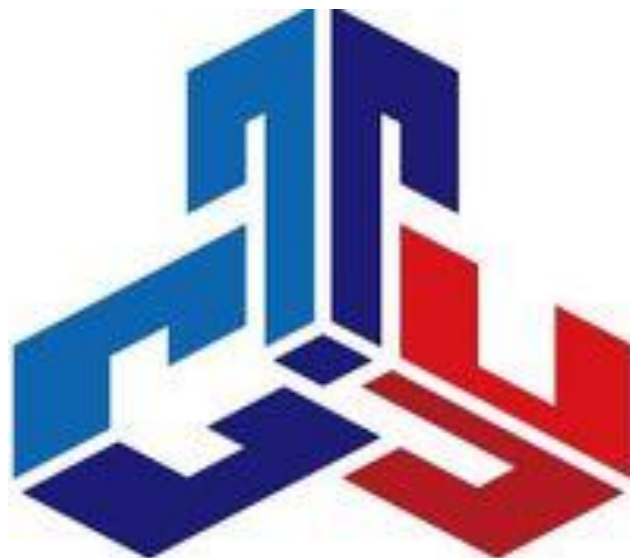


**СОВРЕМЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**



**РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЭС**

Учебное пособие

**Рязань 2020**

УДК 621.311.22(07)

ББК 39.455

Р 34

Режимы работы и эксплуатации ТЭС. Учебное пособие. (Электронный ресурс). / Сост: доц., к.т.н. Лопатин Е. И., Терешко О.А.

Совр. техн. универ-т. – Рязань, 2020. – 173 с.

Рецензент. Суслов А. И., к.ф.-м.н., доцент, каф. ОиЭФ РГРТУ

**В учебном пособии** изложены основы подхода к анализу некоторых режимных вопросов, связанных с эксплуатацией **ТЭС**, рассматриваются как аналитические, так и статистические методы при анализе переходных процессов, а также при построении экспериментальных многофакторных характеристик оборудования

Учебное пособие для студентов-бакалавров  
Современного технического университета

*Печатается по решению Ученого Совета  
Современного технического университета*

УДК 621.311.22(07)

ББК 39.455

Р 34

© Е.И. Лопатин, О.А. Терешко

© Современный технический университет, 2020

# ГЛАВА ПЕРВАЯ

## РЕЖИМЫ РАБОТЫ БЛОЧНЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ (КЭС)

### 1-1. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БЛОЧНЫХ КЭС

С 1955-1960 гг. все вновь вводимые КЭС большой мощности имеют блочную структуру. Исторически блочная схема заменила схему с поперечными связями, для которой применение промежуточного резерва пара не только усложняет систему паропроводов, но и делает неуправляемыми потоки пара после цилиндра высокого давления (ЦВД) и перед цилиндром среднего давления (ЦСД).

Наиболее полно идея блочной схемы реализуется в моноблоке. Дубль-блоки, в состав которых входят два одинаковых котла, представляют собой отступление от чисто блочной схемы. Преимуществом дубль-блока является то, что при отказе одного из котлов блок сохраняется в работе и несет половину номинальной нагрузки. Однако необходимость вывода одного из котлов в ремонт приводит к увеличению числа запорной арматуры на главных паропроводах, а следовательно, к усложнению и удорожанию системы паропроводов и к снижению ее надежности.

Рассмотрим особенности эксплуатации блоков [1-6 - 1-11].

1. *Централизация управления энергоблоком.* Энергетический блок представляет собой органическое целое и требует управления из единого центра — блочного щита управления (БЩУ), куда поступает вся информация о состоянии оборудования, где принимаются решения о проведении тех или иных режимов работы и откуда поступают команды на их выполнение. Благодаря отсутствию поперечных связей блочная схема создает благоприятные условия для применения автоматического регулирования процессами, автоматических защит и блокировок.

2. *Удобство контроля за технико-экономическими показателями энергоблока.* Блочная схема создает благоприятные условия для расчета технико-экономических показателей по каждому блоку отдельно. Отсутствие перетоков пара и воды между соседними блоками сокращает объем необходимых измерений, позволяет рассчитывать показатели тепловой экономичности блока в целом и отдельных его звеньев как прямым, так и обратным балансом.

3. *Условия проведения ремонтов и контроля за готовностью оборудования.* Готовность блока равняется произведению готовностей последовательных его элементов и по значению ниже готовности каждого из них. Отказ любого из последовательных звеньев приводит к отказу блока. Потеря мощности при отказах блоков должна компенсироваться аварийным резервом энергосистемы.

Капитальный ремонт блока ведется одновременно для всего оборудования. При проведении аварийного ремонта одного из звеньев

удобно вести профилактический ремонт других звеньев остановленного блока.

4. *Возможность локализации аварийных ситуаций в пределах блока.* Число поперечных связей на блочных ТЭС должно быть весьма ограничено. Выше был приведен случай, когда применение поперечной связи по питанию паром эжекторов разных блоков привело к аварийной ситуации и остановке всей станции.

5. *Регулирование температуры пара после промежуточного перегрева.* Для такого регулирования применяются паро-паровые теплообменники или рециркуляцию газов [1-12].

Паро-паровые теплообменники являются первой ступенью промежуточного перегревателя, греющей средой служит свежий пар, обогреваемой — пар, требующий промежуточного перегрева. Пропуск такого пара через паро-паровой теплообменник регулируется байпасным клапаном.

Рециркуляция газов осуществляется путем забора газов из конвективной шахты после водяного экономайзера при температуре 250-350°C и подачи их в нижнюю часть топки. При этом тепловосприятие топочных экранов снижается, а в конвективной части, включая и промежуточный пароперегреватель, — увеличивается; в то же время общее тепловосприятие остается практически неизменным. В результате рециркуляции газов в конвективном промежуточном пароперегревателе теплообмен усиливается под влиянием как увеличения расхода газов, так и повышения их температуры.

Применение рециркуляции газов не повышает потери тепла с уходящими газами (что имеет место при регулировании температуры пара после промежуточного перегрева изменением избытка воздуха) и благоприятно сказывается на температурном режиме нижней радиационной части (НРЧ) котла и снижает образование окислов азота.

Регулирование температуры пара после промежуточного перегрева посредством впрыска неэкономично, так как этот процесс равносителен вытеснению подвода к турбине пара высокого давления паром низкого давления. Обычно впрыск используется только как средство аварийного регулирования.

6. *Снижение приемистости блока из-за паровой емкости системы промежуточного перегрева пара между ЦВД и ЦСД турбины.* При набросе паровой нагