frac{\partial Z}{\partial t_{\text{п.п}}} = 0; \quad \frac{\partial Z}{\partial a_{\text{цэт}}} = 0.$$

Каждое уравнение представляет собой частное решение относительно искомого параметра. По результатам частной оптимизации параметров МТЭЦ произве-

ден анализ взаимосвязей между параметрами. Так, между начальным давлением (P_1) и начальной температурой пара (t_1) существует следующая взаимосвязь: рост t_1 на 20°C снижает $P_1^{\text{опт}}$ на $0,5\text{—}0,7$ МПа. При этом следует учитывать ограничения на влажность пара в ЧНД турбины. Использование сталей перлитного класса для основного оборудования МТЭЦ ограничивает $t_1 = 565\div 570^\circ\text{C}$. Увеличение P_1 на 2 МПа приводит к росту температуры питательной воды на $7\text{—}12^\circ\text{C}$. Значительное влияние на величину P_1 оказывает давление промежуточного перегрева ($P_{\text{п.п}}$). Увеличение $P_{\text{п.п}}$ на 1,0 МПа приводит к возрастанию P_1 на $0,4\text{—}0,6$ МПа, что необходимо учитывать при совместной оптимизации параметров. Изменение P_1 в диапазоне $11\text{—}16$ МПа не оказывает заметного влияния на коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{тэц}}$. Величина $\alpha_{\text{тэц}}$ слабо зависит также от t_1 , $P_{\text{п.п}}$, $t_{\text{п.п}}$, поэтому с погрешностью в 1% можно оптимальный коэффициент теплофикации принимать на основе частных решений.

Совместная оптимизация основных параметров (P_1 , t_1 , $P_{\text{п.п}}$, $t_{\text{п.п}}$, $t_{\text{п.в}}$, $\alpha_{\text{тэц}}$) для установок без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом рассмотрена в диапазоне изменения замыкающих затрат на топливо $C_{\text{т}} = 35\div 70$ руб/т у. т. при приведенных выше исходных данных.

Результаты комплексной оптимизации основных параметров МТЭЦ с турбинами Т-180-130 и Т-170-130 сведены в табл. 5.1, из которой следует, что оптимальное начальное давление изменяется от 11,6 до 13,8 МПа для установок без промежуточного перегрева пара и от 14,2 до 16,0 МПа для установок с промежуточным перегревом. Оптимальная начальная температура при $C_{\text{т}} = 50$ и 70 руб/т у. т. равна 558 и 565°C и является предельной по условиям обеспечения допустимой влажности в ЧНД установок без промежуточного перегрева. Введение промежуточного перегрева снижает указанное ограничение, уменьшая t_1 до $530\text{—}540^\circ\text{C}$. Оптимальное давление промежуточного перегрева $P_{\text{п.п}}$ находится на уровне $5,6\text{—}6,5$ МПа. Наиболее близкими к оптимальным значениям параметров являются МТЭЦ с блоками Т-175/210-130 без промежуточного перегрева. Оптимальная температура питательной воды составляет 215°C , что на 15°C ниже стандартной.

Оптимальные параметры МТЭЦ с промежуточным перегревом отличаются от стандартных. В табл. 5.2 при-

Таблица 5.1. Оптимальные параметры теплофикационных блоков МТЭЦ

Наименование параметра	Установки без промежуточного перегрева			Установки с промежуточным перегревом		
	$\Pi_{\tau=35}$ руб/т у. т.	$\Pi_{\tau=50}$ руб/т у. т.	$\Pi_{\tau=70}$ руб/т у. т.	$\Pi_{\tau=35}$ руб/т у. т.	$\Pi_{\tau=50}$ руб/т у. т.	$\Pi_{\tau=70}$ руб/т у. т.
Начальное давление, МПа	11,6	13,3	13,8	14,2	15,3	16,8
Начальная температура, °С	538	558	565	530	538	545
Температура питательной воды, °С	182	215	250	180	208	240
Давление промежуточного перегрева, МПа	—	—	—	5,6	6,2	6,5
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	—	565	565	565
Коэффициент теплофикации	0,27	0,43	0,5	0,28	0,45	0,52

Таблица 5.2. Техничко-экономическая эффективность оптимизации параметров блока МТЭЦ с промежуточным перегревом пара

Показатель	Исходный вариант при стандартных параметрах	Оптимальный вариант при параметрах табл. 5.1
Годовой расход топлива блоком, млн. т у.т./год	367,8	367,2
Годовой отпуск электроэнергии, млн. т у.т./год	696,2	713,5
Дополнительные затраты в энергосистеме, связанные с производством электроэнергии на замещаемой КЭС, млн. руб/год	0,47	—
Дополнительные капиталовложения по вариантам, млн. руб	13,42	13,75
Затраты на обеспечение надежности теплоэнергоснабжения, млн. руб/год	1,80	1,85
Затраты на пуски блока, млн. руб/год	0,125	0,13
Приведенные затраты, млн. руб/год	24,40	24,06
Экономия приведенных затрат, млн. руб/год	—	0,34

ведено сравнение рассматриваемых вариантов МТЭЦ с промежуточным перегревом. При $C_T = 50$ руб/т у. т. экономия приведенных затрат от оптимизации параметров составляет около 340 тыс. руб/год на блок. Наибольший эффект достигается при снижении $\alpha_{ТЭЦ}$ от 0,5—0,6, принятых для базовых ТЭЦ, до оптимальных для МТЭЦ 0,43—0,45. Экономия приведенных затрат от выбора оптимального коэффициента теплофикации для МТЭЦ составляет около 1,3 млн. руб/год на блок.

Глава 6

АТОМНЫЕ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ

§ 6.1. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ РЕАКТОРЫ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ И ОТОПИТЕЛЬНЫХ АТЭЦ

Энергетической программой СССР намечается сооружение ряда АТЭЦ с легководными реакторами мощностью 1—1,5 млн. кВт с целью расширения использования ядерного топлива для нужд теплоснабжения. Будут также строиться атомные станции теплоснабжения (АСТ) и широко использоваться пар из нерегулируемых отборов конденсационных АЭС. Намечаемое комплексное использование ядерного топлива на нужды электро- и теплоснабжения промышленности и городов позволит более чем в два раза увеличить объем вытесняемого органического топлива из топливно-энергетического баланса страны.

В настоящее время считается целесообразным строительство АТЭЦ при тепловых нагрузках 3350—6300 ГДж/ч и выше с применением реакторов большой мощности (ВВЭР-1000 и др.), используемых на АЭС. АТЭЦ с легководными реакторами проектируются как отопительные. Для промышленного теплоснабжения предполагается создавать АТЭЦ с реакторами типа ВТГР, позволяющими отдавать потребителям теплоноситель с температурой до 600°C и выше. При этом АТЭЦ могут находиться на значительном расстоянии от предприятия и жилых поселков.

Принципиальная тепловая схема АТЭЦ с реакторами ВВЭР показана на рис. 6.1. В качестве теплоносителя первого контура используется вода под давлением

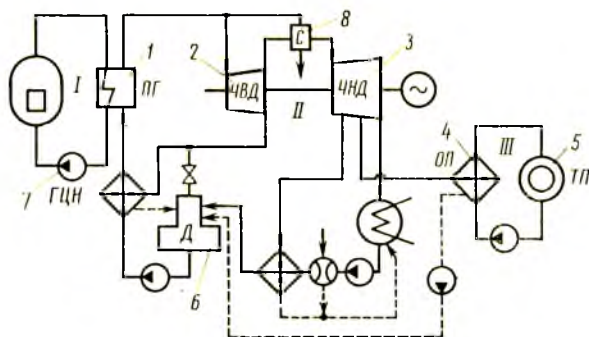


Рис. 6.1. Принципиальная тепловая схема АТЭЦ с реактором ВВЭР:

I — радиоактивный контур; *II* — нерадиоактивный контур; *III* — «чистый» контур; 1 — парогенератор; 2 — часть высокого давления турбины; 3 — часть низкого давления турбины; 4 — основной сетевой подогреватель; 5 — тепловой потребитель; 6 — деаэрактор; 7 — главный циркуляционный насос; 8 — сепаратор

16 МПа, служащая одновременно замедлителем нейтронов. Активная зона реактора размещается внутри стального корпуса диаметром 3,5—5,0 м и высотой 10—12 м. Во втором контуре в парогенераторе образуется насыщенный пар давлением 6,5 МПа, который поступает в турбину для производства электроэнергии. Отработанный пар из турбины, практически свободный от радиоактивности, подается в подогреватели поверхностного типа для подогрева сетевой воды циркулирующей в третьем контуре. Таким образом исключается радиоактивная опасность для теплосети потребителей.

Основные характеристики реакторов ВВЭР приведены в табл. 6.1.

Для сооружения АТЭЦ относительно небольшой мощности с отопительными отборами пара применяются реакторы кипящего типа ВК. Например, реактор ВК-50 электрической мощностью 50 МВт имеет следующие параметры: тепловая мощность — 250 МВт, паропроизводительность — 78 кг/с, давление пара — 7 МПа, температура питательной воды — 200°C, загрузка урана — 9 т при обогащении топлива 3%, средняя глубина выгорания горючего — 23 МВт·сут/кг.

Принципиальная тепловая схема АТЭЦ с ВК выполняется по одноконтурной схеме и аналогична схеме АТЭЦ с РБМК (реактор большей мощности канальный), указанной на рис. 6.2.

Таблица 6.1. Основные характеристики реакторов ВВЭР

Наименование показателей	ВВЭР-210	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Год пуска	1964	1971	1980
Тепловая мощность реактора, МВт	760	1375	3000
Давление пара, МПа	2,9	4,4	6,0
Температура пара, °С	238	259	278,5
Расход пара, кг/с (т/ч)	64(230)	118(425)	410(1470)
Температура воды на входе в реактор, °С	250	270	292
Средний нагрев воды в реакторе, °С	19	31	33
Загрузка урана, т	38	42	66
Средняя глубина выгорания горючего, МВт·сут/кг	13	28	40

В реакторах кипящего типа из воды первого контура образуется радиоактивный пар давлением 6—8 МПа в барабане-сепараторе, откуда пар направляется на турбину, а вода — на циркуляционные насосы в реактор. АТЭЦ с реакторами типа ВК работают по одноконтурной схеме с радиоактивным паром в паровой турбине. В нашей стране реактор ВК-50 работает на электростанции в Димитровграде с 1965 г. Вторым контуром является нагрев отборным паром турбины промежуточного теплоносителя, чем обеспечивается радиоактивная

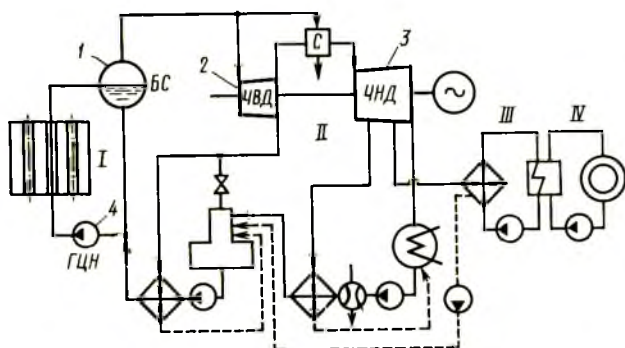


Рис. 6.2. Принципиальная тепловая схема АТЭЦ с реактором РБМК:

I — радиоактивный контур; II — радиоактивный контур паровой турбины; III — промежуточный контур; IV — «чистый» контур; I — барабан-оператор; 2 — часть высокого давления турбины; 3 — часть низкого давления турбины; 4 — главный циркуляционный насос

безопасность потребителей теплоты. Давление рабочего тела второго промежуточного контура выбирается ниже, чем давление сетевой воды в контуре транзитных тепловых сетей. Принятое соотношение давлений воды в промежуточном контуре исключает возможность протечек рабочего тела промежуточного контура в тепловые сети и обеспечивает необходимую радиоактивную безопасность теплоснабжения от АТЭЦ.

Реактор РБМК уран-графитовый с водяным теплоносителем, где замедлителем служит графит, теплоносителем — вода под давлением. АТЭЦ с реакторами РБМК работают по одноконтурной схеме, и поэтому для радиоактивной безопасности теплового потребителя требуется устанавливать второй промежуточный контур.

Реактор РБМК кипящего типа. В активной зоне получается влажный насыщенный пар, который сепаруется в барабане-сепараторе и направляется в турбину. Активная зона реактора набирается из большого числа рабочих каналов, расположенных в графитовой кладке стальной оболочки реактора. Из барабана-сепаратора отделившаяся от пара вода смешивается с питательной водой, направляется главными циркуляционными насосами в реактор через систему разделяющих коллекторов. К разделяющему коллектору присоединяется группа нержавеющей аустенитных труб, сваренных с циркониевыми трубами тепловыделяющих элементов. На выходе из активной зоны циркониевые трубы снова свариваются с аустенитными трубами коллекторов. Основные характеристики реакторов РБМК указаны в табл. 6.2.

На рис. 6.3 показана принципиальная тепловая схема АТЭЦ с ВТГР. Использование в первом контуре реактора инертного теплоносителя — гелия — в сочетании с конструкцией атомной зоны из графита и керамического ядерного топлива позволяет получить высокую температуру теплоносителя на выходе из реактора и его радиоактивную безопасность. В блоке с реактором типа ВТГР возможна работа паровых турбин по схеме отпуска теплоты аналогично схемам турбин ТЭЦ, работающих на органическом топливе.

Строительство АЭС, АТЭЦ и АСТ на легководных реакторах, которыми являются реакторы типа ВВЭР, не удовлетворяет требованиям атомной энергетики будущего. К недостаткам легководных реакторов относятся: 1) неполное использование энергии деления ядер

Таблица 6.2. Основные характеристики реакторов РБМК

Наименование величин	РБМК-1000	РБМК-1500
Год пуска	1975	1983
Тепловая мощность реактора, МВт	3200	4800
Давление пара, МПа	6,5—7,0	6,5—7,0
Температура пара, °С	280	280
Расход пара на турбины, кг/с (т/ч)	150 (5400)	228 (8200)
Загрузка урана, т	192	189
Средняя глубина выгорания горюче- го, МВт·сут/кг	18,1	18,1
Число испарительных каналов	1693	1661

(локализация ядерного горючего в активной зоне, ограничения по глубине выгорания топлива, наличие большого запаса реактивности приводят к использованию около 1—2% уранового топлива); 2) невозможность обеспечения высокотемпературного теплоснабжения промышленности (генерируемый в реакторах или в парогенераторах насыщенный пар имеет температуру не выше 280—300°С); 3) относительно низкие начальные параметры пара (КПД АЭС не превышает 30—32%); 4) увеличенный отвод теплоты в холодный источник, обостряющий проблему теплового загрязнения окружающей среды; 5) радиационная опасность загрязнения теплоносителя, требующая выполнения промежуточ-

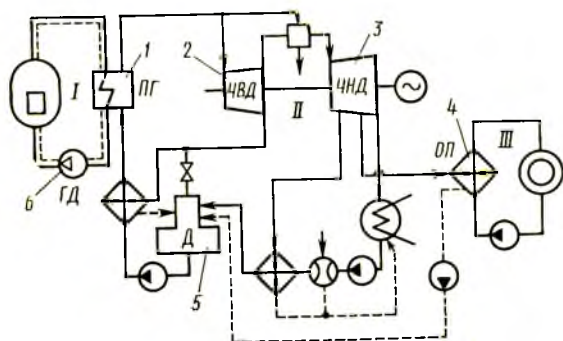


Рис. 6.3. Принципиальная тепловая схема АТЭЦ с реактором ВТГР:

I — слаборадиоактивный контур; II — нерадиоактивный контур паровой турбины; III — «чистый» контур; I — парогенератор; 2 — часть высокого давления турбины; 3 — часть низкого давления турбины; 4 — основной сетевой подогреватель; 5 — деаэрация; 6 — газодувка

ных контуров, установки паропреобразователей и т. п.; 6) отсутствие возможности (нынешних конструкций реакторов) работы в переменной части графика электрических нагрузок; 7) потребность в создании новых теплофикационных турбин, работающих на насыщенном паре.

Для последующего этапа развития атомной энергетики целесообразно разработать другие типы реакторов, которые позволили бы в значительной степени устранить указанные недостатки выпускаемых реакторов.

Если в настоящее время лидером среди легководных реакторов считают реактор типа ВВЭР, то, как показывает анализ зарубежных и отечественных исследований, для АТЭЦ в ближайшей перспективе лидером может служить высокотемпературный газоохлаждаемый реактор ВТГР, а на более дальнюю перспективу — жидкосольевой реактор.

Необходимость создания ВТГР определяется также потребностями промышленности в высокотемпературном теплоснабжении. Например, процессы гидрокрекинга и рафинирования нефти проходят при температурах реакции 600—800°C; газификации угля — при 700—900°C; паровой конверсии метана — при 750—800°C; прямого восстановления железной руды, получения синтетического топлива и химического сырья, термохимического разложения воды — при 800—900°C.

Применение в реакторах ВТГР гелиевого теплоносителя, графита, ТВЭЛов с керамическим покрытием, корпуса из напряженного железобетона позволяет кроме указанного получить меньшее потребление охлаждающей воды и меньшее тепловое загрязнение окружающей среды, высокую радиационную безопасность, определяемую большим отрицательным коэффициентом реактивности, термической, химической и радиационной инертностью гелия, а также высокой прочностью конструкции активной зоны, корпуса и противоаварийной оболочки станции; более благоприятные нейтронно-физические характеристики и высокий коэффициент воспроизводства горючего, возможность использования АТЭЦ с ВТГР для покрытия переменных графиков электрических нагрузок.

К недостаткам ВТГР относятся большой объемный расход теплоносителя, что приводит к увеличению стоимости оборудования первого контура и затрат энергии на прокачку теплоносителя, а также дорогостоящая технология изготовления керамических ТВЭЛов и оборуду-

дования первого контура из-за высокой текучести гелия.

На основе ВТГР могут создаваться атомные промышленные комплексы по производству электроэнергии и теплоты различных потенциалов, аммиака, синтетического газа, водорода, нефтехимического сырья, металла и т. д. Расчеты показывают, что использование ВТГР в промышленности позволит вытеснить до 60—70% жидкого и газообразного топлива из топливно-энергетического баланса страны.

С 1978 г. в СССР находится в эксплуатации экспериментальная установка высокотемпературной гелиевой петли ПГ-100 и сооружается опытно-промышленная установка ВГ-400. Положительный опыт эксплуатации установки ВГ-400 послужит основой для создания промышленных комплексов с ВТГР мощностью 1000 МВт и выше. Расчеты показывают, что АТЭЦ с ВТГР имеют лучшие технико-экономические показатели, чем АТЭЦ с ВВЭР, за счет более высоких начальных параметров пара, применения промежуточного перегрева, развитой регенерации, укрупнения единичной мощности турбин. Достигаемая при этом экономия суммарных приведенных затрат составляет около 12,5 руб/(кВт/год), или 13,4 млн. руб/год на один блок мощностью 1000 МВт.

§ 6.2. РАЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН АТЭЦ

Первая в нашей стране АТЭЦ была построена в 1973 г. в поселке Билибино на Чукотке. АТЭЦ состоит из четырех блоков суммарной электрической мощностью 48 МВт с отпуском теплоты 116 МВт(т). Каждый блок, созданный по одноконтурной схеме, состоит из реактора ЭГП-6 тепловой мощностью 62 МВт и турбины Т-12-60 электрической мощностью 12 МВт. Принципиальная тепловая схема Билибинской АТЭЦ показана на рис. 6.4.

Реактор ЭГП-6 канальный водографитовый с трубчатыми ТВЭЛами и естественной циркуляцией теплоносителя, осуществляемой за счет разности напоров воды и паровой смеси, а также напора, создаваемого струйным смесителем питательной воды. Насыщенный пар из барабана-сепаратора в количестве 26,7 кг/с (96 т/ч)

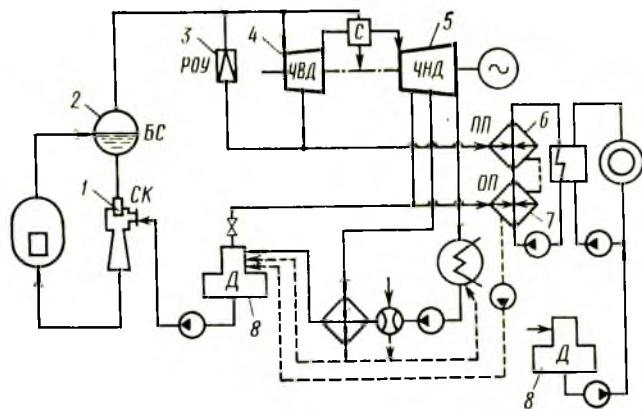


Рис. 6.4. Принципиальная тепловая схема Билибинской ТЭЦ:

1 — струйный компрессор; 2 — барабан-сепаратор; 3 — редукционно-охлаждающая установка; 4 — часть высокого давления турбины; 5 — часть низкого давления турбины; 6 — пиковый сетевой подогреватель; 7 — основной сетевой подогреватель; 8 — деаэратор

давлением 6,4 МПа, температурой 280°C поступает в турбину. Турбина имеет три отбора пара, из которых один нерегулируемый на ПНД и два регулируемых на сетевые подогреватели. Питательная вода после атмосферного деаэратора насосами подается в струйный смеситель и в реактор. Сетевая вода нагревается в основном и пиковом подогревателях промежуточного контура отборным паром турбины. Предусмотрена установка РОУ для питания пикового подогревателя. В промежуточный контур включаются сетевые подогреватели, тепловые сети длиной 3,5 км и теплообменники центрального теплового пункта Билибино, что обеспечивает радиационную безопасность потребителей горячей воды. Билибинская АТЭЦ успешно работает в базовом и маневренном режимах с разгрузкой реакторов до 50—80%.

Примером АТЭЦ большой мощности может служить АТЭЦ, сооружаемая из двух блоков ВВЭР-1000 и четырех турбин ТК-500-60 электрической мощностью 2000 МВт с отпуском теплоты из отборов турбин около 2000 МВт (т). Коэффициент теплофикации принят на уровне 0,5—0,6. Пиковые котельные расположены в черте города и работают на органическом топливе. Реактор ВВЭР-1000 серийный, турбины ТК-500-60 с двумя

регулируемыми отборами пара. Парогенераторы на давление 6 МПа и температуру 274°C.

По данным технико-экономических расчетов, применение АТЭС с турбинами ТК-450/500-60 по сравнению с отдельным производством электроэнергии на АЭС и тепловой на АСТ обеспечивает годовой экономический эффект 40 млн. руб. на один энергоблок 1000 МВт.

Теплоподготовительная установка состоит из двух основных и одного пикового сетевых подогревателей, в которых сетевая вода подогревается отборным паром турбины по температурному графику сети 170/70°C. Отбор пара из ЦВД на пиковый подогреватель осуществляется при давлении 0,8—1,0 МПа и на теплофикационные — при 0,06—0,3 МПа.

Давление пара в теплофикационных отборах турбины выбирают ниже давления нагреваемой сетевой воды по условиям радиационной безопасности. Это исключает попадание конденсата греющего пара в сетевую воду. На трубопроводах прямой и обратной магистрали тепловых сетей установлены быстродействующие задвижки, автоматически отключающие сеть при увеличении на 10% допустимой концентрации радиоактивности сетевой воды.

Утечки внутри станции и в тепловых сетях восполняются химически обессоленной водой после атмосферного деаэратора подпиточной воды.

Обычные АЭС также используются для теплоснабжения за счет пара из нерегулируемых отборов конденсационных турбин. Примером этого может служить Белоярская АЭС, где осуществляется отпуск 23,3 МВт(т)/ч тепловой энергии жилому поселку и тепличному хозяйству. Белоярская АЭС работает по одноконтурной схеме, поэтому теплоподготовительная установка выполнена с промежуточным контуром, давление в котором поддерживается выше, чем в отборах турбин, и ниже, чем в тепловой сети.

Широко используются теплоподготовительные установки и на двухконтурных АЭС с реакторами типа ВВЭР. Например, на Нововоронежской АЭС отпускается 116 МВт(т)/ч, на Кольской — 58 и на Курской АЭС — 81,4 МВт(т)/ч тепловой энергии. На двухконтурных АЭС промежуточный контур не устанавливается, так как тепловая сеть является третьим контуром, давление в котором поддерживается выше, чем давление отборного пара турбин.

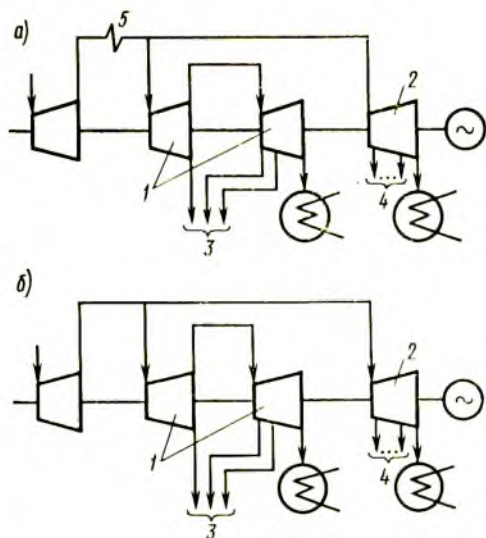


Рис. 6.5. Принципиальные схемы теплофикационной турбины типа ПТК с промежуточным перегревом (а) и без промежуточного перегрева (б) пара:

1 — ТКО; 2 — КО; 3 — регулируемые отборы; 4 — регенеративные отборы; 5 — промежуточный перегреватель

Особенностью теплофикационных турбин АТЭЦ является большой расход пара в ЦНД на всех режимах отпуска теплоты потребителям. Наличие такого конденсационного «хвоста» в этих турбинах приводит к большим потерям мощности в регулирующих органах отборов. По этой причине применяют новые схемы устройств и работы паровых турбин АТЭЦ. Примером возможных схем таких турбин является включение ЦСД параллельно ЦНД или установка ЦСД на отдельном валу. Так, в теплофикационной турбине УТМЗ после ЦСД параллельно включены конденсационный (КО) и теплофикационно-конденсационный отсеки (ТКО). В турбине ТК-450/500-60 из ЦСД пар поступает в первый ЦНД из верхнего регулируемого отбора, а из нижнего отбора — во второй ЦНД. Однако и в этих турбинах потери от дросселирования пара конденсационного потока еще остаются значительными.

Несколько меньше потери от такого дросселирования будут при создании турбин типа ТК и ПТК по предложенным в СПИ схемам с промежуточным перегре-

вом пара (рис. 6.5, а) и без промежуточного перегрева (рис. 6.5, б). Отличительная особенность предложенных схем заключается в разделении потока пара после ЧВД на два параллельных: один — в турбину с регулируемым отбором пара (ТКО), а другой — в чисто конденсационную турбину (КО). В этом случае основной конденсационный поток не подвергается дросселированию при регулировании давления отборов пара, поскольку расход пара на ТКО выбирается из условия его минимального конденсационного «хвоста». Регулирование отборов осуществляется установкой регулирующих органов только в ТКО. Использование этих схем позволяет также повысить эффективность регенеративного подогрева питательной воды в результате того, что регенеративные отборы из цилиндров КО не совмещаются с регулируемыми отборами. Общее увеличение выработки электроэнергии за счет снижения потерь дросселирования пара составляет от 0,5 до 2%.

§ 6.3. ОСОБЕННОСТИ ПОКРЫТИЯ ПИКОВОЙ ЧАСТИ ГРАФИКА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Атомные теплофикационные установки сооружаются, как правило, в районах с уже сложившимися системами теплоснабжения. Это предполагает параллельную их работу с источниками на органическом топливе — отопительными котельными (рис. 6.6) и теплоэлектроцентралями.

В силу высоких удельных капиталовложений и низкой составляющей топливных затрат атомным источникам теплоснабжения всегда отводится место в базисной части графика тепловых нагрузок. Источники теплоты на органическом топливе переводятся в пиковый режим и обеспечивают потребителей теплотой только в самое холодное время года. Наименее экономичные из них переводятся в резерв либо демонтируются. Допускается также параллельная работа атомных ТЭЦ с теп-

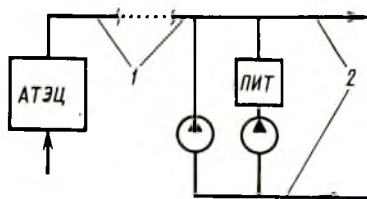


Рис. 6.6. Схема параллельной работы АТЭЦ и пиковой котельной (ПИТ):

1 — транзитный трубопровод; 2 — распределительные сети

лоэлектростанциями на органическом топливе при работе по основному графику отпуска теплоты. Для атомной ТЭЦ, работающей с пиковыми источниками теплоты независимо от их расположения, коэффициент теплофикации равен

$$\alpha_t = \frac{Q_{\text{АТЭЦ}}^p}{Q_{\text{АТЭЦ}} + Q_{\text{пит}}},$$

где $Q_{\text{АТЭЦ}}^p$ — максимальная теплофикационная мощность атомной ТЭЦ; $Q_{\text{п.и.т}}$ — расчетная тепловая нагрузка пиковых источников теплоты.

Его значение выбирается после того, как определены оптимальные значения ряда характеристик и параметров, в том числе: 1) характеристика объектов теплоснабжения и зоны их охвата; 2) профиль основного оборудования и мощности АТЭЦ; 3) параметры и характеристики теплофикационных турбоустановок; 4) основные параметры теплоснабжения — расчетная температура сетевой воды в транзитном трубопроводе, расчетная температура воды после ее смешения с потоками от пиковых источников и т. п.

Рассчитывая теперь общие капитальные и эксплуатационные затраты в проектируемую систему теплоснабжения, находят оптимальные значения коэффициента теплофикации и расчетной температуры сетевой воды в транзитном трубопроводе или расчетной разности температур прямой и обратной сетевой воды $\Delta t_p^{\text{опт}}$.

При комплексных технико-экономических оптимизационных исследованиях возникают трудности, связанные с наличием большого числа переменных, многих технических ограничений, оценкой стоимостных характеристик и неопределенностью исходной информации. В этих условиях наряду с комплексной целесообразно проведение частной оптимизации параметров, так как она позволяет выявить влияние тех или иных ограничивающих факторов и принятых исходных условий на положение оптимума и служить исходной базой для проведения комплексной оптимизации.

В качестве критерия оптимизации принимают суммарные приведенные издержки Z , состоящие из затрат на сооружение и эксплуатацию атомной ТЭЦ $Z_{\text{АТЭЦ}}$, пиковых источников теплоты $Z_{\text{п.и.т}}$, на транзитные магистральные и распределительные тепловые сети $Z_{\text{т.с}}$, на замещающую электростанцию $Z_{\text{зам}}$, на обеспечение

заданной надежности Z_n энергосистемы и экологических условий $Z_{эк}$ в регионе:

$$Z = Z_{\text{АТЭЦ}} + Z_{\text{п.и.т}} + Z_{\text{т.с}} + Z_{\text{зам}} + Z_n + Z_{\text{эк}}. \quad (6.1)$$

Условием сравнения различных вариантов является обязательное обеспечение равного энергетического эффекта, включающего в себя одинаковый отпуск тепловой и электрической энергии потребителям, приведение сравниваемых вариантов к одинаковой надежности и допустимому по санитарным нормам экологическому воздействию.

Используя приведенные ранее (см. § 1.5) принципы определения годового отпуска теплоты пиковыми котельными через продолжительность их работы $\tau_{\text{п.к}}$, можно получить расчетные выражения для ее оптимизации. Найдя $\tau_{\text{п.к}}^{\text{опт}}$, можно с помощью графика тепловых нагрузок по продолжительности определить соответствующее значение оптимального коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$. При этом возможно вытеснение в пиковую часть графика как существующих котельных, так и ТЭЦ на органическом топливе. Вытесняемые ТЭЦ могут перед этим использоваться как в обычном режиме, так и в режиме принудительной разгрузки, когда в часы провала электропотребления отпуск теплоты ведется непосредственно от энергетических котлов через РОУ. Вытеснение тепловой нагрузки таких маневренных ТЭЦ атомными источниками позволяет значительно улучшить их регулировочный диапазон по отпуску электроэнергии, так как в период максимума электропотребления снижается тепловая нагрузка и увеличивается электрическая мощность.

Вытеснение тепловой нагрузки органических ТЭЦ, работающих в обычном режиме, позволяет перевести их в полупиковый или пиковый конденсационный режим, увеличивая этим долю маневренных установок в энергосистеме. Снижение электрической мощности ТЭЦ в ночной период путем уменьшения их теплофикационной нагрузки дает возможность лучше загружать АЭС и получать при этом дополнительную экономию органического топлива. В табл. 6.3 приведены значения годового снижения расхода органического топлива теплофикационным блоком Т-100-130 и увеличения его регулировочного диапазона по мере вытеснения тепловой нагрузки. В варианте I блок работает в обычном режиме, в варианте II — с принудительной разгрузкой.

Таблица 6.3. Основные показатели теплофикационного блока Т-100-130 при вытеснении его теплофикационной нагрузки

Показатели	Вариант I	Вариант II
Доля вытеснения тепловой нагрузки	0,25; 0,50; 0,75; 1,0	0,25; 0,50; 0,75; 1,0
Глубина разгрузки ТЭЦ по электрической мощности, %	14,2; 27,4; 45,3; 60	2,8; 5,8; 9,0; 11,5*
Годовое снижение расхода органического топлива на блок Т-100-130, тыс. т ут./год	15,1; 30,2; 44,4; 53,8	6,8; 13,6; 20,1; 25,5

* Только за счет увеличения мощности в дневной период.

Отмеченные особенности теплоснабжения от АТЭЦ могут оказать существенное влияние на оптимальное значение коэффициента теплофикации. Рассмотрим методы его определения.

1. Расчет коэффициента теплофикации при двухтрубном транспорте сетевой воды. Между увеличением отпуска теплоты атомной ТЭЦ $Q_{\text{АТЭЦ}}$ и вытеснением теплофикационных отборов органических ТЭЦ существует очевидная зависимость

$$\partial Q_{\text{АТЭЦ}} = - \sum_{j=1}^J \partial Q_{\text{ТЭЦ}j}, \quad (6.2)$$

или

$$\partial Q_{\text{ТЭЦ}j} = r_j \partial Q_{\text{АТЭЦ}},$$

где r_j — относительная доля тепловой мощности вытесняемой ТЭЦ.

При бесконечно малом изменении $\alpha_{\text{т}}$ из (6.2) находим

$$\partial Q_{\text{АТЭЦ}}^{\text{т}} \partial \alpha_{\text{т}} = - \sum_{j=1}^J \partial \alpha_{\text{т}j} Q_{\text{ТЭЦ}j}^{\text{т}},$$

или

$$r_j Q_{\text{АТЭЦ}}^{\text{т}} \partial \alpha_{\text{т}} = - \partial \alpha_{\text{т}j} Q_{\text{ТЭЦ}j}^{\text{т}},$$

отсюда

$$\partial a_{Tj} / \partial a_r = -r_j / \beta_j, \quad (6.3)$$

где $\beta_i = \left(\sum_{j=1}^J \beta_j \leq 1 \right) Q_{TЭЦ}^* / Q_{ATЭЦ}^*$; a_{Tj} — коэффициент теплофикации j -й ТЭЦ.

Если $r_j = \beta_j$, то $\partial a_T = \partial a_{Ti}$.

С учетом полученных зависимостей уменьшение тепловой нагрузки на вытесняемой ТЭЦ определяется соотношением

$$\partial Q_{TЭЦ} = Q_{TЭЦ}^* \partial a_r \partial a_{Tj} / \partial a_T = Q_{TЭЦ}^* \partial a_r r_j / \beta_j. \quad (6.4)$$

Это позволяет на основе функции приведенных затрат (6.1) получить расчетные уравнения для определения оптимальных значений коэффициента теплофикации и расчетной разности температур сетевой воды.

Результаты таких расчетов для атомной ТЭЦ с турбоагрегатами ТК-450/500-60 для климатических условий Москвы приведены на рис. 6.7 и 6.8. Здесь доля горячего водоснабжения принята 20% от расчетного максимального отпуска теплоты. Анализ полученных данных показывает, что увеличение протяженности транзитного участка и расчетной разности температур Δt_p всегда приводит к снижению оптимального коэффици-

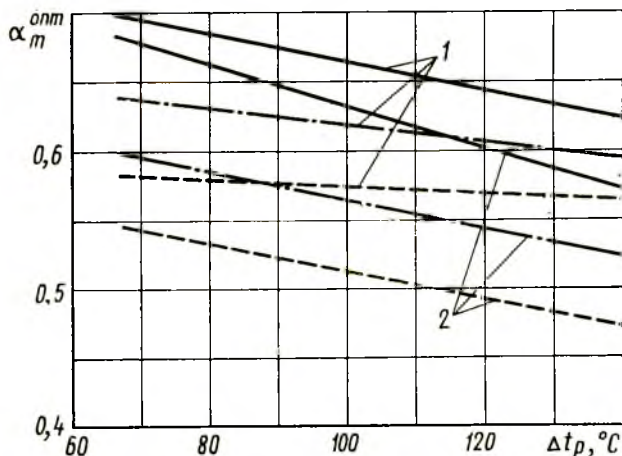


Рис. 6.7. Оптимальные значения коэффициента теплофикации при регулировании давления в отопительных отборах:

1 — пиковая котельная сооружается вновь; 2 — существующие котельные переводятся в пиковый режим; — — — $l=10$ км; - · - · $l=30$ км; — — — $l=50$ км

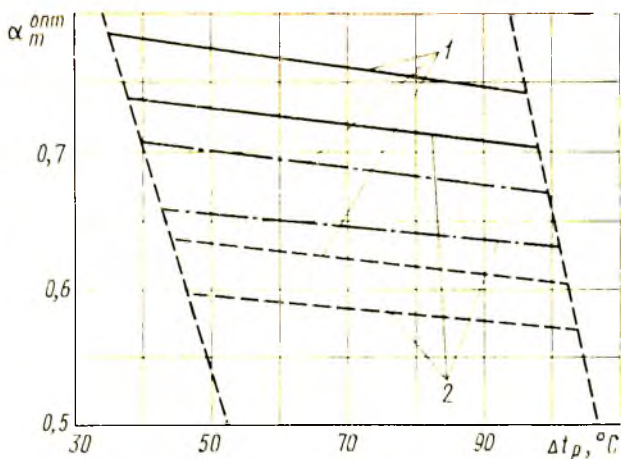


Рис. 6.8. Оптимальные значения коэффициента теплофикации при отключенных регуляторах отборов. Обозначения см. на рис. 6.7

ента теплофикации, причем при вытеснении существующих котельных в пиковую часть графика тепловых нагрузок (рис. 6.8) капиталовложения в пиковые источники и $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$ снижаются. При переходе на работу с отключенными регуляторами отборов (рис. 6.8) оптимальный коэффициент теплофикации увеличивается. Правая ограничивающая кривая на этом рисунке соответствует максимально возможному подогреву сетевой воды, левая — подогреву сетевой воды после первых двух ступеней.

Для теплоснабжающих систем, состоящих из вновь вводимой АТЭЦ и вытесняемых ТЭЦ на органическом топливе, $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$ изменяется в пределах от 0 до 0,6 и в значительной степени зависит от режима работы ТЭЦ и ее удаленности (рис. 6.9). Значение $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}=0$ свидетельствует о невыгодности вытеснения ТЭЦ на органическом топливе. При $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}=0,6$ эта ТЭЦ полностью вытесняется, так как ее коэффициент теплофикации принят равным 0,6. Как видим из рис. 6.9, ТЭЦ, работающая в обычном режиме, вытесняется при удаленности 10—30 км практически во всем диапазоне принятых значений Δt_p ($\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}} > 0$), и только при удаленности 50 км и $\Delta t_p = 90^\circ\text{C}$ скачкообразное снижение $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$ до нуля свидетельствует о невыгодности ее вытеснения.

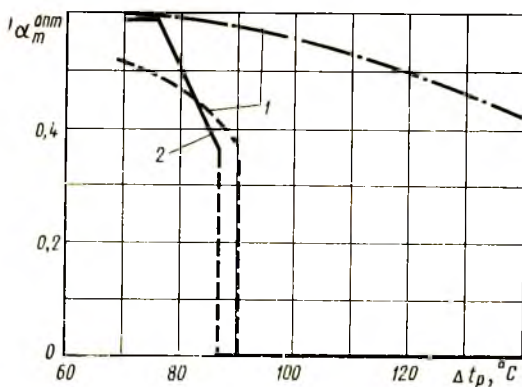


Рис. 6.9. Оптимальный коэффициент теплофикации при вытеснении тепловой нагрузки ТЭЦ (Т-100-130):

1 — ТЭЦ работает в обычном режиме; 2 — ТЭЦ работает с принудительной разгрузкой. Обозначения см. на рис. 6.7

Скачкообразное снижение наступает при $\alpha_t = 0,365$, когда продолжительность работы пиковой котельной становится равной продолжительности отопительного периода. Для маневренной ТЭЦ, работающей с принудительной разгрузкой, вытеснение ее теплофикационной мощности неэффективно уже при удаленности 10 км и $\Delta t_p = 87^\circ\text{C}$.

Определение оптимального уровня температуры сетевой воды в транзитном трубопроводе также связано со снижением суммарных затрат в рассматриваемой системе. С одной стороны, повышение расчетной температуры сетевой воды $t_{\text{пр}}^p$ на выходе из АТЭЦ сокращает транзитный расход сетевой воды, а следовательно, и затраты на перекачку и капитальные вложения в трубопроводы. С другой стороны, с повышением температуры подогрева сетевой воды отборным паром уменьшается выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Кроме того, существуют еще и технические ограничения на повышение $t_{\text{пр}}^p$, обусловленные возможностями изготавливаемого оборудования и допустимыми пределами снижения расходов сетевой воды. Исходя из этих ограничений максимальное значение этой температуры не должно превышать 180—200°C.

При определении оптимальной температуры подогрева сетевой воды в бойлерах для двухтрубной сети температурный график обратной сетевой принят неизменным. Характерные температурные зависимости при раз-

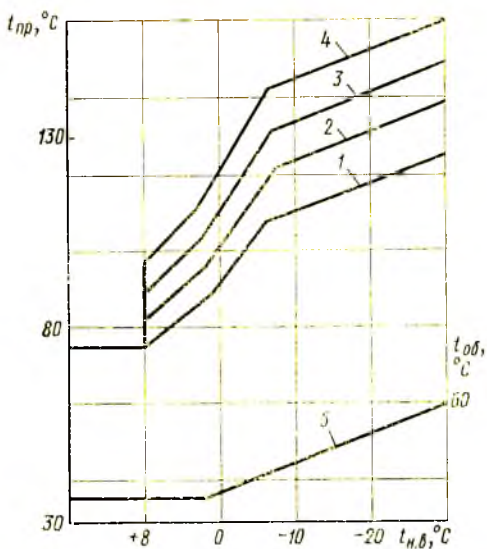


Рис. 6.10. Температурные графики в транзитных тепловых сетях:
 1 — $t_{np}^{\max} = 126^\circ\text{C}$; 2 — 140°C ; 3 — 150°C ; 4 — 160°C ; 5 — $t_{об}^{\max} = 60^\circ\text{C}$

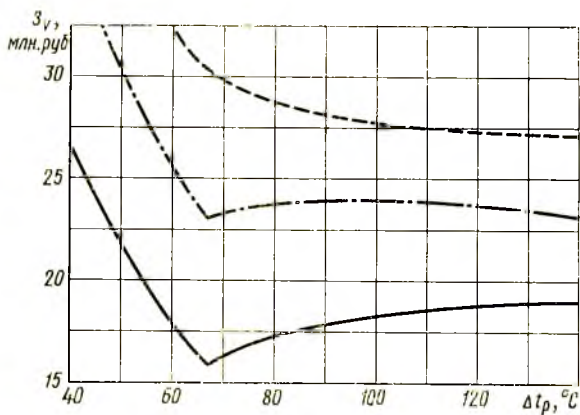


Рис. 6.11. Зависимость переменной части приведенных затрат от Δt_p . Обозначения см. на рис. 6.9

ных графиках прямой сетевой воды представлены на рис. 6.10. Изломы на кривых температур прямой сетевой воды при температуре наружного воздуха $t_{н.в} = -7^\circ\text{C}$ соответствуют включению в работу (отключение) пиковых источников теплоты. Зависимость переменной части приведенных затрат в системе от расчетной разности температур сетевой воды Δt_p приведена на рис. 6.11. Как видно из рисунка, при разной протяженности транзитных тепловых сетей эта зависимость оказывается различной. При температуре $t_{пр} = 126^\circ\text{C}$ имеет место излом кривых, связанный с переходом на подогрев сетевой воды паром вышележащего отбора после ЦВД (разделительного давления на сепарацию). Расчеты показали, что для протяженности теплосети 10—30 км нет необходимости использования для теплоснабжения пара вышележащих отборов $t_{пр}^{отг} \leq 126^\circ\text{C}$ и только при более значительном удалении потребителей целесообразно повышение максимальной температуры сетевой воды до $160\text{—}200^\circ\text{C}$. Кроме того, рис. 6.11 показывает, что существуют области, в которых функция переменной части затрат имеет максимум, что должно приниматься во внимание при проведении оптимизационных расчетов.

2. Особенности расчета коэффициента теплофикации АТЭЦ при однострубно́м транзитном транспорте. Особенностью однострубно́го транзитного транспорта является необходимость расходов сетевой воды на покрытие отопительных вентиляционных нагрузок и горячего водоснабжения с целью исключения потерь со сбросом. При этом тепловая сеть района теплопотребления работает как обычная открытая двухтрубная система теплоснабжения и удовлетворяет абонентов теплотой при соответствующих соотношениях нагрузок горячего водоснабжения и отопления. Транзитная магистраль выполняет функции подпиточной линии с расходом, определяемым разбором воды на горячее водоснабжение. При этом существует однозначная взаимосвязь между коэффициентом теплофикации и температурой сетевой воды в транзитном трубопроводе

$$\alpha_r = \gamma \Delta t_p / (t_r - t_x). \quad (6.5)$$

Здесь γ — отношение средней нагрузки горячего водоснабжения к расчетной максимальной теплофицируемого района; Δt_p — разность температур прямой сетевой воды в транзитном трубопроводе и подпиточной воды

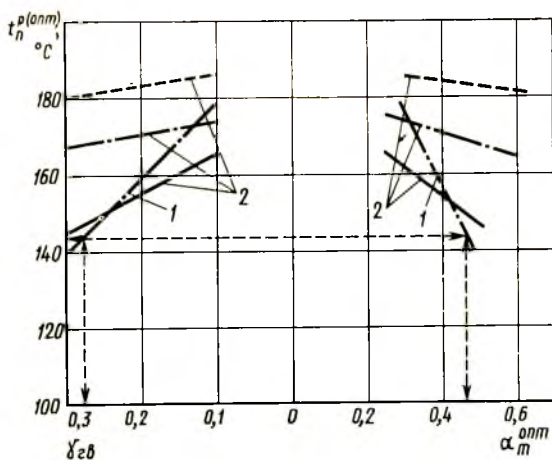


Рис. 6.12. График определения оптимальных параметров тепло-снабжения при однотрубном транзитном транспорте:

1 — без учета изменения стоимости трубопровода от температуры воды; 2 — с учетом зависимости $k=f(t_{\text{пр}})$; — $l=10$ км; - - - $l=30$ км; --- $l=50$ км

на АТЭЦ, °С; t_r , t_x — соответственно температура горячей и холодной воды в системе водоснабжения, °С.

Использование зависимости (6.2) предполагает постоянство расхода сетевой воды в транзитном трубопроводе при заданной относительной нагрузке горячего водоснабжения γ . При этом чем больше доля горячего водоснабжения при неизменной температуре t_r , тем выше возможные значения коэффициента теплофикации и температуры воды $t_{\text{пр}}^{\text{р(опт)}}$ в транзитном трубопроводе. Результаты комплексного расчета оптимальных значений коэффициента теплофикации и расчетной температуры сетевой воды при однотрубном транспорте представлены на рис. 6.12. Из рисунка видно, что снижение относительной доли горячего водоснабжения приводит к росту $t_{\text{пр}}^{\text{р(опт)}}$ и одновременному снижению оптимального коэффициента теплофикации $\alpha_m^{\text{опт}}$, а увеличение протяженности транзитного транспорта — к увеличению оптимальной температуры транспортируемой воды.

Определение коэффициента теплофикации при отпуске теплоты из нерегулируемых отборов конденсационных турбоагрегатов имеет свои особенности, которые определяются использованием турбин с типовыми узлами при ограниченных конструктивных изменениях, позво-

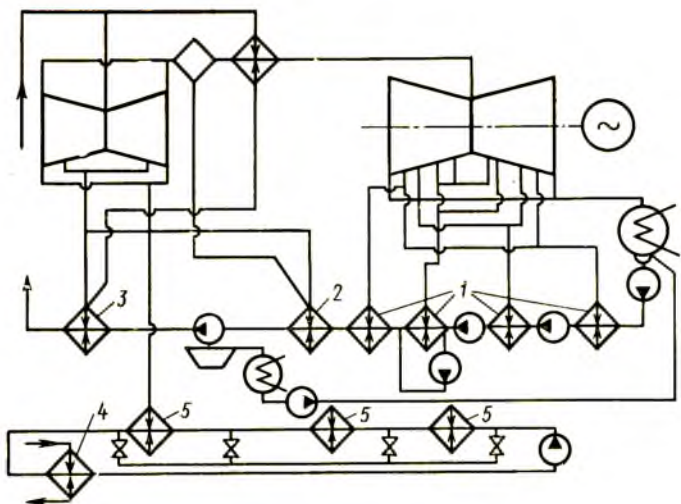


Рис. 6.13. Схема установки с отпуском теплоты из нерегулируемых отборов:

1 — подогреватели низкого давления; 2 — деаэратор; 3 — подогреватели высокого давления; 4 — теплообменник промконтура; 5 — сетевой подогреватель

ляющих обеспечить значительные дополнительные расходы пара из регенеративных отборов для теплофикации. В условиях накладываемых ограничений на расходы пара из камер отборов увеличение теплофикационной мощности таких агрегатов сопряжено с увеличением числа ступеней подогрева, а соответственно и температуры сетевой воды. Для современных влажнопаровых турбин большой мощности заводы-изготовители допускают дополнительные расходы пара из нерегулируемых отборов на теплофикацию в количестве, примерно равном расходам его на регенеративный подогрев. Таким образом, каждый такой отбор допускает удвоение расходов пара при работе турбины в теплофикационном режиме.

При подогреве сетевой воды паром нерегулируемых отборов (рис. 6.13) возможны качественные способы регулирования отпуска теплоты путем увеличения числа ступеней подогрева, переключением на вышележащий отбор или байпасированием сетевых подогревателей. В этих условиях также сохраняется возможность поддержания заданного уровня теплоснабжения при работе турбины на режимах пониженной электрической на-

грузки. Это может быть достигнуто путем подогрева сетевой воды редуцированным свежим паром, что позволяет, в свою очередь, снизить минимальную электрическую мощность блока.

Оптимальные параметры теплоснабжения при подогреве сетевой воды паром нерегулируемых отборов, как и обычно, находятся по минимуму переменной части приведенных затрат (6.1).

В условиях использования типовых турбин с уже существующими отборами повышение коэффициента теплофикации связано с соответствующим повышением температуры сетевой воды и возможно как за счет изменения подогрева и поверхности теплообмена в верхнем подогревателе, так и путем изменения числа ступеней подогрева. Эта задача решается для двух случаев расположения пиковой котельной на органическом топливе: непосредственно на АЭС и в районе теплопотребления.

На рис. 6.14 приведены результаты расчетов оптимального коэффициента теплофикации для двухконтурной АЭС при расположении пиковой котельной на территории АЭС. В расчетах приняты удельная стоимость поверхности теплообмена $C_F = 150$ руб/м², удельная стоимость пиковой котельной 12 руб/кВт. Схемы подогрева двух- и трехступенчатые. Из рисунка видно, что увеличение числа ступеней подогрева увеличивает оптимальный коэффициент теплофикации. В этих условиях важное значение имеет задача оптимального распределения подогрева сетевой воды между самими подогревателями. При заданных давлениях пара в отборах оптимизация ступенчатого подогрева сводится к определению оптимальных недогревов в каждом из них. Расчеты показали, что в первом по ходу воды подогревателе оптимальный недогрев составляет 1—6°C. В последующих подогревателях по мере уменьшения их годовой продолжительности использования температурные напоры увеличиваются до 8—10°C и выше.

Резкое увеличение расходов на транспорт сетевой воды при росте дальности теплоснабжения приводит к тому, что более эффективной становится однотрубная система. В этом случае для достижения бессливного режима необходимо повышать температуру нагрева сетевой воды до 180—200°C. Учитывая, что температура подаваемой на подогрев сетевой воды по условиям ее химической подготовки составляет всегда около 40°C, чис-

Рис. 6.14. Зависимость $\alpha_t^{\text{опт}}$ от замыкающих затрат на топливо пиковой котельной ζ_t при ее расположении на территории АЭС:

1 — двухступенчатый подогрев сетевой воды; 2 — трехступенчатый подогрев

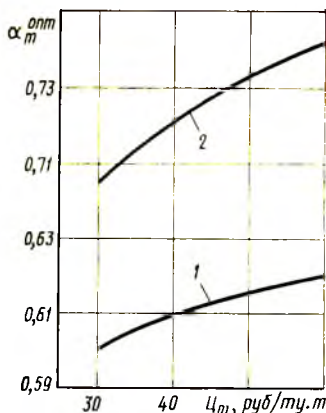
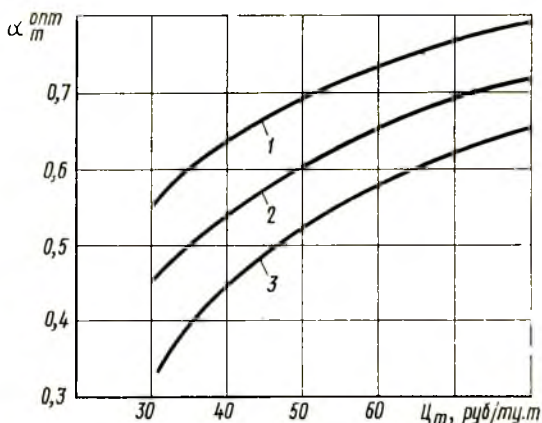


Рис. 6.15. Зависимость $\alpha_t^{\text{опт}}$ от замыкающих затрат на топливо пиковой котельной при протяженности сети 30 км (1), 40 км (2) и 50 км (3)



ло ступеней подогрева увеличивают до 4—5. Важной составляющей постоянных затрат для однотрубной системы являются расходы, связанные с подготовкой воды. На рис. 6.15 приведены зависимости значений оптимального коэффициента теплофикации для однотрубной бесливной сети при ее протяженности от 30 до 50 км, рассчитанные для АТЭС с турбинами ТК-450/500-60 и климатических условий Москвы. Как видим, увеличение стоимости топлива пиковой котельной ζ_t существенно увеличивает $\alpha_t^{\text{опт}}$.

3. Влияние аккумулярования сетевой воды на оптимальные параметры теплоснабжения. Регулировочные возможности АЭС увеличиваются при осуществлении

аккумулирования сетевой воды, при этом электрическая мощность в период прохождения максимальных нагрузок может быть увеличена на 10—15% в зависимости от применяемой схемы и объема аккумулирования. Хотя при этом допускаются дополнительные термодинамические потери, но вместе с тем происходит снижение капиталовложений в маневренное оборудование и расхода органического топлива. Величина получаемой дополнительной мощности и выработка пиковой электроэнергии от использования аккумуляторов определяются принимаемыми значениями коэффициента теплофикации и расчетной температуры сетевой воды. Переменная часть дополнительных затрат в энергосистеме, связанных с осуществлением процесса аккумулирования, ΔZ_a , в этом случае составляет

$$\Delta Z_a = pK_a + \mathcal{E}_{зар} z_{зам}^T - \mathcal{E}_{разр} z_{зам}^{II}, \quad (6.6)$$

где K_a — капиталовложения в аккумулирующую установку, руб.; $\mathcal{E}_{зар}$ — недоотпуск электроэнергии при осуществлении зарядки в провальной части графика электрических нагрузок, кВт·ч/год; $z_{зам}^T$ — топливная составляющая приведенных затрат на замещаемую электроэнергию, руб/(кВт·ч); $\mathcal{E}_{разр}$ — дополнительная выработка электроэнергии при разрядке аккумулятора, кВт·ч/год; $z_{зам}^{II}$ — приведенные затраты на замещаемую пиковую электроэнергию, руб/(кВт·ч).

Расчеты показывают, что при прочих равных условиях введение аккумулирования сетевой воды повышает значение оптимального коэффициента теплофикации на 20—30%. В табл. 6.4 приведены оптимальные параметры дальнего теплоснабжения от турбоагрегата ТК-450/500-60 в зависимости от протяженности транзитного участка для климатических условий Москвы при наличии и отсутствии аккумулирования сетевой воды. В расчетах принято, что вариант АТЭЦ+ПК осуществляется на основе ввода вновь сооружаемой пиковой котельной в районе теплопотребления, АТЭЦ+РК — переводом существующих районных котельных в пиковый режим.

Как видно из табл. 6.4, наиболее сильное влияние на повышение оптимального коэффициента теплофикации оказывает аккумулирование сетевой воды при наибольшей протяженности транзитной тепловой сети.

4. Влияние экологических факторов на выбор параметров теплоснабжения. Продукты сгорания, образующиеся

Таблица 6.4. Оптимальные параметры дальних систем теплоснабжения при наличии аккумулирования сетевой воды и без него

Длина транзитной теплосети, км	Без аккумулирования сетевой воды				С суточным аккумулированием сетевой воды			
	АТЭЦ+ПК		АТЭЦ+РК		АТЭЦ+ПК		АТЭЦ+РК	
	$\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$	$\Delta t_{\text{р}}^{\text{опт}}$	$\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$	$\Delta t_{\text{р}}^{\text{опт}}$	$\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$	$\Delta t_{\text{р}}^{\text{опт}}$	$\alpha_{\text{т}}^{\text{лнт}}$	$\Delta t_{\text{р}}^{\text{опт}}$
10	0,7	126	0,675	126	0,75	126	0,71	126
30	0,638	126	0,60	126	0,70	126	0,65	126
50	0,532	До 200	0,48	До 200	0,68	До 200	0,62	До 200

при сжигании органических топлив в пиковых, районных котельных и на ТЭЦ приводят к загрязнению окружающей среды. К числу вредных веществ, содержащихся в дымовых газах, относятся окислы серы и азота, сажа, канцерогенные соединения и пр. Вытеснение котельных атомными источниками теплоты сокращает количество сжигаемого топлива в котельных и продолжительность их работы, а следовательно, и суммарные вредные выбросы. В связи с этим появляется определенная зависимость между количеством вредных выбросов и коэффициентом теплофикации АТЭЦ в системе. В то же время количество выбрасываемых вредных веществ пиковыми источниками зависит от вида и качества сжигаемого топлива, совершенства процессов горения, степени очистки дымовых газов. Если принять величину ущерба, наносимого окружающей среде вредными выбросами продуктов сгорания, пропорциональной их количеству, то можно оценить соответствующее их влияние на $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$. Расчеты показывают, что учет экологического фактора повышает оптимальные значения коэффициента теплофикации на 15—20%.

Результаты сопоставительного расчета значений $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$ для условий предыдущего примера и сжигания в пиковых котельных мазута с содержанием серы $S^{\text{р}}=3\%$ приведены в табл. 6.5.

В расчетах были приняты следующие исходные данные: стоимость топлива пиковой котельной — 36 руб/т у. т.; концентрация окислов азота в уходящих газах котельной — 0,2 г/м³; доля серы, связанная золой и шла-

Таблица 6.5. Оптимальные значения коэффициента теплофикации

Длина транзитной теплоты, км	Без учета ущерба окружа- ющей среде				С учетом экологических факторов			
	при расчетной разности Δt_p , °C							
	70	90	110	130	70	90	110	130
10	0,690	0,675	0,664	0,642	0,740	0,715	0,685	0,664
30	0,643	0,625	0,612	0,603	0,682	0,665	0,645	0,635
50	0,585	0,560	0,565	0,576	0,620	0,615	0,600	0,592

ком, при сжигании — 2%; удельные ущербы от выбросов SO_2 и NO_2 — 0,15 и 0,36 руб/кг соответственно.

5. Учет надежности при определении параметров теплоснабжения. Концентрация крупных теплогенерирующих мощностей на атомных электростанциях выдвигает задачу обеспечения надежного теплоснабжения потребителей и создания необходимых резервов тепловой мощности. Такие резервы должны быть предусмотрены как на атомной электростанции на случай аварийного выхода из строя части оборудования, так и в районе теплопотребления у пиково-резервных котельных.

Для оценки надежности системы теплоснабжения используется понятие отказа, т. е. таких условий ее функционирования, которые считаются уже недопустимыми. В ряде случаев при возникновении аварийных ситуаций потребителю может передаваться минимально допустимое количество теплоты, не приводящее к отказу. ВНИПИ Энергопром рекомендует в качестве такой величины отпуск теплоты в размере 0,85—0,9 от запланированной. Отдача в сеть тепловой мощности меньше этой величины считается наступлением отказа, поэтому коэффициент готовности, отражающий только календарную продолжительность аварийного простоя, не может служить достаточным показателем надежности системы теплоснабжения. В качестве дополнительного показателя принимают коэффициент обеспечения $k_{об}$, равный отношению фактически отданной энергии к запланированной (потребной) за какой-то промежуток времени. Как видно, коэффициент обеспечения численно совпадает с вероятностью обеспечения потребителей необходимым видом энергии.

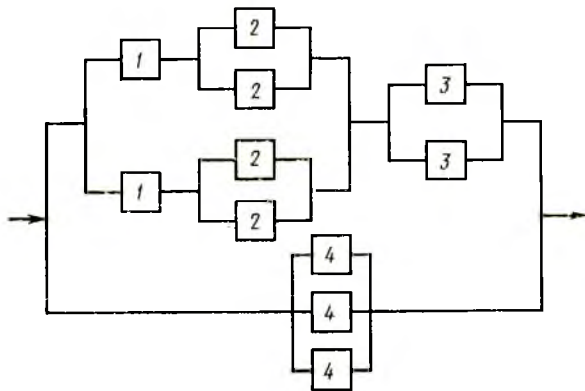


Рис. 6.16. Структурная схема надежности теплоснабжения АЭС с двумя энергоблоками:

1 — реактор; 2 — теплофикационная турбоустановка; 3 — теплосеть; 4 — пиково-резервная котельная

Рассматривая систему теплоснабжения как состоящую из восстанавливаемых объектов (элементов), в качестве основных показателей ее надежности можно принять интенсивность отказов λ и интенсивность восстановлений μ . Они определяются соотношениями $\lambda = 1/T_o$ и $\mu = 1/T_v$, где T_o — наработка на отказ, т. е. средняя продолжительность работы между двумя отказами, ч; T_v — средняя продолжительность восстановления, ч.

Возможные состояния теплофикационной системы (отказ и функционирование отдельных элементов во времени) могут быть представлены как однородный простейший поток событий, подчиняющийся закономерностям марковских процессов. В связи с этим для принятой структурной схемы теплоснабжения строятся графы возможных ее дискретных состояний, включая полное отказовое. Рассматривая достаточно длительный промежуток времени от момента включения системы в работу, за который устанавливается стационарный режим смены состояний, для их расчета можно использовать дифференциальные уравнения Колмогорова. В соответствии с условием стационарности процесса производная вероятности состояния в каждой графе по времени будет равна нулю. В качестве примера и иллюстрации возможности расчета указанным методом вычислим надежность простейшей схемы теплоснабжения (рис. 6.16),

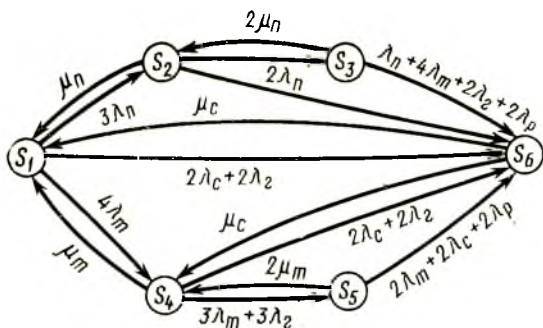


Рис. 6.17. Граф возможных состояний системы:

S_1 — работают все элементы; S_2 — отказ одного пиково-резервного котла; S_3 — отказ двух пиково-резервных котлов; S_4 — отказ одной турбины; S_5 — отказ двух турбин (одного реактора); S_6 — полное отказовое состояние всей системы

состоящей из двух атомных дубль-блочных установок, двух параллельно работающих транзитных тепловых сетей и трех пиково-резервных котельных.

Соответствующие этой схеме графы состояний (рис. 6.17) получены на основе технических возможностей рассматриваемой системы и заложенных в ней резервов. Так, переход из состояния S_1 со всеми исправными элементами к S_2 с отказом одной котельной и даже к S_3 с отказом двух котельных еще не приводит к отказу всей системы, так как недоотпуск потребителям теплоты укладывается в допустимые пределы. Полный отказ системы S_6 наступает из состояния S_2 , если выйдет из строя еще либо одна сеть, либо один реактор, и из состояния S_3 , если выйдут из строя сразу все три котельные. Отсутствие в этих случаях обратных стрелок из состояния S_6 свидетельствует о переходе всей системы в невосстанавливаемую (размораживание с саморазрушением). Переход к состояниям S_4 и S_5 с отказом одной и двух турбин не нарушает минимально допустимого уровня теплоснабжения за счет резервирования отпуска теплоты непосредственно на станции. Его можно обеспечить путем подогрева сетевой воды свежим паром через РОУ. При отказе одной турбины (S_4) выход из строя реактора либо одной линии сети приводит к восстанавливаемому отказу системы. По принципу Колмогорова для каждого состояния можно записать дифференциальные уравнения, которые строятся на основе входящих и выходящих стрелок. Члены, соответствующие выходу из

состояния, берутся со знаком минус, а соответствующие входу — со знаком плюс. Каждый член уравнения определяется в виде произведения интенсивности соответствующего перехода на вероятность p того состояния, из которого осуществляется переход.

Для принятого графа рис. 6.17 соответствующие уравнения для предельных вероятных (стационарных) состояний будут иметь следующий вид:

$$\frac{\partial p_1}{\partial t} = -(4\lambda_r + 3\lambda_n + 2\lambda_c + 2\lambda_p) p_1 + \mu_n p_2 + \mu_c p_6 + \mu_r p_4 = 0;$$

$$\frac{\partial p_2}{\partial t} = -(2\lambda_n + 2\lambda_c + 2\lambda_p + \mu_n) p_2 + 2\mu_n p_3 + 3\lambda_n p_1 = 0;$$

$$\frac{\partial p_3}{\partial t} = -(\lambda_n + 4\lambda_r + 2\lambda_c + 2\lambda_p + 2\mu_n) p_3 + 2\lambda_n p_2 = 0;$$

$$\frac{\partial p_4}{\partial t} = -(\mu_r + 2\lambda_c + 2\lambda_p + 3\lambda_r + 3\lambda_n) p_4 + 4\lambda_r p_1 + \\ + \mu_c p_5 + 2\mu_r p_5 = 0;$$

$$\frac{\partial p_5}{\partial t} = -(2\lambda_r + 2\lambda_c + 2\lambda_p + 2\mu_r) p_5 + (3\lambda_r + 3\lambda_n) p_n = 0;$$

$$\frac{\partial p_6}{\partial t} = -\mu_c p_6 + (\lambda_n + 4\lambda_r + 4\lambda_c + 2\lambda_p) p_3 + \\ + (2\lambda_c + 2\lambda_p)(p_1 + p_2 + p_4) + (2\lambda_r + 2\lambda_c + 2\lambda_p) p_5 = 0.$$

Для решения полученной системы необходимо записать нормировочное уравнение

$$p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 = 1.$$

Результатом расчета является определение вероятности каждого из возможных состояний и на этой основе определение коэффициента обеспечения. Если по результатам расчета этот коэффициент оказывается ниже допустимого, то необходимо изменить соответствующие резервы, построить новый граф, записать соответствующую систему уравнений и повторить весь расчет. Таким образом, можно подобрать соответствующую величину резерва, обеспечивающую заданный уровень надежности теплоснабжения.

Проведенные данным методом расчеты показывают, что требуемый резерв котельной мощности существенно зависит от принимаемого значения коэффициента тепло-

фикации, увеличиваясь по мере его увеличения и дальности теплоснабжения. Так, при $K_{об} = 0,93$ и удаленности 30 км повышение α_T от 0,5 до 0,7 приводит к увеличению коэффициента резерва пиковой мощности K_p от 1,5 до 2. Коэффициент K_p равен отношению необходимой пиково-резервной мощности к потребной пиковой.

§ 6.4. ПРОМЫШЛЕННОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ НА БАЗЕ АТОМНЫХ ТЭЦ

Один из путей сокращения потребления органического топлива в европейской части страны — привлечение атомных ТЭЦ к покрытию технологических паровых нагрузок. Доля тепловой нагрузки, приходящаяся на технологических потребителей, достигает 1/3, причем подавляющее большинство потребителей используют пар давлением 0,8—2 МПа.

При выборе рациональных схем и определении оптимальных параметров таких систем теплоснабжения возникает необходимость учета специфических особенностей, вытекающих из природы атомных источников энергии. К числу таких важнейших особенностей относятся:

1. Полное обеспечение радиационной безопасности рабочего тела — пара, отдаваемого на производство. Это достигается применением многоконтурности схем передачи тепловой энергии, причем необходимо выдерживать такое условие, когда хотя бы в одном из теплопередающих процессов греющий теплоноситель имел давление ниже нагреваемого. Таким путем исключается перетечка теплоносителя и возможность передачи радиоактивности в промышленный пар.

2. Радиационная безопасность для окружающей среды и в связи с этим удаление атомных источников энергии на значительные расстояния от жилых массивов и промышленных предприятий.

Указанные особенности создают ряд технических затруднений при использовании влажно-паровых турбин для целей промышленного пароснабжения. Сюда прежде всего относится подбор промежуточного теплоносителя, а также обеспечение необходимого перегрева транспортируемого пара. Выбор тех или иных решений в значительной степени зависит от дальности теплоснабжения. При значительных удалениях потребителей от источников энергии эффективным может оказаться использование в качестве теплоносителя и рабочего тела воды под

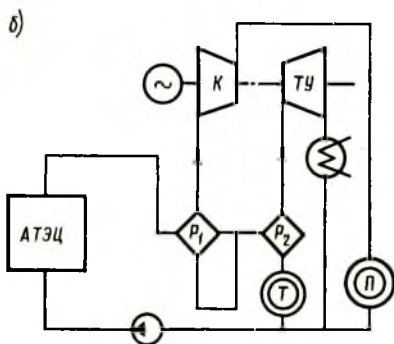
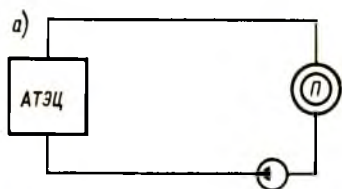


Рис. 6.18. Схемы обеспечения паром промышленных потребителей от атомной ТЭЦ:

а — прямой транспорт; *б* — сетевой водоснабжением; П — потребитель пара; Т — теплофикационная нагрузка; К — компрессор; ТУ — турбоустановка; Р — расширитель

давлением с последующим ее дросселированием и дожатием получаемого пара в специальном компрессоре. Схемы пароснабжения с прямой его подачей и с помощью воды под давлением представлены на рис. 6.18. Остающаяся после расширения горячая вода может быть использована для теплоснабжения по-

требителей низкопотенциальной теплотой (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение). При таком комплексном энергоснабжении эффективность схемы (рис. 6.18, б) в значительной степени зависит от дальности теплоснабжения и относительной доли теплоты, отпускаемой с горячей водой. Однако в этом случае возрастает недовыработка электроэнергии на тепловом потреблении, становится невозможным качественное регулирование теплофикационной нагрузки. Непосредственная подача пара потребителям от атомной ТЭЦ приводит к необходимости прокладки трубопроводов большого диаметра и к значительно большим потерям теплоты в окружающую среду, хотя общие транспортные затраты при этом могут оказаться более низкими. Все это требует проведения достаточно точного расчета характеристик процесса истечения пара и определения потерь давления и снижения температуры. Решение этой задачи усложняется изменением параметров состояния пара по длине трубы вследствие его дросселирования и потерь теплоты в окружающую среду. При этом возрастает скорость пара, снижается давление и увеличивается удельный объем. Для нахождения параметров на конечном участке длинного паропровода необходимо найти его параметры в промежуточных точках. При заданных параметрах на конце трубопровода (у потребителя) анало-

гично могут определяться параметры в начальной точке на выходе из АТЭЦ.

Промежуточные точки по длине трубопровода могут быть приняты разбивкой его на равные отрезки Δl . Общее количество расчетных точек J составит $J=L/\Delta l$, где L — общая протяженность паропровода.

Расчет параметров движущегося потока по длине трубопровода основывается на решении системы четырех уравнений: сохранение энергии, динамики, сплошности, состояния перегретого пара.

В качестве критериальных для определения потерь теплоты в окружающую среду и снижения давления используются полная энергия пара в каждой точке трубопровода $\mathcal{E}_i$ и функция давления P_i :

$$\mathcal{E}_i = h_i + \frac{w_i^2}{2000} + \sum_{i=1}^J \Delta q_{\text{пот}i} = \text{const}; \quad (6.7)$$

$$P_i = P_i + \frac{w_i^2}{2v_i} + \sum_{i=1}^J \Delta P_{\text{пот}i} = \text{const}. \quad (6.8)$$

Уравнение сплошности потока пара

$$w_i = 4Gv_i/(\pi d_{\text{в}})^2.$$

В этих уравнениях h , P , v — соответственно энтальпия, давление и удельный объем пара в i -й точке, кДж/кг,

Па, м³/кг; w — скорость движения пара, м/с; $\sum_{i=1}^J \Delta q_{\text{пот}i}$ —

суммарные удельные потери тепловой энергии в окру-

жающую среду, кДж/кг; $\sum_{i=1}^J \Delta P_{\text{пот}i}$ — суммарные поте-

ри давления пара, Па; G — массовый расход пара, кг/с; $d_{\text{в}}$ — внутренний диаметр трубопровода, м.

Потери тепловой энергии в окружающую среду на i -м участке

$$\Delta q_{\text{пот}i} = (T_i - T_{\text{н.в}}) \frac{\Delta l}{R}, \quad (6.9)$$

где T_i — температура на j -м участке, К; $T_{\text{н.в}}$ — температура наружного воздуха, К; R — суммарное термическое сопротивление радиальному тепловому потоку в трубе, м·К/кВт.

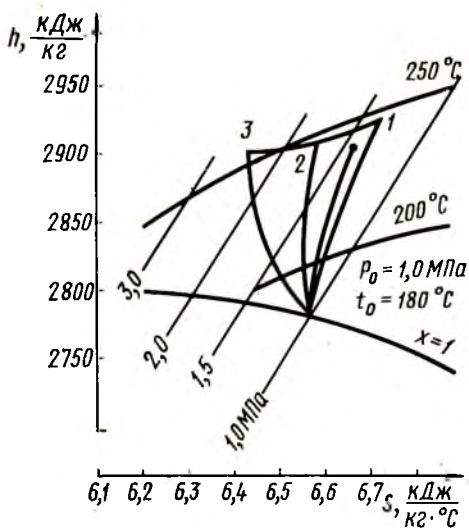


Рис. 6.19. Процессы истечения пара в длинном паропроводе ($l=50$ км):
1 — $w=15$ м/с; 2 — 19 м/с;
3 — 27 м/с

Величина R определяется в зависимости от свойства теплоизоляционного материала.

Потери давления на промежуточном участке паропровода

$$\Delta P_{\text{пот}} = (1 + \alpha) \Theta w^2 \times \frac{\Delta l}{2d_{\text{в}} v}, \quad (6.10)$$

где α — коэффициент местных потерь;

$\Theta = 0,11 [k_3 / (d_{\text{в}} 10^{-3})]^{0,25}$ — коэффициент гидравлического сопротивления; k_3 — коэффициент шероховатости трубы, мм.

Диапазон изменения параметров пара в процессе истечения невелик, поэтому для расчета процессов можно использовать упрощенные уравнения состояния. При заданных параметрах пара у потребителя расчет его состояний на промежуточных участках удобнее проводить начиная с конца паропровода. Для каждой расчетной точки участка трубопровода решается система уравнений (6.3)—(6.6) и определяются соответствующие параметры истечения. На рис. 6.19* в h - s -координатах приведены результаты расчетов параметров пара по длине паропровода при протяженности его $L=50$ км. Толщина стенки трубы 0,014 м, в качестве изоляционного материала принята стекловата толщиной 0,26 м из непрерывного волокна ($\lambda = 0,039 + 0,00035(T_{\text{п}} - 273,14)$).

Приведенные на рис. 6.19 процессы построены по промежуточным точкам для конечных скоростей 15, 19 и 27 м/с (соответственно точки 1, 2, 3). Температура окружающего воздуха принята 273,14 К. Ее повышение до 293,14°C смещает кривые влево. С учетом этого для

* Аминов Р. З., Борисенков А. Э., Петин С. М. Расчет параметров транспортируемого пара в длинных трубопроводах / Изв. вузов СССР. Энергетика. 1986. № 10. С. 57—60.

условий точки 1 слева приведен дополнительный процесс расширения. Процессы 1 и 2 идут с уменьшением энтропии в связи с преобладанием потерь на охлаждение паропровода.

Глава 7

АТОМНЫЕ СТАНЦИИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ 7.1. РАЗМЕЩЕНИЕ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ИХ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ

В ряде случаев экономической нецелесообразности или недопустимости по экономическим требованиям сжигания органических топлив оказывается целесообразным сооружение атомных станций теплоснабжения (АСТ) в диапазоне тепловых нагрузок 500—1000 МВт. При этом главной задачей является обеспечение ядерной безопасности в системе и радиоактивной чистоты перекачиваемого к жилым домам теплоносителя.

Наиболее надежной защитой окружающего АСТ района является подземное размещение реактора или всей АСТ. Подземными необходимо сооружать АСТ и при их размещении в густонаселенных районах, где необходимо создание высоконадежной радиационной защиты. Основным недостатком таких АСТ является увеличение длительности строительства и удорожание на 15—20% стоимости строительства станций.

На атомных станциях теплоснабжения для подогрева сетевой воды используются, как правило, водо-водяные реакторы при давлении теплоносителя первого контура более низком, чем в энергетических реакторах подобного типа (табл. 7.1). Низкое давление и умеренная температура теплоносителя в АСТ снижают возможность аварии при разгерметизации контура, уменьшают теплонапряженность активной зоны реактора, увеличивают надежность работы твэлов. Применение трехконтурной схемы на АСТ позволяет полностью обезопасить сетевую воду от ее лучевого загрязнения.

Это наглядно видно из схемы АСТ-500 (рис. 7.1). Первый ее контур состоит из активной зоны и теплогенерирующей секции, расположенных внутри реактора; второй (промежуточный) контур включает сетевой подо-

Таблица 7.1. Параметры атомных станций теплоснабжения

Наименование параметров	АСТ Франции	АСТ Швеции и Финляндии	АСТ-500 СССР
Тепловая мощность реактора, МВт	100	200	500
Количество контуров . .	3	3	3
Параметры первого контура:			
давление, МПа	0,85	0,7	1,6
температура на входе в реактор, °С	130	90	150
паросодержание на выходе из активной зоны, %	0	0	30
Циркуляция в первом контуре	Принудительная	Принудительная	Естественная
Давление в промежуточном контуре, МПа	1,0	1,6	1,2
Давление в сетевом контуре, МПа	0,8	0,8	1,6
Число тепловыделяющих секций	96	144	121
Энергонапряженность, МВт/м ³	74	41	30
Максимальный тепловой поток, Вт/см ²	175	70	50
Обогащение, %	4,0	2,58	1,8
Расход теплоносителя, кг/с	2600	1900	2080

греватель, циркуляционный насос и теплогенерирующую секцию; третий контур представляют собой тепловые сети, сетевой подогреватель и сетевой насос. Давление в промежуточном контуре (1,2 МПа) принимается более низким, чем в третьем (1,6 МПа), что исключает попадание радиоактивных веществ в сетевую воду, направляемую к потребителям теплоты. Постоянство давления в промежуточном контуре поддерживается с помощью компенсатора объема. Для повышения надежности охлаждения активной зоны ядерный реактор выполнен с естественной циркуляцией, исключающей аварийные остановки циркуляционных насосов первого контура. Давление в реакторе составляет 1,6—2,0 МПа, что позволяет ограничиться малой толщиной стенки корпуса (40 мм). В первом и втором контурах предусмотрены системы химической очистки воды, включающие ее деаэрацию. Подпитка тепловой сети осуществляется через специальный деаэратор с помощью подпиточного

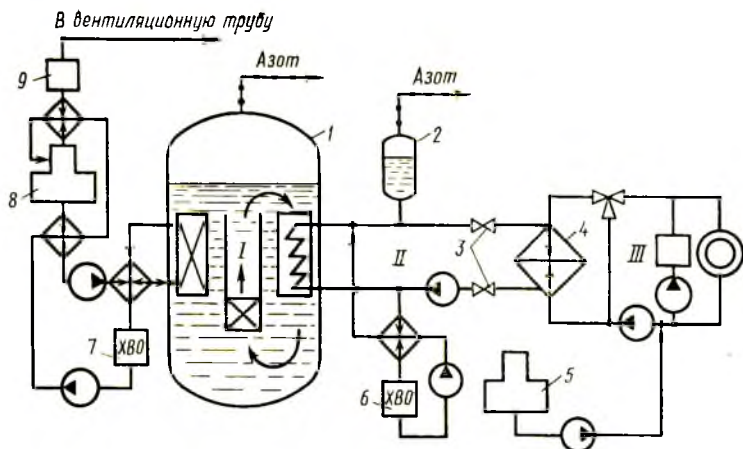


Рис. 7.1. Принципиальная схема АСТ-500:

1 — реактор; 2 — компенсатор второго контура; 3 — быстродействующая запорная арматура; 4 — сетевой подогреватель; 5 — деаэрактор подпитки тепловой сети; 6 — система очистки воды второго контура; 7 — система очистки воды первого контура; 8 — деаэрактор первого контура; 9 — система газовой очистки; I — первый контур; II — второй (промежуточный) контур; III — третий контур (тепловые сети)

насоса. Максимальная температура прямой сетевой воды после АСТ составляет 150°C .

Регулирование отпуска теплоты от АСТ заключается в автоматическом поддержании температуры воды промежуточного контура на входе в реактор равной 90°C и давлении в паровом пространстве реактора 1,6 МПа. Поддержание указанной температуры осуществляется путем изменения расхода сетевой воды через сетевые подогреватели с помощью трехходовых перепускных клапанов, установленных на выходе. Этим самым одновременно поддерживается необходимая температура воды промежуточного контура на входе в реактор при его частичных нагрузках.

Компоновка АСТ — интегральная, основной корпус реактора расположен во втором, страховочном, корпусе. Такая компоновка сокращает длину трубопровода больших диаметров. Зазор между основным и страховочным корпусами выбирается исходя из того, чтобы при разгерметизации основного корпуса активная зона реактора не оголялась.

Активная зона реактора рассчитана на длительность кампании 6—7 лет с перегрузками топлива 1 раз в 2 го-

да. Количество петель промежуточного контура принято равным трем, что обеспечивает работу реактора при 50% номинальной мощности, с отключением в аварийных случаях одной петли. Число петель промежуточного контура соответствует числу подключенных к ним систем безопасности. Промежуточный контур выполняется некипящим с принудительной циркуляцией.

Расчетный анализ аварийных ситуаций показывает высокую надежность работы АСТ-500 и ее полное соответствие повышенным требованиям радиационной безопасности.

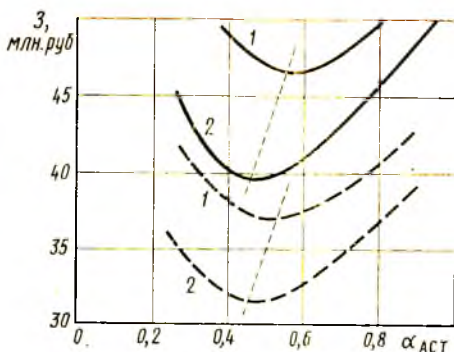
§ 7.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Одним из способов достижения высокой эффективности АСТ является их эксплуатация в базовой части графика тепловых нагрузок района, переменная же часть годового графика нагрузок покрывается специальными пиковыми водогрейными котельными. Эти котельные располагаются как в центре тепловых нагрузок, так и на площадке АСТ. Базовый режим работы АСТ вызывается особенностью их реакторных установок, не приспособленных к переменным нагрузкам из-за возможного разрушения оболочек твэлов. При размещении пиковых котельных в черте городской застройки наиболее эффективна их параллельная работа с АСТ, поскольку это сокращает расход воды в транзитных тепловых сетях и приводит к уменьшению капиталовложений в систему теплоснабжения.

Основными характеристиками теплоснабжения от АСТ являются коэффициент теплоснабжения, температурный график сети и способы регулирования отпуска теплоты потребителям. Оптимальное соотношение тепловой нагрузки АСТ и пиковых котельных определяется оптимальным значением коэффициента теплоснабжения ($\alpha_{\text{АСТ}}$). Чем ниже $\alpha_{\text{АСТ}}$, тем стабильнее режим работы реакторной установки АСТ. С другой стороны, уменьшение $\alpha_{\text{АСТ}}$ при заданном $Q_{\text{т}}$ приводит к снижению единичной мощности реактора АСТ, что повышает удельные капиталовложения. В то же время это приводит к увеличению доли пиковой нагрузки и повышает расход органического топлива в системе.

Рис. 7.2. Изменение коэффициента теплоснабжения в зависимости от тепловой нагрузки и замыкающих затрат на органическое топливо:

1 — 60 руб/т у.т.; 2 — 30 руб/т у.т.; — $Q_T = 2000$ МВт; - - - $Q_T = 1500$ МВт



Значение оптимального коэффициента теплоснабжения ($\alpha_{\text{АСТ}}$) зависит от многих факторов: удельных капиталовложений в АСТ и пиковые котельные, замыкающих затрат на ядерное и органическое топливо, величины расчетной тепловой нагрузки района, температурного графика сети и т. д.

На рис. 7.2 показан характер изменения приведенных затрат в зависимости от коэффициента $\alpha_{\text{АСТ}}$ при различных значениях расчетной тепловой нагрузки и замыкающих затрат на органическое топливо. На рис. 7.2 видно, что оптимальное значение $\alpha_{\text{АСТ}}$ от указанных факторов мало изменяется и находится в диапазоне 0,4—0,6. Чем выше стоимость органического топлива, тем больше $\alpha_{\text{АСТ}}^{\text{опт}}$, в то же время выбранное значение $\alpha_{\text{АСТ}}$ довольно сильно влияет на величину приведенных затрат в систему теплоснабжения. Так, при мощности АСТ 1500 МВт и $C_T = 30$ руб/т у. т. увеличение $\alpha_{\text{АСТ}}$ с 0,46 до 1,0 приводит к росту Z почти на 35%.

Технико-экономические расчеты эффективности АСТ показывают, что их строительство целесообразно только при значительных замыкающих затратах на органическое топливо. Так, эффективными становятся АСТ мощностью выше 250 МВт при затратах на топливо более 60 руб/т у. т. АСТ оказываются также конкурентоспособными в труднодоступных районах страны при недостатке охлаждающей воды и пр. В этих условиях, несмотря на то что удельные капиталовложения в АСТ в несколько раз выше удельных капиталовложений в котельные на органическом топливе, АСТ могут быть экономически выгодными даже при малой мощности.

Относительные значения приведенных затрат расходов топлива и металлов для различных альтернативных систем теплоснабжения по данным ВНИПИэнергопрома приведены в табл. 7.2. В сравниваемых установках использовалось следующее оборудование. На АТЭЦ установлены блоки с реакторами ВВЭР-1000 и турбинами ТК-450/500-60, ядерные котельные оборудованы реакторами АСТ-500, ТЭЦ на органическом топливе имеет блоки Т-250-240, в районной и пиковой котельной установлены котлы производительностью 755 ГДж/ч (180 Гкал/ч). Затраты на органическое топливо принимались в диапазоне 35—70 руб/т у. т., ядерного — 10—12 руб/т у. т., затраты на электрическую энергию $z_э = 0,02 \div 0,033$ руб/(кВт·ч). Коэффициент теплоснабжения для европейской части страны $\alpha_{тэц} = 0,6$. Температурный график сети — 150/70°C. Все варианты приведены к одинаковому отпуску теплоты в сеть к одинаковой выработке электроэнергии.

Из табл. 7.2 видно, что самой эффективной схемой по приведенным затратам является АТЭЦ с ПВК: схема АСТ+ПВК вызывает перерасход приведенных затрат на 25% по сравнению с АТЭЦ. По расходу ядерного топлива схема с АСТ также уступает АТЭЦ (перерасход на 20%). Вместе с тем в схемах с АСТ расходуется органического топлива на ПВК в 30 раз меньше, чем на ТЭЦ. В схеме с районными котельными расходуется органического топлива в 15 раз больше, чем в схемах с АСТ и АТЭЦ, и в два раза меньше, чем в системе ТЭЦ+ПВК. По расходу топлива наиболее выгодна схема с ТЭЦ+ПВК.

Таблица 7.2. Технико-экономическая эффективность АСТ

Показатели	АТЭЦ+ПВК	ТЭЦ+ПВК	РК+АЭС	АСТ+ПВК+ +АЭС
Приведенные затраты, %	100	120	129	125
Расход топлива, %	100	87	113	120
В том числе:				
ядерного	98	23	82	118
органического	2	64	31	2
Расход металла, %	100	128	78	103

Строительство АТЭЦ встречает, однако, серьезные трудности:

1. По условиям радиационной безопасности АТЭЦ нужно размещать на расстоянии более 30 км от черты города, что увеличивает капиталовложения в транзитные тепловые сети и затраты металла, больше чем при АСТ, в несколько раз.

2. Нерешенность проблемы тепловых и гидравлических режимов тепловой сети при совместной работе АТЭЦ и пиковой котельной, располагаемой в центре тепловых нагрузок.

3. При дальнем теплоснабжении от АТЭЦ наличие 4—6 ниток теплопроводов диаметром 1200—1400 мм, работающих под давлением 1,6 МПа и при температуре сетевой воды выше 120°C, может вызвать серьезные последствия при разрыве труб или других аварийных ситуациях.

4. Под строительство АТЭЦ большой мощности требуется отчуждение значительных площадей пахотной земли. Например, для строительства Одесской АТЭЦ нужен отвод земли в размере 150 га под площадку станции, 100—150 га под жилой поселок и 700 га для водохранилища.

5. Для нормального функционирования АТЭЦ требуются значительное количество охлаждающей воды (7—8 тыс. м³/ч) и большие затраты на сооружение водоохлаждающих устройств.

6. Длительность сроков строительства АТЭЦ; от начала проектирования до пуска станции в эксплуатацию проходит более 10 лет.

Более безопасными и требующими меньших капитальных затрат являются АСТ в связи с меньшим давлением и меньшей температурой в реакторе и первом контуре (с 16 до 1,6 МПа и с 320 до 170—200°C). Кроме того, АСТ более безопасны вследствие:

1) меньшего теплонапряжения в активной зоне реактора;

2) достаточности естественной циркуляции в первом контуре теплоносителя;

3) применения страховочного корпуса, в котором размещены реактор, активная зона и теплогенерирующая секция;

4) наличия железобетонных боксов, рассчитанных на внезапное падение самолета, взрыв на предприятиях и т. п.

Кроме того, сооружение АСТ оказывается целесообразным в средних городах с умеренной тепловой нагрузкой, где строительство АТЭЦ экономически неоправданно и для них требуется в десятки раз меньше воды.

§ 7.3. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА АТОМНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ С ДРУГИМИ ИСТОЧНИКАМИ

Строящиеся АСТ будут совместно работать в системах теплоснабжения с имеющимися там водогрейными или паровыми котельными и ТЭЦ на органическом топливе. В этих условиях, по данным ВТИ, также целесообразно от АСТ обеспечивать не всю расчетную тепловую нагрузку района, а только ее базовую часть при $\alpha_{\text{тэц}} = 0,5$. Другая половина тепловой нагрузки района должна покрываться за счет пиковых котельных и ТЭЦ на органическом топливе. Регулирование отпуска теплоты можно осуществлять качественным, количественным и смешанным (качественно-количественным) способами.

Качественный способ регулирования широко применяется при теплоснабжении от ТЭЦ, когда расход сетевой воды в тепловой сети остается постоянным, меняется только ее температура по заданному температурному графику. Условия отпуска теплоты потребителю от АСТ отличаются тем, что сетевая вода от них направляется не к потребителю, а в пиковые котельные, обеспечивающие заданный температурный график теплоснабжения. Поэтому регулирование отпуска теплоты от АСТ производится не только качественным, но и количественным методом, при котором температура воды после АСТ сохраняется постоянной, а меняется ее количество, подаваемое в пиковую котельную.

На рис. 7.3 показаны принципиальные схемы АСТ при различных методах регулирования отпуска теплоты. Здесь мощность АСТ регулируется путем изменения температуры воды после сетевого подогревателя. Это изменение температуры сетевой воды производится путем байпасирования части сетевой воды помимо сетевого подогревателя либо путем изменения температуры воды на входе в сетевой подогреватель за счет перепуска части нагретой воды в обратную.

При качественном регулировании отпуска теплоты от АСТ (схема *а*) расход сетевой воды в транзитной магистрали остается постоянным только в течение отопитель-

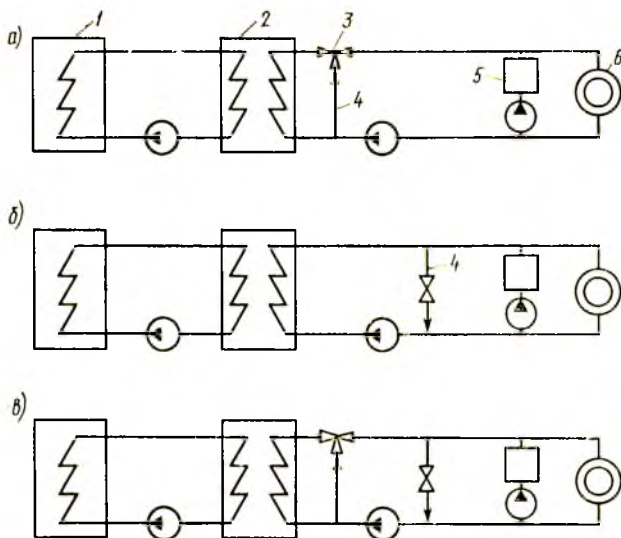


Рис. 7.3. Принципиальные схемы теплоснабжения от АСТ:

а — качественное регулирование с перемычкой из обратной линии в прямую;
б — количественное регулирование с перепуском из прямой линии в обратную;
в — качественно-количественное регулирование; 1 — реактор; 2 — сетевой подогреватель; 3 — трехходовой клапан; 4 — перемычка; 5 — байпасная котельная; 6 — потребитель теплоты

ного периода. В летний период, когда отопление выключено, температура нагрева воды снижается до $70\text{--}75^\circ\text{C}$ и сохраняется неизменной.

Так как температура теплоносителя, нагретого в реакторе АСТ остается весь период его работы почти неизменной, то изменение температуры сетевой воды на выходе из подогревателя изменяется путем перепуска части воды помимо этого подогревателя. Затем она сама смешивается с нагретой водой, приобретая заданную температуру сети.

При количественном регулировании отпуска теплоты от АСТ (рис. 7.3, б) в отопительном периоде поддерживается постоянная температура сетевой воды, равная 150°C . Постоянство этой температуры обеспечивается путем перепуска части нагретой воды после сетевых подогревателей в обратную линию (рис. 7.3, б) или путем перепуска обратной сетевой воды в подающую через трехходовой клапан (рис. 7.3, а).

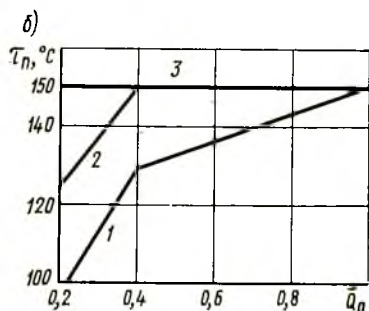
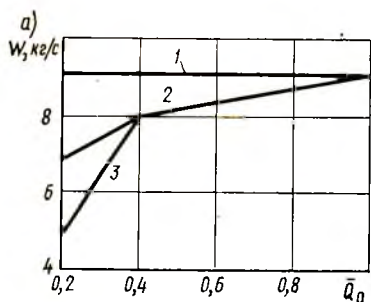


Рис. 7.4. Сопоставление расходов и температур сетевой воды от АСТ при качественном (1), количественно-качественном (2) и количественном (3) методах регулирования отпуска теплоты

При качественно-количественном регулировании отпуска теплоты от АСТ (рис. 7.3, в) в наиболее холодный период отопления, когда АСТ работают с расчетной тепловой мощностью, в подающей магистрали поддерживается постоянная температура сетевой воды, равная 150°C . При снижении тепловой мощности реактора расход сетевой воды через сетевые подогреватели сокращается путем перепуска воды из обратной магистрали в подающую через трехходовой клапан. При этом снижаются и расход, и температура сетевой воды в транзитной магистрали.

На рис. 7.4, а для рассмотренных методов регулирования сопоставлены расходы, а на рис. 7.4, б — температуры в

подающей линии транзитной магистрали. Количественный метод регулирования отпуска теплоты от АСТ оказывается самым выгодным, поскольку: 1) здесь меньший расход сетевой воды в транзитных сетях, меньший диаметр трубопроводов и их стоимость, меньше расходы на перекачку; 2) более простая эксплуатация АСТ при постоянной температуре сетевой воды в транзитной магистрали; 3) снижается расход электроэнергии на транспорт сетевой воды; 4) повышается надежность работы транзитных магистралей.

§ 7.4. РАЗВИТИЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА БАЗЕ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ

Одной из важнейших в целях экономии органического топлива является задача снабжения паром технологиче-

Таблица 7.3. Сравнительная эффективность СЦТ

Сравниваемые показатели	2 АСПТ-400+ПК на газе+АЭС	ПК на газе+АЭС
Расчетная тепловая нагрузка, МВт	1000	1000
Капитальные вложения, %	100	65
Приведенные затраты, %	100	119

ских потребителей от атомных источников теплоты. Потребность в технологическом паре составляет более 1/3 суммарной тепловой нагрузки страны. Одним из путей решения этой задачи является создание атомных станций промышленного теплоснабжения (АСПТ), которые в отличие от АТЭЦ могут располагаться вблизи крупных потребителей пара.

Основное назначение таких станций сводится к теплоснабжению промышленно-жилых комплексов (ПЖК) паром и горячей водой в любых требуемых количествах и соотношениях. Зоной эффективного использования АСПТ являются объекты с тепловыми нагрузками 1200—1400 МВт при доле паровой нагрузки от 0,25 до 0,6. При совместной работе АСПТ и АТЭЦ (АЭС) их оптимальная тепловая нагрузка составляет 3500—5000 МВт и более при доле паровой нагрузки 0,2—0,3.

Сравнительная эффективность систем централизованного теплоснабжения (СЦТ) на базе АСПТ представлена в табл. 7.3.

Системы ядерного теплоснабжения с АСТ и АСПТ имеют много общего. Обе они включают в себя водоохлаждаемые реакторы, многоконтурные схемы, обеспечивающие радиационную безопасность теплоснабжения, системы и устройства обеспечения безопасности эксплуатации. Однако для АСПТ характерны большие единичные мощности реакторов, что благоприятно сказывается на их удельных капиталовложениях, и более высокие параметры теплоносителя 1-го контура.

По конструктивному исполнению реакторные установки АСПТ могут создаваться с применением и без применения (помимо основного) страховочного корпуса. В первом случае принимается стальной монолитный основной корпус, а страховочный выполняется железобетонным, стальным монолитным либо многослойным. Во втором случае имеется только основной корпус из

напряженного железобетона или стальной многослойный. Предпочтение отдается корпусам из напряженного железобетона, обладающим целым рядом преимуществ: — отсутствием ограничений на размеры (железнодорожные габариты);

— меньшим количеством единиц сооружения (бетонная шахта реактора одновременно выполняет роль корпуса реактора, страховочного корпуса и биологической защиты);

— упрощением технологии изготовления оборудования и расширением возможной производственной базы;

— исключением возможности внезапного «хрупкого» разрушения за счет наличия арматурных элементов;

— значительным запасом несущей способности.

Особенно важно, что реакторные установки без страховочных корпусов допускают давление вырабатываемого пара до 3,5 МПа. В связи с этим АСПТ может отпускать пар давлением до 1,9 МПа при доле отпуска технологической теплоты $g_{\text{пр}} \geq 0,5$.

Несовпадение графиков промышленного и отопительного теплоснабжения выдвигает задачу обеспечения суточного и сезонного регулирования нагрузки. В связи с этим важное значение приобретает выбор соотношения мощностей основного и пиковых источников теплоты, определяющего режимы использования реакторного оборудования. Сама же реакторная установка допускает ежесуточное регулирование тепловой мощности в диапазоне от 30 до 100% номинальной при максимальной мощности плавного ее изменения 25% в час.

Основные технические характеристики различных типов АСПТ по данным ВНИПИэнергопрома приведены в табл. 7.4.

Так как преобладающей является технологическая нагрузка с потреблением пара до 1,3 МПа, то предусматривается его давление в АСПТ 1,6—2,0 МПа. Давление теплоносителя в корпусе реактора при этом должно составлять 4—5 МПа.

В табл. 7.5 приведены номинальные характеристики пара и воды, отпускаемых от АСПТ.

С понижением нагрузки АСПТ в ее контуре меняются все основные параметры: температура на входе в активную зону, давление в паровом объеме. Расход теплоносителя через активную зону при разгрузке до 30% сохраняется почти на одном уровне, а затем снижается.

Таблица 7.4. Технические характеристики установок АСПТ

Наименование характеристик	АСПТ-400	АСПТ-500	ВП-250	ВП-300
Тепловая мощность, МВт	400	500	250,0	3750
Высота активной зоны, мм	2750	3000	2000	2000
Число ТВС	91	109	61	61
Число ТВЭЛов в ТВС	240	114	297	297
Загрузка топлива по урану, т	23,7	38,7	—	—
Обогащение по ^{235}U , %	2,4	2,2	1,57	1,57
Глубина выгорания, МВт/сут, т урана	17500	16500	13900	13900
Удельное энерговыделение, МВт/м ³	32,8	31,4	40,8	48,8
Расчетная кампания топлива, лет	4	4	6	6
Число перегрузок за кампанию	2	2	3	3
Расход теплоносителя I-го контура, кг/с	1780	2204	1378	1378
Давление, МПа	4,9	5,0	4,0	5,0
Температура на входе, °C	226,1	205,4	216,9	224,1
Температура на выходе, °C	262,7	263,9	250,33	263,92
Весовое паросодержание, %	3,0	3,62	1,43	1,654

Технологические схемы отпуска теплоты от АСПТ исходя из существующих требований радиационной безопасности принимаются трех- и четырехконтурными по пару и четырехконтурными по отпускаемой горячей воде.

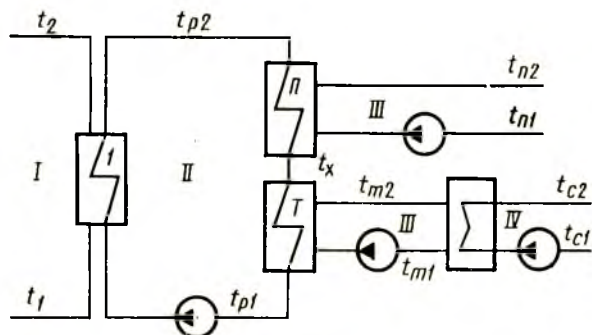


Рис. 7.5. Принципиальная схема атомной станции промышленного теплоснабжения (римскими цифрами обозначены номера контуров)

Таблица 7.5. Номинальные характеристики пара и воды, отпускаемых от АСПТ

Наименование характеристик	АСПТ-400	АСПТ-500	ВП-300	ВП-250
Тепловая мощность, МВт	400	500	300	250
Расход технологического пара, кг/с	94,4	138,9	93,19	59,7
Давление, МПа	1,96	1,96	1,6	1,6
Температура, °С	225	225	220	220
Доля технологической нагрузки, %	60	75	81,7	62,8
Расход сетевой воды, кг/с	472,5	491	97,2	171,7
Давление, МПа	1,6	1,6	1,6	1,6
Температура, °С	150	150	150	150

Одна из возможных схем АСПТ представлена на рис. 7.5. Отпуск технологического пара здесь осуществляется из 3-го контура, а коммунально-бытовой теплоты — из 4-го. Введение дополнительного 4-го контура для теплофикационной отопительной нагрузки позволяет добиться абсолютной безопасности и полного исключения попадания в систему теплоснабжения теплоносителя первого контура.

В общем случае возможен транспорт теплоты от АСПТ и с помощью одного теплоносителя (пара или перегретой воды). Однако более надежной является схема с раздельным транзитом технологического пара и горячей воды. В этом случае в зависимости от структуры промышленного теплоснабжения и графиков нагрузки целесообразной может оказаться схема с транспортом пара двух давлений. Такая схема оправдывается в ПЖК, где имеются различные потребители пара низкого и повышенного давлений (0,5 и 1,5 МПа).

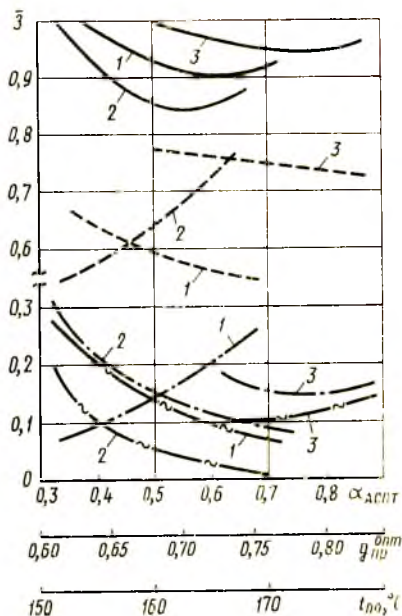
При проектировании АСПТ оптимальные параметры теплоснабжения выбирают по условиям конкретного района (агломерации). Для этого необходимо вначале определить коэффициент теплоснабжения каждого потребителя, равный отношению отпускаемого ему от АСПТ количества теплоты $Q_{\tau}^{\text{АСПТ}}$ к его расчетной тепловой нагрузке $Q_{\tau\text{с}}$, т. е.

$$\alpha_{\tau} = Q_{\tau}^{\text{АСПТ}} / Q_{\tau\text{с}}. \quad (7.1)$$

По значению коэффициента теплоснабжения α_{τ} далее определяют потребную мощность всех пиковых источни-

Рис. 7.6. Относительное изменение переменной части приведенных затрат от основных параметров и характеристик АСПТ:

— суммарные затраты;
 --- переменная часть капиталовложений по системе теплоснабжения;
 - - - годовые топливные затраты ПВК;
 ~~~~~ годовые топливные затраты ПК;  
 1, 2, 3 — переменная часть затрат, зависящая соответственно от  $g_{пр}$ ,  $\alpha_{АСПТ}$ ,  $t_{пр}$



ков. После этого с учетом потребного соотношения  $g_{пр}$  промышленных и теплофикационных нагрузок находят оптимальные значения температуры прямой сетевой воды со станции  $t_{пр}$ , при которых затраты по всей СЦТ оказываются минимальными. Изменение переменной ча-

сти затрат при варьировании каждой из указанных характеристик, подтверждающее наличие их оптимальных значений, показано на рис. 7.6.

Оптимальные значения коэффициента теплоснабжения  $\alpha_t$  по общей нагрузке, доли паровой нагрузки станции  $g_{пр} = Q_{п}^{АСПТ} / Q_{\Sigma}^{АСПТ}$ , а также коэффициенты парового  $\alpha_n$  и коммунально-бытового  $\alpha_t$  теплоснабжения для различных значений замыкающих затрат на топливо  $C_t$  приведены в табл. 7.6.

Здесь в качестве критерия оптимума указанных величин принимается минимум переменной части приведенных затрат, которые включают в себя затраты в АСПТ, паровую и водяную пиковые котельные, затраты в транзитные паровые и водяные сети, а также затраты в химводоочистку. Во всех вариантах принимались одинаковыми: суммарная максимальная тепловая нагрузка района  $Q_{\Sigma}^T$ , доля паровой нагрузки в общей по району, годовые графики теплопотребления района по продолжительности и параметры технологического целевого теплоносителя, а также расстояния до потребителя теплоты.

Таблица 7.6. Оптимальные параметры теплоснабжения от АСПТ\*

| Исследуемые характеристики и параметры                                  | Соотношение удельных капиталовложений $k_{\text{АСПТ}}/k_{\text{ПК}}$ |      |      |        |      |      |        |      |      |
|-------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|------|------|--------|------|------|--------|------|------|
|                                                                         | 150/20                                                                |      |      | 150/60 |      |      | 250/60 |      |      |
| Закрывающие затраты на органическое топливо $C_{\text{т}}$ , руб/т у.т. | 45                                                                    | 75   | 90   | 45     | 75   | 90   | 45     | 75   | 90   |
| Доля паровой нагрузки $g_{\text{пр}}^{\text{опт}}$                      | 0,8                                                                   | 0,69 | 0,67 | 0,75   | 0,71 | 0,68 | 0,8    | 0,77 | 0,73 |
| Коэффициенты теплоснабжения:                                            |                                                                       |      |      |        |      |      |        |      |      |
| общий $\alpha_{\text{АСПТ}}^{\text{опт}}$                               | 0,4                                                                   | 0,6  | 0,65 | 0,52   | 0,63 | 0,72 | 0,41   | 0,47 | 0,54 |
| по производственному парку $\alpha_{\text{п}}^{\text{опт}}$             | 0,53                                                                  | 0,68 | 0,73 | 0,65   | 0,75 | 0,81 | 0,54   | 0,59 | 0,66 |
| по теплофикационной нагрузке $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$           | 0,2                                                                   | 0,46 | 0,54 | 0,92   | 0,46 | 0,57 | 0,21   | 0,27 | 0,36 |
| Температура прямой сетевой воды $t_{\text{пр}}^{\text{опт}}$ , °С       | 140                                                                   | 177  | 197  | 164    | 179  | 192  | 141    | 149  | 165  |

\* Дербова О. В. Оптимизация параметров и характеристик АСПТ: Дисс. канд. техн. наук. Саратов, 1986, — 165 с.

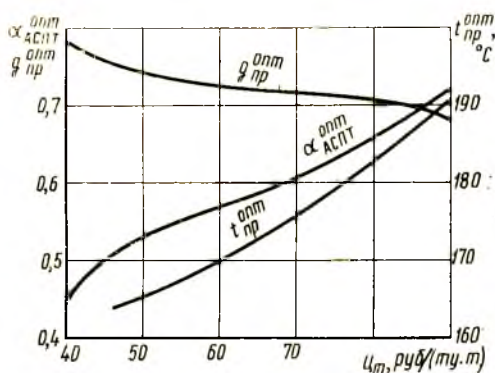


Рис. 7.7. Результаты совместной оптимизации параметров и характеристик при удельных капиталовложениях в АСПТ, ПК и ПВК соответственно 150, 60 и 20 руб/кВт

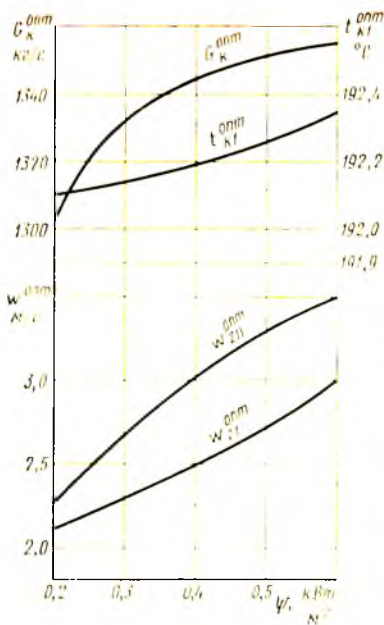


Рис. 7.8. Результаты совместной оптимизации группы параметров и характеристик АСПТ

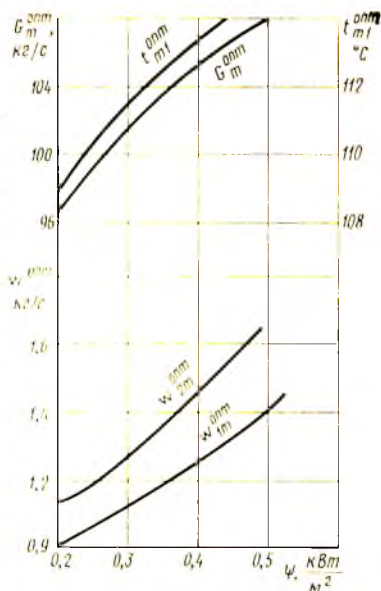


Рис. 7.9. Результаты совместной оптимизации ряда параметров и характеристик АСПТ

Результаты совместной оптимизации параметров и характеристик СЦТ и АСПТ при удельных капиталозатратах в АСПТ, ПК и ПВК соответственно 150, 60 и 20 руб/кВт представлены на рис. 7.7.

Характерной особенностью АСПТ является необходимость установки большого количества теплообменного оборудования. Для уменьшения капитальных затрат в это оборудование необходимо оптимизировать температуры теплоносителей и их скорости в каждом аппарате. Оптимальные значения расхода теплоносителя во втором промежуточном контуре  $G_{к, опт}$ , температуры воды на входе в насос промежуточного контура  $t_{к1}$ , а также скорости теплоносителя в теплообменнике между первым и вторым контурами  $\omega_{21}$  и в испарительной части парогенератора  $\omega_{2п}$  для тех же АСПТ приведены на рис. 7.8.

На рис. 7.9 представлены результаты совместной оптимизации расхода теплоносителя  $G_{т, опт}$  в промежуточном контуре низкого давления АСПТ, его температуры  $t_{т1, опт}$  на входе в циркуляционный насос, а также скоро-

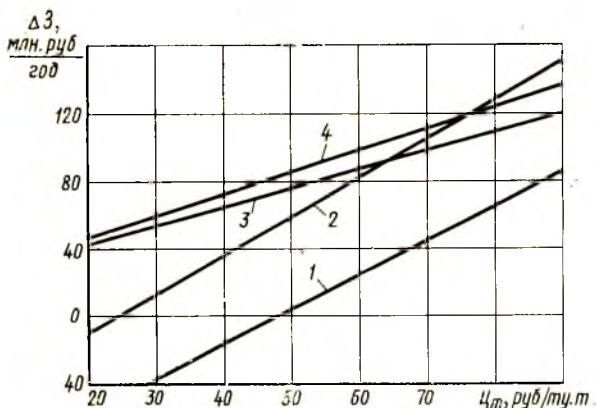


Рис. 7.10. Сравнительная эффективность вариантов на базе АСПТ, промышленно-отопительной АТЭЦ (ПАТЭЦ) и отопительной АТЭЦ по сравнению с котельной на органическом топливе:

1 — вариант АСПТ  $K_{АСПТ}^{уд}=300$  руб/(кВт(т)); 2 — то же  $K_{АСПТ}^{уд}$  руб/(кВт(т)); 3 — АТЭЦ отопительного типа; 4 — промышленно-отопительная АТЭЦ

сти теплоносителей в теплообменнике  $T$  (см. рис. 7.5) со стороны второго  $\omega_{1т}^{опт}$  и третьего  $\omega_{2т}^{опт}$  контуров.

Расчеты производить для АСПТ с реакторной установкой мощностью 300 МВт для различных исходных стоимостных данных, определяемых комплексом

$$\psi = p C_F (c_3 \tau), \quad (7.2)$$

где  $C_F$ ,  $c_3$ ,  $\tau$  — соответственно удельная стоимость самой дорогой поверхности теплообмена, затраты в замещаемую электроэнергию и число часов работы установки в году;  $p$  — коэффициент, представляющий сумму нормативного коэффициента эффективности и коэффициента, учитывающего амортизационные отчисления на текущий и капитальный ремонты.

Эффективность использования АСПТ для развития систем централизованного теплоснабжения в значительной степени зависит от уровня концентрации теплового потребления, соотношения паровой и коммунально-бытовой нагрузки, а также от стоимости вытесняемого из топливно-энергетического баланса топлива, удельной стоимости самой АСПТ.

Сравнительная эффективность использования атомных энергоисточников по сравнению с органическими показана на рис. 7.10.

Расчеты производились для трех альтернативных вариантов развития ЦТ условного района А: на базе АСПТ, на базе отопительной АТЭЦ с реакторами ВВЭР и турбинами ТК-450-60, а также вариант с промышленно-отопительной АТЭЦ при различной удельной стоимости АСПТ. Из рисунка видны те области, где АСПТ может быть конкурентоспособна с АТЭЦ, причем границы этих областей зависят в основном от стоимости замыкающего топлива и удельной стоимости АСПТ.

## Глава 8

### ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

#### § 8.1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Значительную экономию топлива возможно получить при рациональном использовании низкопотенциальной тепловой энергии, сбрасываемой от различных технологических установок в окружающую среду. Использование тепловых отходов промышленных предприятий и природной низкопотенциальной энергии (термальных вод и других источников) в количестве 375—420 млн. ГДж/год с помощью теплонасосных станций (ТНС) может дать экономию органического топлива в размере 15—17 млн. т у. т. в год [12].

Решение этой проблемы возможно путем создания крупных ТНС, включающих в себя тепловые насосы с электрическим приводом единичной мощностью 3—25 МВт (т) и пиковые котлы. Их тепловая мощность может достигать 150—200 МВт (т) и выше.

Наличие мощных источников теплоты в виде вторичных энергоресурсов предприятий позволяет создавать на их базе крупные теплоснабжающие системы, включающие парокompрессорные теплонасосные установки (ТНУ), пиковые годогрейные котлы и баки-аккумуляторы. Имеется также возможность использования ТНУ для снижения температуры обратной сетевой воды в систе-

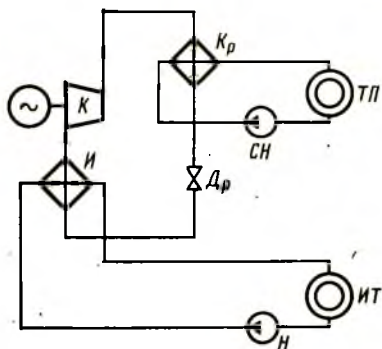


Рис. 8.1. Принципиальная схема теплоснабжения от ТНУ:

$K$  — компрессор;  $И$  — испаритель;  $K_p$  — конденсатор;  $Др$  — дроссель;  $ТП$  — тепловой потребитель;  $ИТ$  — источник низкпотенциальной теплоты;  $СН$  — сетевой насос;  $Н$  — насос

мах водоснабжения, что обеспечивает уменьшение капиталовложений в тепловые сети, увеличение отборов низкого давления на ТЭЦ.

Принципиальная схема ТНУ показана на рис. 8.1. Здесь рабочее тело (фреон) компрессором  $K$  сжимается до заданной температуры и направляется в конденсатор  $K_p$ , где фреон конденсируется, нагревая сетевую воду. Фреоновый конденсат проходит через дроссель  $Др$ , где снижает давление, частично испаряется и снижает свою температуру, а затем направляется в испаритель. В испарителе  $И$  фреон нагревается теплоносителем, перекачиваемым насосом  $Н$  от низкпотенциального источника  $ИТ$ , и испаряется. Полученный в  $И$  фреоновый пар засасывается в компрессор  $K$ , где он снова сжимается, повышая от этого свою температуру, и направляется для нагрева сетевой воды в  $K_p$ . Сетевая вода от потребителя  $ТП$  насосом  $СН$  подается в конденсатор  $K_p$  теплонасосной установки, где нагревается там до нужной для отопления температуры ( $60\text{--}80^\circ\text{C}$ ).

Количество теплоты заданного потенциала, вырабатываемое в ТНУ, определяется по формуле

$$Q_{гор}'' = k_t L_{ц}, \quad (8.1)$$

где  $L_{ц}$  — работа, затрачиваемая в цикле ТНУ;  $k_t$  — коэффициент трансформации теплоты, равный

$$k_t = \frac{T_{гор}}{T_{гор} - T_{ис}} \eta_{ТНУ}. \quad (8.2)$$

Здесь  $T_{гор}$  — абсолютная температура нагрева теплоносителя, К;  $T_{ис}$  — тоже низкпотенциального источника теплоты, К;  $\eta_{ТНУ}$  — относительный КПД теплонасосной установки.

При температуре теплоносителя из низкопотенциального источника 10—15°C реально достижимый коэффициент трансформации ТНУ составляет 3,0—4,0. Это дает возможность более чем в три раза снизить расход электроэнергии на отопление по сравнению с электродотами.

Экономия топлива от использования ТНС получается как разность между расходом топлива в районной котельной и ее расходом на выработку электроэнергии, израсходованной в ТНС на заданный отпуск теплоты потребителю. Она зависит от температуры нагрева сетевой воды и температуры низкопотенциального источника и достигает 20—25% в закрытых и 28—33% в открытых системах теплоснабжения. На базе серийных холодильных машин создается перспективный ряд типоразмеров парокомпрессионных ТНУ для централизованного теплоснабжения.

Основные их характеристики приведены в табл. 8.1. Как видно из таблицы, максимальная тепловая мощность ТНУ составляет 29 МВт(т) при расходе электроэнергии 8,1 МВт и нагреве сетевой воды в конденсаторах ТНУ до 85°C.

На рис. 8.2 приведена принципиальная схема теплоснабжения от ТЭЦ с установкой ТНУ для частичного использования теплоты обратной сетевой воды. В этой схеме обратная сетевая вода от потребителя разделяется перед ТНУ на два потока. Первый поток охлаждается в испарителях ТНУ и направляется на ТЭЦ при пониженной температуре обратной сетевой воды. Второй поток обратной сетевой воды нагревается в конденсаторах ТНУ и подается в прямую сеть для теплоснабжения потребителей. Поступившая на ТЭЦ охлажденная обратная сетевая вода, как имеющая низкую температуру,

Таблица 8.1. Характеристика ТНУ

| Тип ТНУ | Режим работы |            | Теплопроизводительность, МВт(т) | Потребляемая мощность, МВт | Базовый тип холодильной машины |
|---------|--------------|------------|---------------------------------|----------------------------|--------------------------------|
|         | $t_0$ , °C   | $t_K$ , °C |                                 |                            |                                |
| ТН-2,5  | 5            | 70         | 3,1                             | 0,75                       | ТХМВ-2000                      |
| ТН-5,0  | 5            | 70         | 5,8                             | 1,5                        | ТХМВ-4000                      |
| ТН-10/1 | 5            | 85         | 11,6                            | 3,5                        | АТП5-5/3                       |
| ТН-10/2 | 20           | 85         | 11,6                            | 3,2                        | ТХМВ-8000                      |
| ТН-25   | 20           | 85         | 29,0                            | 8,1                        | АТП5-5/3                       |

Примечание. Для всех типов ТНУ рабочим телом является R12.

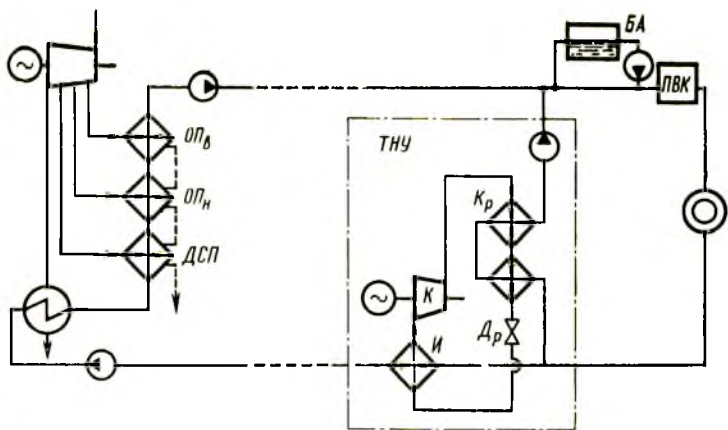


Рис. 8.2. Принципиальная схема теплоснабжения от ТЭЦ и ТНУ с частичным использованием теплоты обратной сетевой воды:

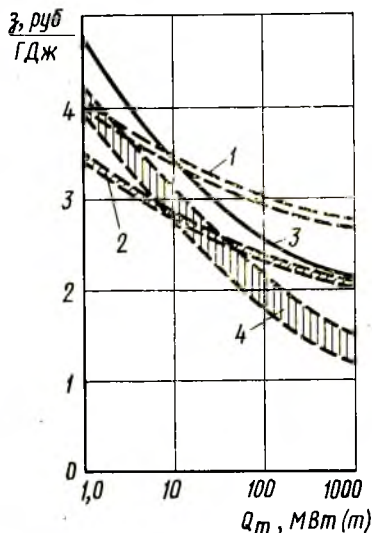
ОП<sub>в</sub> — основной сетевой подогреватель верхний; ОП<sub>н</sub> — основной сетевой подогреватель нижний; ДСП — дополнительный сетевой подогреватель; ТНУ — теплонасосная установка; К — компрессор; И — испаритель; Кр — конденсатор; Др — дроссель; БА — бак-аккумулятор; ПВК — пиковый водогрейный котел

может нагреваться в конденсаторе турбины (встроенном пучке), а затем уже последовательно в дополнительном и двух основных сетевых подогревателях. Нагретая здесь сетевая вода по прямой транзитной магистрали поступает к пиковому водогрейному котлу, где смешивается с горячей водой от ТНУ, догревается до нужной по графику температуры и подается к тепловым потребителям.

Снижение температуры обратной сетевой воды позволяет на ТЭЦ расширить диапазон ступенчатого подогрева сетевой воды за счет установки дополнительного сетевого подогревателя, питаемого паром нерегулируемых отборов низкого давления, и достигнуть значительного увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении. При этом намного сокращаются расход циркуляционной воды и затраты электроэнергии на циркуляционные насосы, снижается стоимость системы технического водоснабжения ТЭЦ. Увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении и снижение расхода энергии на собственные нужды ТЭЦ значительно превышают ее затраты на привод компрессоров ТНУ. При большом радиусе присоединения тепловых потребителей дополнительный расход капитальных вложений в

Рис. 8.3. Зависимость удельных приведенных затрат ТНС и котельных от тепловой нагрузки и вида топлива:

1 — удельные приведенные затраты в котельных на твердом топливе; 2 — то же, на газе; 3, 4 — удельные приведенные затраты в ТНС работающие на базовой и «провальной» электроэнергии



в ТНС перекрывается экономией капитальных вложений в магистральные тепловые сети.

Технико - экономические расчеты эффективности системы ТЭЦ+ТНУ показывают целесообразность их установки для теплоснабжения удаленных на 15 км и более тепловых потребителей. При малых дальностях теплоснабжения от ТЭЦ введение ТНУ не оправдывается.

На рис. 8.3 показана зависимость приведенных затрат систем теплоснабжения с ТНУ и районными котельными от расчетной тепловой нагрузки и вида топлива. Как видно, при тепловых нагрузках 5—10 МВт(т) ТНУ по удельным приведенным затратам оказываются разноэкономичными с районными котельными, сжигающими твердое топливо или мазут. При сравнении с районными котельными, использующими природный газ, ТНУ эффективны только при потреблении «провальной» электроэнергии от маневренных ТЭЦ при тепловых нагрузках 20—70 МВт(т) и выше. С ростом тепловых нагрузок эффективность ТНУ увеличивается. При сравнении с теплоснабжением от ТЭЦ во всем диапазоне числа часов использования установленной мощности системы ТНС+РК оказывается невыгодной.

## § 8.2. ДАЛЬНЕЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ С КОНВЕРСИЕЙ ГАЗА

При использовании АЭС с ВВЭР и РБМК практически невозможно отдавать в сеть высокотемпературные теплоносители для нужд промышленности. Кроме того, обеспечение теплотой мелких и средних потребителей с

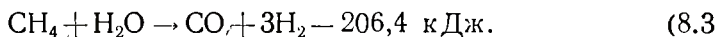
нагрузкой менее 500 МВт(т), а также удаленных на десятки километров от АТЭЦ и АСТ оказывается экономически невыгодным.

Значительные трудности возникают также при отдаче в сеть технологического пара повышенных параметров на базе освоенных энергетических реакторов. Вместе с тем около 30% общего потребления органического топлива приходится на высокотемпературную промышленную технологию, требующую пар повышенных параметров. По этим причинам в недалеком будущем ожидается применение на промышленных АТЭЦ реакторов типа ВТГР, позволяющих отдавать теплоту при температуре 800°C и выше. Однако такие реакторы очень дороги и их использование экономически оправдывается только на АТЭЦ большой мощности. Достигнуть же большой мощности АТЭЦ можно только увеличением радиуса теплоснабжения, чтобы охватить больше потребителей.

Широкое энерготехнологическое и энергетическое использование ВТГР может быть достигнуто путем создания атомных энерготехнологических станций дальнего теплоснабжения (АСДТ) на основе паровой каталитической конверсии метана и аммиака. Достоинством таких хемотермических систем являются: освоенность промышленностью паровой каталитической реакции конверсии метана; высокие скорости протекания реакций; низкая коррозионная активность. Строительство таких АСДТ позволяет решить также проблему промышленного теплоснабжения рассредоточенных потребителей, обеспечить экологическую и радиационную защиту потребителей.

На рис. 8.4 показана принципиальная тепловая схема АСДТ на основе реактора ВТГР. Станция состоит из теплоаккумулирующей, теплопередающей и теплоиспользующих частей.

В теплоаккумулирующей части станции тепловая энергия ядерного реактора от гелиевого теплоносителя передается в конверсионную установку для каталитической паровой конверсии метана, происходящей по реакции



Конвертированные газы  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  проходят через теплообменник-утилизатор 5, охлаждаются и компрессорами подаются в магистральные газопроводы 8, из которых они поступают в теплоиспользующую часть системы,

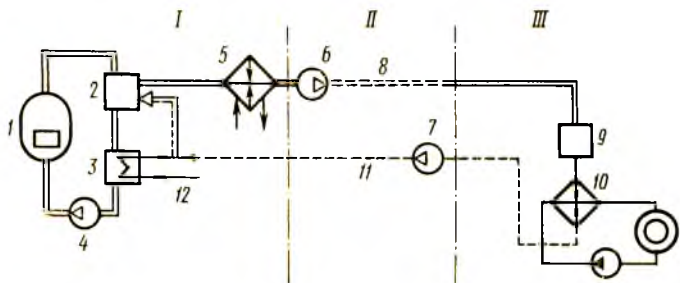


Рис. 8.4. Принципиальная тепловая схема АСДТ на основе ВТГР:

I — теплоаккумулирующая часть; II — теплопередающая часть; III — тепло-выделяющая часть и теплоиспользующая часть; 1 — ВТГР; 2 — конверсионная установка; 3 — парогенератор технологического пара; 4 — газодувка; 5 — теплообменник-утилизатор; 6, 7 — компрессоры конвертированного и метанированного газа; 8 — конвертированный газ; 9 — метанатор; 10 — теплообменник; 11 — метанированный газ; 12 — вода на конверсию метана

находящуюся близ потребителей. В теплоиспользующей части в специальных метанаторах 9 происходит реакция синтеза метана и выделяется теплота с температурой до  $700^{\circ}\text{C}$ :



Эта теплота через теплообменник 10 передается теплоносителю для нужд потребителя. После охлаждения метан возвращается компрессором 9 по газопроводу 11 в теплоаккумулирующую часть. Выделившаяся при реакции вода используется у потребителя.

Исследования по определению технико-экономической эффективности АСДТ показали конкурентоспособность таких установок по сравнению с традиционными источниками теплоснабжения на органическом и ядерном топливах (включая АТЭЦ).

Эффективность АСДТ зависит от доли промышленной нагрузки потребителей, их плотности размещения и концентрации нагрузки. Область эффективного применения АСДТ находится в интервале тепловых нагрузок 6—15 тыс. МВт(т). Экономический радиус охвата потребителей централизованным теплоснабжением от АСДТ этой мощности находится в пределах 100—200 км. При дальности теплоснабжения менее 80 км применение таких систем не оправдывается. Эффективность АСДТ зависит также от выбранных схем и параметров всех составных частей: теплоаккумулирующей, теплопередающей и теплоиспользующей.

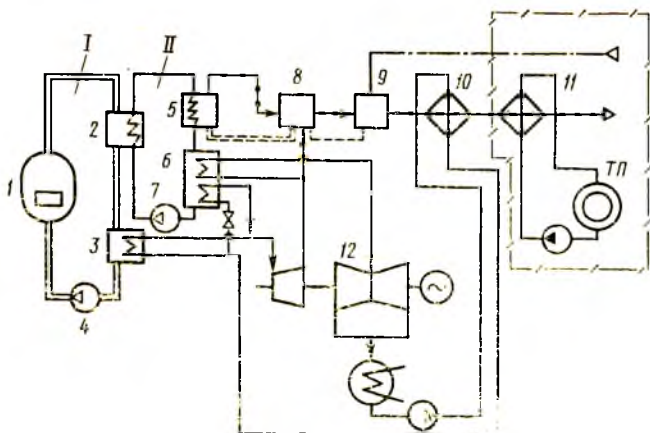


Рис. 8.5. Принципиальная схема теплоаккумулирующей части АСДТ с комбинированной выработкой теплоты и электроэнергии. 1 — ВТГР; 2 — промежуточный теплообменник; 3, 6 — парогенератор; 4, 7 — газодувки; 5 — конверсионная установка; 8 — подогреватель паровой смеси; 9 — подогреватель газовой смеси; 10, 11 — подогреватели питательной и сетевой воды; 12 — паровая турбина

Многообразие схем теплоаккумулирующей части АСДТ определяется параметрами процесса конверсии (соотношением пар/метан, температурой, давлением в реакционном объеме), а также соотношением тепловых мощностей конверсионной установки и парогенератора, тепловой схемой паротурбинной установки, схемами утилизации теплоты.

На рис.8.5 показана принципиальная схема АСДТ с комбинированной выработкой теплоты и электроэнергии. Здесь за счет теплоты нагреваемого в реакторе гелия происходит конверсия метана и производится водяной пар для выработки электроэнергии в паротурбинной установке. Как видно из рисунка, схема трехконтурная. В контуре I циркулирует высокотемпературный теплоноситель (гелий), в контуре II — промежуточный теплоноситель. В контуре III два теплоносителя: водяной пар и метан. Тепловая схема процесса метанирования и использования теплоты, показанная на рисунке, является двухцелевой, она одновременно обеспечивает производство теплоты и электроэнергии.

При выборе рациональных схем и параметров АСДТ предварительно находят оптимальное распределение тепловой мощности реактора между конверсионной установкой и парогенератором турбинной установки, а также

оптимальный режим проведения реакции конверсии метана, включая определение оптимального соотношения пар/метан ( $\alpha$ ). Оптимальное соотношение тепловых мощностей конверсионной установки и парогенератора турбинной установки зависит от температуры гелия на входе в парогенератор и величины  $\alpha$ .

С ростом температуры гелия на входе в парогенератор увеличивается мощность паротурбинной установки и теплоаккумулирующей части АСДТ и одновременно уменьшается теплота метанированного газа, что приводит к росту поверхности нагрева и капиталовложений в парогенератор. По этим причинам распределение теплоты реактора между конверсионной установкой и парогенератором имеет определенный оптимум. Соотношение пар/метан ( $\alpha$ ) стремятся иметь максимальным, так как при этом увеличивается мощность турбины и снижаются капиталовложения в парогенератор. Ограничением здесь является лишь возможность выпадения свободного углерода, появляющегося при снижении  $\alpha$ . Наиболее благоприятными условиями работы технологической части конвертированной установки оказываются при соотношении пар/метан ( $\alpha$ ), равном 2:1. При этом оптимальное значение температуры гелия на входе в парогенератор составляет 700—710°C. Для определения эффективности АСДТ по сравнению с ТЭЦ и районными котельными на органическом топливе были проведены технико-экономические расчеты при следующих исходных данных: удельные капиталовложения в теплоаккумулирующую часть АСДТ с тепловой мощностью реактора 2500 МВт — 200 руб/кВт(т), удельные капиталовложения в теплоиспользующую часть — 60, в ТЭЦ — 200 и в РК-30 — 60 руб/МВт(т). Полученные данные по экономии приведенных затрат ( $\Delta Z_{\text{АСДТ}}$ ) в энергосистеме в зависимости от стоимости на органическое топливо показаны на рис. 8.6.

Из рисунка видно, что АСДТ становится экономически выгодной в рассмотренном случае только при затратах на топливо 70—100 руб/т у. т. При этом экономически оправданный радиус централизованного теплоснабжения потребителей от АСДТ на базе конверсии составляет 100—250 км, а ближайших теплопотребителей по обычной схеме — 25—30 км. Удельные приведенные затраты на транспорт теплоты (в химически связанном состоянии) здесь в 1,2—1,3 раза ниже чем при водяных тепловых сетях.

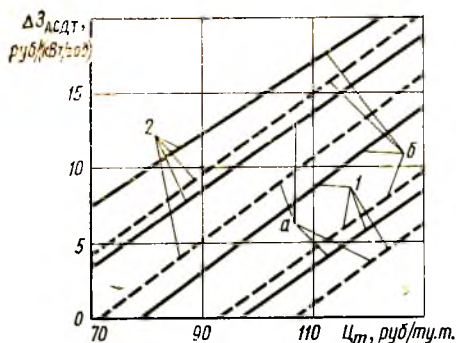


Рис. 8.6. Зависимость изменения приведенных затрат от замыкающих затрат на органическое топливо:

1 —  $Q_p = 2500$  МВт; 2 —  $Q_p = 10000$  МВт; а — вариант ТЭЦ; б — вариант РК

### § 8.3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ДЛЯ НУЖД ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основными возобновляемыми источниками энергии на земле являются энергия солнечного излучения и теплота недр Земли. Изучением рационального использования солнечной энергии для нужд народного хозяйства страны занимается гелиоэнергетика, а тепловой энергией Земли — геотермальная энергетика. Для нужд теплоснабжения используется как солнечная энергия, так и энергия недр Земли. Энергия, поступающая на Землю от Солнца, в полторы тысячи раз больше всей энергии, потребляемой человечеством. Благодаря солнечной энергии возникает круговорот воды и воздуха в природе, который используется на гидроэлектростанциях в ветроэнергетических установках.

Сложность использования энергии Солнца вызывается низкой плотностью светового потока. На каждый квадратный метр поверхности Земли приходится солнечной энергии всего 100—200 Вт. Для получения большой мощности необходима концентрация солнечной энергии с помощью огромной поверхности зеркал и большая площадь Земли для их размещения. Так, солнечная электростанция СЭС мощностью 1000 МВт требует 35—85 км<sup>2</sup> Земли. Кроме того, для потребления энергии в темное время суток необходимо еще создание на СЭС ее аккумуляторов.

Одним из перспективных направлений крупномасштабного производства электрической и тепловой энергии за счет солнечной энергии является ее использование с помощью цикла Ренкина. Такая СЭС состоит из

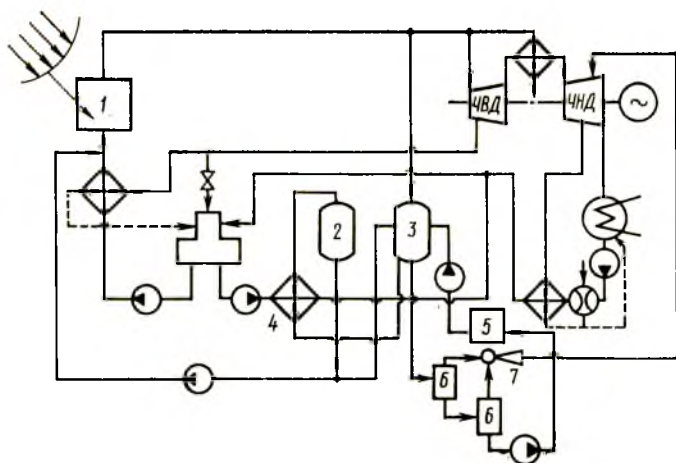
концентраторов солнечной энергии (гелиостатов), парогенераторов для производства пара и турбоагрегатов со вспомогательным оборудованием для выработки электрической энергии. Первая в СССР СЭС мощностью 5 МВт построена в Крыму. Принципиальная ее тепловая схема показана на рис. 8.7. Здесь установлено 1600 гелиостатов площадью 40 тыс. м<sup>2</sup>. Гелиостаты с помощью автоматических устройств поворачиваются вслед за движением Солнца и концентрируют солнечную энергию на парогенератор, расположенный в центральной башне высотой 70 м. Генерируемый пар давлением 4 МПа и температурой 250°C из парогенератора направляется в турбину для производства электрической и тепловой энергии традиционным способом. Для возможности выработки электроэнергии в пасмурные дни и в ночное время на СЭС-5 установлены водяной и паровой аккумуляторы, парогенератор системы теплового аккумулирования и другое вспомогательное оборудование.

Основные технические характеристики СЭС-5 приведены ниже.

#### Основные проектные характеристики СЭС-5

| Наименование показателей                                 | Величина               |
|----------------------------------------------------------|------------------------|
| Установленная электрическая мощность . .                 | 5 МВт                  |
| Параметры пара:                                          |                        |
| давление . . . . .                                       | 4 МПа                  |
| температура . . . . .                                    | 250 °С                 |
| Число часов работы в году . . . . .                      | 1920                   |
| Средняя интенсивность солнечного излучения . . . . .     | 770 Вт/м <sup>2</sup>  |
| Количество гелиостатов . . . . .                         | 1600 шт.               |
| Зеркальная площадь гелиостата . . . . .                  | 25 м <sup>2</sup>      |
| Общая площадь поверхности зеркал . . . .                 | 40 тыс. м <sup>2</sup> |
| Площадь застройки . . . . .                              | 15,1 га                |
| Расход электроэнергии на собственные нужды . . . . .     | 15,3%                  |
| КПД электростанции . . . . .                             | 0,32%                  |
| Удельные капиталовложения . . . . .                      | 5870 руб/кВт           |
| Себестоимость отпущенной электрической энергии . . . . . | 49 коп/(кВт·ч)         |

В США строится первая СЭС башенного типа «Солар-1» мощностью 10 МВт, во Франции — СЭС «Темис» мощностью 2,5 МВт, в ФРГ запроектирована СЭС мощностью 20 МВт. В настоящее время электрическая энергия, получаемая на СЭС, дороже, чем на топливных



Р и с. 8.7. Принципиальная тепловая схема СЭС-5:

1 — солнечный парогенератор; 2 — промежуточный аккумулятор горячей воды; 3 — пароводяной аккумулятор; 4 — парогенератор системы теплового аккумулялирования; 5 — аккумулятор воды; 6 — расширители; 7 — эжектор

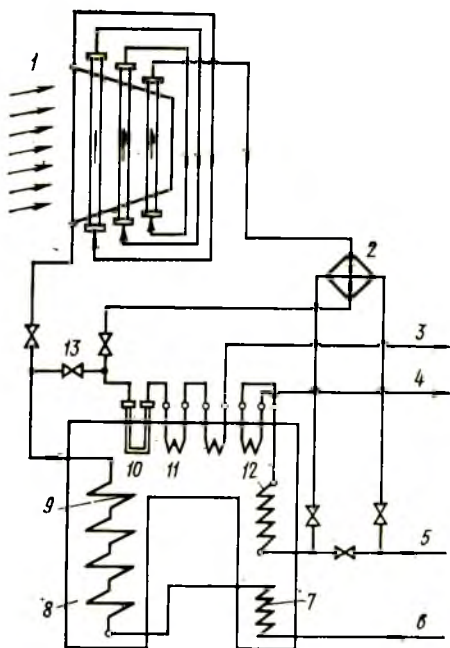
электростанциях, из-за больших капитальных вложений (6000—14 000 руб/кВт) и сложности эксплуатации гелиостатов.

Для удешевления строительства и снижения себестоимости энергии, получаемой на СЭС, необходимо увеличение ее мощности. В нашей стране разработаны проекты строительства СЭС мощностью 300 МВт. На них намечено установить четыре башни парогенераторов с использованием 12 000 зеркал по 50 м<sup>2</sup> каждый. Удельные капиталовложения при этом могут быть снижены до 1500 руб/кВт, а себестоимость электроэнергии — до 5 коп/(кВт·ч).

Ввиду нестабильности солнечной радиации и погодных условий нагрузка солнечного парогенератора (СПГ) имеет резкопеременный характер. В СССР разработан проект создания комбинированных солнечно-топливных электростанций (СТЭС), которые могут вырабатывать электрическую энергию независимо от колебаний солнечной радиации и погодных условий. В СТЭС используется комбинированный солнечно-топливный парогенератор (СТПГ), в котором пар генерируется одновременно от солнечной энергии и сжигания топлива. СТПГ состоит из серийного парового котла и отдельно установленного на башне солнечного теплоприемника (СТП), поверх-

Рис. 8.8. Принципиальная схема котельной установки для энергоблока СТЭС мощностью 300 МВт:

1 — солнечный теплоприемник; 2 — паропаровой теплообменник; 3 — отвод первичного пара; 4 — отвод вторичного пара; 5 — подвод вторичного пара; 6 — подвод питательной воды; 7 — экономайзер; 8 — паровой котел ТГМП-314; 9 — экраны топки; 10 — ширмовый пароперегреватель; 11 — конвективный пароперегреватель; 12 — вторичный пароперегреватель; 13 — переключатель



ность нагрева которого включена в тракт первичного пара котлоагрегата, сжигающего органическое топливо.

Принципиальная схема СТГГ для энергоблока СТЭС мощностью 300 МВт

показана на рис. 8.8. Блок состоит из серийного газомазутного парового котла 8 типа ТГМП-344 паропроизводительностью 278 кг/с (1000 т/ч) с параметрами пара 25,5 МПа, 545/545°C и солнечного теплоприемника 1 полостного типа тепловой мощностью 250 МВт.

Из парового котла первичный пар направляется в СТГГ для перегрева за счет солнечной радиации и затем поступает в паро-паровой теплообменник 2, где отдает часть теплоты вторичному пару, затем возвращается в ширмовый 10 и конвективный 11 пароперегреватели котла, в которых перегревается до номинальной температуры топочными газами котла. Отработавший в ЧВД турбины вторичный пар до поступления в пароперегреватель котла 12 нагревается в паро-паровом теплообменнике 2 за счет солнечной энергии и направляется во вторичный пароперегреватель парового котла, где перегревается уходящими газами до номинальной температуры. При отсутствии солнечной радиации пар из котла направляется сразу в пароперегреватель через переключатель 13. При тепловой мощности СТГГ в 250 МВт первичный пар от парового котла с температурой 407°C нагревается

в солнечных нагревателях до 495°C. Тепловые расчеты котла ТГМП-344 показали, что в режиме совместной работы в СТП при тех же производительности и параметрах пара требуется сжигать топлива меньше на 35%.

По проекту компоновка СТП и парового котла принята в единой опорной башне, вверху на отметке 300 м установлен СТП, внизу — на нулевой отметке — паровой котел. Такое расположение СТП и парового котла требует увеличения напора питательных насосов на 5,5 МПа и приводит к росту гидравлических и тепловых потерь. Оптимальная компоновка СТЭС еще не отработана. По конструктивным соображениям СТП-250 выполнен в виде вертикального параллелепипеда с прямоугольным входным сечением шириной 28 м, высотой 32 и глубиной 4,7 м. Масса металла СТП составляет ориентировочно 700 т, в том числе металла под давлением 630 т; масса наружной изоляции 250 т. Стоимость СТП-250 составит около 900 тыс. руб.

Для энергоблока СТЭС, использующих барабанные котлы, относительная тепловая мощность СТП должна быть значительно меньше. Например, для блока мощностью 200 МВт мощность СТП составит не более 10—15% тепловой мощности котла.

Основные проектные показатели СТЭС-300 приведены ниже.

#### Технико-экономические показатели СТЭС-300

| Наименование показателей                                        | Величина                |
|-----------------------------------------------------------------|-------------------------|
| Установленная мощность . . . . .                                | 300 МВт(э)              |
| Тепловая мощность солнечной станции . .                         | 250 МВт(т)              |
| Количество гелиостатов . . . . .                                | 5500 шт.                |
| Общая зеркальная поверхность . . . . .                          | 550 тыс. м <sup>2</sup> |
| Число часов использования установленной мощности . . . . .      | 6000                    |
| Параметры пара:                                                 |                         |
| давление . . . . .                                              | 24 МПа                  |
| температура . . . . .                                           | 540/540 °C              |
| Расход электроэнергии на собственные нужды . . . . .            | 4,2%                    |
| Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч . . . . . | 287 г/(кВт·ч)           |
| Удельные капиталовложения . . . . .                             | 713,1 руб/кВт           |
| Себестоимость электроэнергии . . . . .                          | 2,13 коп/(кВт·ч)        |

Более широкие возможности применения для нужд теплоснабжения имеет «малая» гелиоэнергетика, использующая солнечную энергию для опреснения воды, отопления отдельных домов и т. п. Эти установки разрабатывает НИИ солнечной энергии АН Туркменской ССР. В Туркменском совхозе «Бахарден» действует разработанный этим институтом солнечный опреснитель, обеспечивающий потребности совхоза в питьевой воде, горячей воде на теплоснабжение и для отопления теплиц водой, для полива засушливых земель.

В селении Верхний Гуниб в Дагестане построен солнечный домик, который отапливается водой, нагреваемой в солнечном коллекторе. Коллектор изготовлен из теплоизолирующего материала, сверху закрыт пленкой, пропускающей свет. В коллекторе создается «парниковый» эффект и теплота солнечной энергии передается через змеевиковый нагреватель к воде, нагревая ее до  $90^{\circ}\text{C}$  и выше. Коллекторы устанавливаются на крыше зданий и ориентируются на солнечную сторону. Такие теплонагреватели получили распространение для отопления отдельных зданий и сооружений в ряде стран мира.

Солнечные нагреватели находят применение также в сельском хозяйстве и в промышленности для обеспечения технологических процессов теплотой низкого и среднего потенциала. Примером этому может служить солнечно-химическая установка, созданная в Австралии, в которой за счет солнечной энергии осуществляется разложение аммиака на водород и азот. При последующем синтезе водорода с азотом выделяется теплота высокого потенциала, которую можно использовать на ТЭЦ для производства электрической и тепловой энергии. Энергию разложения аммиака можно также аккумулировать путем хранения азота и водорода в разных сосудах. В ночное время и в пасмурные дни, смешивая эти два газа, можно получить необходимую теплоту. Подобная солнечно-химическая экспериментальная установка создана в ФРГ для разложения серного ангидрида на сернистый ангидрид и кислород. Полученные компоненты хранятся отдельно и в нужный момент направляются в регенерационные емкости, где в присутствии катализатора восстанавливается исходный серный ангидрид с выделением теплоты при температуре около  $500^{\circ}\text{C}$ .

Для аккумулирования солнечной энергии аналогичным способом можно использовать не только серный ангидрид, но и метан и аммиак. Представляется перспек-

тивным и способ использования солнечной энергии для термохимического обогащения топлива, увеличивающий его теплоту сгорания. Экспериментальное подтверждение соответствующей каталитической углекислотной и паровой конверсии природного газа с использованием солнечной энергии получено в ЭНИН в 1983 г.

**Геотермическая энергетика** изучает использование теплоты недр Земли для производства электрической энергии и снабжения народного хозяйства страны. Тепловой поток, идущий от горячего ядра Земли через мантию и гидросферу к земной поверхности, прогревает Землю и находящуюся в ней воду. По условиям теплопроводности различных слоев Земли на каждом ее участке имеется определенный слой с практически постоянной ее температурой. С углублением в Землю ее температура возрастает. На любой глубине температура  $T$  горных пород определяется по приближенной формуле

$$T = T_{\text{в}} + (H - h)/\sigma, \quad (8.5)$$

где  $T_{\text{в}}$  — средняя температура наружного воздуха, К;  $H$  — глубина, для которой определяется температура, м;  $h$  — глубина слоя постоянных годовых температур, м;  $\sigma$  — геотермическая ступень, которой называется величина углубления в метрах, соответствующая повышению температуры на  $1^\circ\text{C}$ .

С углублением от зоны постоянной температуры на каждые 33 м температура земной коры повышается в среднем на  $1^\circ\text{C}$ . В отдельных случаях геологического строения гидросферы геотермическая ступень может составить даже 2—3 м. Например, на Камчатке температура горных пород на глубине 400—600 м достигает  $150\text{—}200^\circ\text{C}$ .

Научно-исследовательским институтом физики АН СССР определены запасы термальных вод нашей страны. Разведано более 50 крупных подземных озер с термальными водами площадью в сотни тысяч квадратных километров. Крупные термальные озера обнаружены в Средней Азии, на Кавказе, в Западной Сибири, в Крыму и даже на Крайнем Севере. Геотермальное Тюменское озеро с температурой воды  $60\text{—}150^\circ\text{C}$  превышает по площади Черное море. Огромное подземное озеро площадью более  $400\text{ км}^2$  с горячей водой обнаружено в Дагестане. Горячей подземной водой обогревают жилые дома, теплицы и другие объекты. Во многих случаях ее можно использовать и для выработки электроэнергии с

помощью циклов низкокипящих веществ на геотермальных электростанциях. Наиболее перспективным районам для сооружения ГеоТЭС является Камчатка. Наличие в этом районе подземного водяного пара с температурой 150—250°C позволяет построить ГеоТЭС суммарной мощностью в 300 МВт.

В Италии еще в 1914 г. работает первая ГеоТЭС в районе Лардерелло мощностью 16 МВт. В настоящее время суммарная мощность ГеоТЭС в районе Лардерелло составляет 400 МВт. Здесь паровые турбины используют пар из скважин давлением 0,5—1,0 МПа, температурой 200—250°C. Действует ГеоТЭС и в других регионах Земли: в СССР — Паратунская и Паужетская, в США — Калифорнийская, в Японии — Мацукава и Отакс и др. Рабочим телом на таких ТЭС является как подземный пар, получаемый непосредственно из скважины, так и пар низкокипящих веществ (НКВ), генерируемых в поверхностных теплообменниках за счет теплоты подземных источников.

В схемах ГеоТЭС, использующих природный пар, пар из скважины поступает через сепаратор в противодавленческую турбину, где вырабатывает электроэнергию, а затем направляется для теплоснабжения потребителей.

При загазованности природного пара химическими соединениями на ГеоТЭС устанавливают паропреобразователи. Имеющаяся в подземном паре смесь растворенных газов используется для получения соответствующих химических продуктов.

Принципиальная схема ГеоТЭС, работающей на отсепарированном паре, полученном от дросселирования горячей воды, вытекающей из скважины, показана на рис. 8.9. По этой схеме в 1967 г. в СССР на Паужетском месторождении термальных вод была построена ГеоТЭС мощностью 5 МВт с последующим увеличением ее мощности до 30 МВт. Здесь термальная вода содержит кремниевую и борную кислоту, а получаемый пар насыщен углекислым газом, сероводородом и аммиаком. Давление термальной воды составляет 0,2—0,4 МПа, температура 144—200°C. На первой очереди Паужетской ГеоТЭС установлены две турбины мятого пара типа МК-2,5 КТЗ мощностью 2,5 МВт каждая. Отработанный пар турбин поступает в смешивающие конденсаторы, где смешивается с охлаждающей водой. Горячая вода после конденсатора с температурой около 100°C сетевыми насосами направляется для отопления и горячего водоснаб-

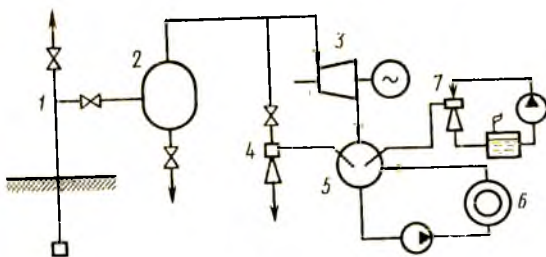


Рис. 8.9. Принципиальная схема ГеоТЭС, работающая на отсепарированном паре:

1 — скважина; 2 — сепаратор; 3 — паровая турбина; 4 — паровой эжектор; 5 — смешивающий конденсатор; 6 — тепловой потребитель; 7 — водяной эжектор

жения зданий поселка. Опыт эксплуатации Паужетской ГеоТЭС показал надежную и экономичную работу турбин. Себестоимость электроэнергии составила 2,9 коп/(кВт·ч), что ниже, чем на дизельных электростанциях в этом районе.

На базе Мутновского геотермального месторождения (на Камчатке) намечено строительство ГеоТЭС проектной мощностью 200 МВт. Ее принципиальная схема приведена на рис. 8.10. Здесь выбрана одноконтурная схема ГеоТЭС — с многоступенчатым дросселированием подземной воды и непосредственным использованием при-

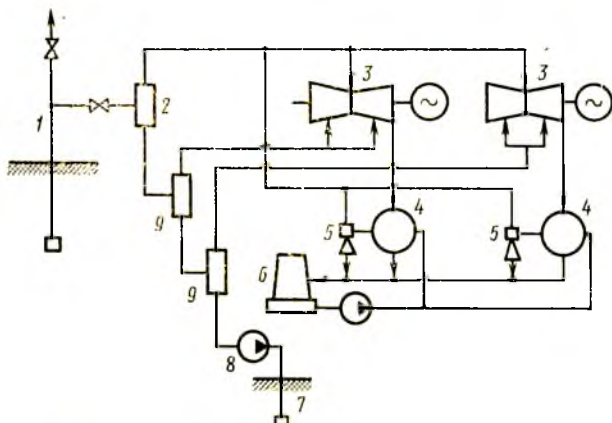


Рис. 8.10. Принципиальная схема Мутновской ГеоТЭС:

1 — пароводяная скважина; 2 — расширитель термальной воды на скважинах; 3 — паровая турбина; 4 — смешивающий конденсатор; 5 — паровой эжектор; 6 — градирня; 7 — нагнетательная скважина; 8 — насос; 9 — расширители термальной воды последующих ступеней

родного пара в турбинах (в качестве которых используются ЦНД турбин К-100-90). В этой схеме конденсатор смешивающего типа с паровыми эжекторами. Термальная вода из подающей скважины поступает через дроссель в первый расширитель-сепаратор жалюзийного типа с тангенциальным вводом пароводяной смеси. Отсюда пар направляется в турбины, а вода — во второй расширитель щелевого типа, где получают вторичный пар, направляемый в ЦНД турбины. После третьего расширителя остаток термальной воды, имеющий высокую соленость, насосом закачивается обратно под землю. Вторичное охлаждение циркуляционной воды производится в вентиляторных градирнях. Технико-экономические расчеты доказывают конкурентоспособность таких ГеоТЭС по сравнению КЭС на органическом топливе.

В СССР разработаны схемы комбинированных геотермально-топливных электростанций, где рабочее тело нагревается сначала за счет геотермальных источников и затем догревается продуктами сгорания органических топлив. Такие ТЭС позволяют снизить удельные капиталовложения в 1,7—2 раза и обеспечить экономию топлива не менее 1,5 т у. т./год на каждый киловатт их установленной мощности.

В ряде случаев применяется также прямой отпуск теплоты от геотермальных источников без производства электрической энергии по схеме районных котельных. В этих случаях оказывается экономически выгодным снижение давления термальной воды или пара, особенно для потребителей агропромышленного комплекса. Химический состав геотермальных рассолов позволяет в ряде случаев их использовать на химических предприятиях для получения ценных химических продуктов.

Имеются также проекты для создания искусственных горячих источников непосредственно у потребителя теплоты. Для этих целей предлагается пробурить две скважины на глубину горных пород, где температура составляет 400—500°C. В нагнетательную скважину закачивается холодная вода, которая, просачиваясь через трещины, полученные методом гидроразрыва, отбирает теплоту у окружающего массива горных пород и поступает в эксплуатационную скважину. По такому проекту намечается строительство опытной Закарпатской ГеоТЭС. Первая подобная скважина пробурена вблизи вулкана Килауэй на Гавайских островах, где вырабатывается пар температурой 350°C.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Заканчивая на этом изложение тех вопросов проектирования и эксплуатации теплофикационных установок различных типов, которые не получили еще достаточного освещения в существующих учебниках, мы должны отметить, что на многие вопросы использования теплофикационных энергоблоков в энергосистемах нам также не удалось ответить. Истинной причиной этого является отсутствие еще научной разработки и опыта не только эксплуатации, но и проектирования соответствующего оборудования и систем теплоснабжения. Особенно важными для дальнейшего развития теплофикации, в частности, являются вопросы параллельной работы нескольких энергоисточников на одну теплоснабжающую систему, обеспечения ее надежности, выбор схемы резервирования, типа резервных источников, их размещения и т. п. Произошедшие аварии магистральных теплопроводов в г. Горьком с тяжелыми их последствиями для целых районов города свидетельствуют об особой важности этой проблемы.

Другой важной проблемой является совместная работа ТЭЦ на органическом топливе с атомными источниками энергоснабжения (АТЭЦ, АСТ, АСПТ). Дело в том, что экономически выгодно получать от АСТ (или АСПТ) теплоносители с наиболее высокой температурой, а их отдаваемое в сеть количество сохранять по возможности постоянным. Вместе с тем отдавать сетевую воду для теплоснабжения от ТЭЦ целесообразно при как можно меньшей температуре, чтобы больше использовать пар отборов низкого давления и увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении. В этой ситуации напрашивается вывод о целесообразности создания внутри города параллельных кольцевых сетей, одна из которых должна питаться водой от АСТ (высо-

котемпературная сеть), а другая — от ТЭЦ (с переменной температурой воды, зависящей от температуры воздуха).

Нужная для потребителя температура сетевой воды должна обеспечиваться самим потребителем путем догрева воды от ТЭЦ более горячей водой от АСТ в его абонентском тепловом пункте. Таким путем одновременно обеспечивается и невозможность попадания к потребителю радиоактивных загрязнений. Подобным образом через другой теплообменник потребитель должен сам себе готовить воду для горячего водоснабжения, используя для этого питьевую воду из водопроводной сети. Наличие в городе таких двух параллельных колец (воды от ТЭЦ и воды от АСТ) обеспечит и резервирование теплоснабжения всех подключенных к ним потребителей.

Вероятно, возможны и другие варианты решения указанных проблем. Поиски различных вариантов теплоснабжения и определение наивыгоднейшего из них в каждом конкретном случае — важнейшая задача.

В последние годы в связи с происходящей децентрализацией ряда производств в определенных условиях становится экономически выгодным обеспечивать их теплоснабжение не от районных ТЭЦ, а от собственных котельных, превращая их в микроТЭЦ путем надстройки над ними газотурбинных или с двигателем внутреннего сгорания энергоустановок. Вырабатываемая ими электроэнергия используется на этом предприятии в часы максимума нагрузки. Таким образом, предприятие получает надежный резерв своего энергоснабжения и в электрической, и в тепловой части. Соответствующие схемы и оптимальные их параметры также ждут своего решения.

Большое и очень важное значение в условиях перехода на самоокупаемость предприятий имеет использование их вторичных энергетических ресурсов, которых особенно много на комбинатах по выработке искусственного волокна, нефтеперерабатывающих и др. Этот вопрос особенно обостряется в условиях нехватки высококачественных топлив и их дороговизны.

В недалекой перспективе, когда значительную часть жидких топлив придется вырабатывать из низкосортных углей и сланцев, получат распространение энерготехнологические комбинаты, где на базе термической переработки этих топлив будут вырабатываться не только электрическая энергия и жидкое топливо, но и ценные

химические продукты. Одновременно будут улавливаться все опасные для окружающей среды вещества. По известным сейчас схемам работы энерготехнологических установок на них оказывается большое количество избыточной низкопотенциальной теплоты, которую целесообразно использовать для теплоснабжения прилегающего района. Возникает, таким образом, проблема нахождения экономически наивыгоднейших схем и параметров таких систем теплоснабжения и их эксплуатации. Заслуживает большого внимания и решение проблемы рационального использования ТЭЦ в энергетических системах для покрытия пиков электрических нагрузок. Переход больших предприятий на двух- и трехсменную работу в определенной степени изменит суточные графики электропотребления, увеличив вечерний максимум и несколько уменьшив ночной провал. Однако потребность в покрытии пиков нагрузки будет сохраняться, а в некоторых районах — и обостряться. Превращение всех строящихся КЭС в маневренные и сооружение специальных пиковых газотурбинных установок не снижает острой необходимости привлечения ТЭЦ к покрытию максимума электрической нагрузки и ее глубокой разгрузки в ночное время и выходные дни. Не отрицая целесообразности (в ряде энергосистем) глубокой разгрузки турбин ТЭЦ за счет перевода тепловой нагрузки на дросселированный острый пар, нельзя считать этот способ единственным и наиболее эффективным, тем более что такой способ разгрузки практически исключается в летнее время, когда отопление отсутствует, а разбор воды на горячее водоснабжение почти падает до нуля. Возникает поэтому необходимость искусственного создания теплового потребления в этот период. Такими потребителями могут служить как суточные аккумуляторы фазового перехода, так и особенно сезонные подземные аккумуляторы горячей воды. Известно, что превращение подземных озер, имеющих во многих районах страны, в такие многомесячные аккумуляторы является вполне реальным делом. Потери теплоты на охлаждение (в грунт) оказываются в общем незначительными. Настало время подробно исследовать эффективность такого аккумулятирования, оптимизировать соответствующие схемы и параметры. Заслуживает внимания и подробное исследование возможности использования в качестве аккумуляторов теплоты так называемых солнечных прудов. Эти пруды, в которых находится концентрированный рассол опреде-

ленных солей, обладают тем свойством, что температура их «воды» при нагревании прямыми лучами солнца в нижних слоях может достигать 80—90°C при температуре верхнего слоя 20°C. Используя эти разности температур, создают энергетические установки (на низкокипящих веществах), вырабатывающие электрическую энергию. Если же ночью нижний слой таких прудов подогревать отборным паром, то в часы утреннего и вечернего максимума за счет этой теплоты можно вырабатывать дополнительное количество электроэнергии в системе. Такие пруды можно создавать заливая глубокие овраги и ущелья.

Определенное развитие может получить применение электрокотлов для подогрева суточного запаса горячей воды и приготовления кормов в ночное время на крупных животноводческих фермах. Важно только, чтобы надежно действовали автоматические устройства, допускающие их включение только в часы провала нагрузки в энергосистеме.

Вот такой, далеко не полный перечень проблем, от решения которых зависит дальнейшее развитие теплофикации.

Как видно, мы сюда не включили такие важнейшие факторы, как интенсивность развития атомной энергетики, зависящей от того, насколько надежными и экономичными окажутся новые типы реакторов, которые придут на место еще далеких от совершенства реакторов РБМК и ВВЭР. Многое зависит от того, насколько нам удастся создать такие способы сжигания и переработки низкосортных углей, которые позволят заменить ими природный газ и топливный мазут на городских котельных и ТЭЦ. Есть много и других факторов, влияющих на развитие теплофикации и мало зависящих от усилий специалистов-теплоэнергетиков. Однако и тех проблем, решение которых напрямую зависит от ученых и инженеров, работающих в области теплофикации, имеется предостаточно. Авторы надеются, что их книга окажет определенную помощь в повышении уровня знаний выпускаемых инженеров и будет способствовать успешному решению названных задач.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### Основная

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М., 1982. — 369 с.
2. Промышленные тепловые электростанции. / М. М. Баженов, А. С. Богородский, Б. В. Сазанов, В. Н. Юренев; Под ред. Е. Я. Соколова. М., 1979. — 296 с.

### Дополнительная

3. Андрющенко А. И., Аминов Р. З. Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций. М., 1983. — 256 с.
4. Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок. Л., 1986. — 248 с.
5. Качан А. Д. Оптимизация режимов и повышение эффективности работы паротурбинных установок ТЭС. Минск, 1985. — 176 с.
6. Методы оптимизации режимов энергосистем / Под ред. В. М. Горнштейна. М., 1981. — 335 с.
7. Производственные и отопительные котельные. / Е. Ф. Бузников, К. Ф. Роддатис, Э. Я. Берзиньш. М., 1984. — 248 с.
8. Степанов И. Р. Атомная теплофикация в районах Севера. — Л., 1984. — 174 с.
9. Технический прогресс энергетики СССР / А. А. Троицкий, В. И. Горин, Г. И. Мосеев и др.; Под ред. П. С. Непорожного. М., 1986. — 224 с.
10. Хрилев Л. С., Смирнов И. А. Оптимизация систем теплофикации и централизованного теплоснабжения / Под ред. Е. Я. Соколова. М., 1978. — 264 с.
11. Энергетический комплекс СССР / Под ред. Л. А. Мелентьева и А. А. Макарова. М., 1983. — 264 с.
12. Янговский Е. И., Пустовалов Ю. В. Парокомпресссионные теплонасосные установки. М., 1982. — 144 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|                                                                                                                           |           |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Предисловие . . . . .                                                                                                     | 3         |
| Основные условные обозначения . . . . .                                                                                   | 5         |
| Введение (Основы теории теплофикации) . . . . .                                                                           | 7         |
| 1. Очерк развития теплофикации и ее перспективы . . .                                                                     | 7         |
| 2. Экономия топлива от теплофикации . . . . .                                                                             | 15        |
| 3. Показатели эффективности ТЭЦ и энергосистемы в целом . . . . .                                                         | 20        |
| 4. Особенности реальных теплофикационных циклов. Об-<br>разцовые циклы ТЭЦ . . . . .                                      | 25        |
| <b>Глава 1. Особенности промышленного и бытового тепло-<br/>потребления . . . . .</b>                                     | <b>35</b> |
| § 1.1. Особенности теплоэнергоснабжения химических<br>предприятий . . . . .                                               | 35        |
| § 1.2. Особенности теплотребления нефтеперерабатыва-<br>ющих, машиностроительных и других предприятий . . .               | 41        |
| § 1.3. Потребление теплоты на отопление и вентиляцию . .                                                                  | 44        |
| § 1.4. Общая характеристика систем теплоснабжения<br>промышленных предприятий . . . . .                                   | 49        |
| § 1.5. Коэффициент теплофикации . . . . .                                                                                 | 59        |
| <b>Глава 2. Тепловые схемы ТЭЦ и пиковых котельных . . .</b>                                                              | <b>66</b> |
| § 2.1. Схемы отпуска теплоты отборного пара . . . . .                                                                     | 66        |
| § 2.2. Тепловые схемы современных теплофикационных<br>турбин . . . . .                                                    | 69        |
| § 2.3. Схемы отпуска теплоты от пиковых и районных<br>котельных . . . . .                                                 | 75        |
| § 2.4. Системы дальнего теплоснабжения . . . . .                                                                          | 78        |
| <b>Глава 3. Оптимизация внутростанционного распределения<br/>нагрузок . . . . .</b>                                       | <b>81</b> |
| § 3.1. Методические положения, относящиеся к различ-<br>ным способам распределения электрических нагруз-<br>зок . . . . . | 81        |
| § 3.2. Энергетические характеристики оборудования . .                                                                     | 94        |
| § 3.3. Режимы работы ТЭЦ с поперечными связями . .                                                                        | 104       |
| § 3.4. Оптимизация загрузки блочного оборудования<br>ТЭЦ . . . . .                                                        | 108       |
|                                                                                                                           | 255       |

|                                                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Глава 4. Особенности использования ТЭЦ в энергосистемах</b>                                          | 112 |
| § 4.1. Режимы использования ТЭЦ в энергосистемах                                                        | 112 |
| § 4.2. Параллельная работа ТЭЦ и АЭС                                                                    | 118 |
| § 4.3. Пути повышения максимальной мощности ТЭЦ                                                         | 128 |
| § 4.4. Получение пиковой мощности ограничением регенеративных и регулируемых отборов                    | 136 |
| § 4.5. Увеличение регулируемого диапазона по выработке электроэнергии на основе аккумулирования теплоты | 144 |
| § 4.6. Экономически оправданные размеры получения пиковой мощности                                      | 158 |
| <b>Глава 5. Выбор схем и параметров маневренных ТЭЦ</b>                                                 | 163 |
| § 5.1. Эффективность использования маневренных ТЭЦ в энергосистемах                                     | 163 |
| § 5.2. Возможные способы использования ТЭЦ в маневренном режиме                                         | 166 |
| § 5.3. Выбор рациональных схем маневренных ТЭЦ и их параметров                                          | 171 |
| § 5.4. Комплексная оптимизация основных параметров маневренного теплофикационного блока                 | 177 |
| <b>Глава 6. Атомные теплоэлектроцентрали</b>                                                            | 180 |
| § 6.1. Перспективные реакторы для промышленных и отопительных АТЭЦ                                      | 180 |
| § 6.2. Рациональные схемы теплофикационных турбин АТЭЦ                                                  | 186 |
| § 6.3. Особенности покрытия пиковой части графика тепловых нагрузок                                     | 190 |
| § 6.4. Промышленное теплоснабжение на базе атомных ТЭЦ                                                  | 209 |
| <b>Глава 7. Атомные станции теплоснабжения</b>                                                          | 213 |
| § 7.1. Размещение атомных станций теплоснабжения и их тепловые схемы                                    | 213 |
| § 7.2. Основные параметры и экономические показатели атомных станций теплоснабжения                     | 216 |
| § 7.3. Совместная работа атомных станций теплоснабжения с другими источниками                           | 220 |
| § 7.4. Развитие промышленного теплоснабжения на базе атомных станций                                    | 222 |
| <b>Глава 8. Перспективные способы теплоснабжения</b>                                                    | 231 |
| § 8.1. Использование теплонасосных установок в системах централизованного теплоснабжения                | 231 |
| § 8.2. Дальнее теплоснабжение с конверсией газа                                                         | 235 |
| § 8.3. Использование возобновляемых источников для нужд теплоснабжения                                  | 240 |
| <b>Заключение</b>                                                                                       | 250 |
| <b>Список литературы</b>                                                                                | 254 |
| Основная                                                                                                | 254 |
| Дополнительная                                                                                          | 254 |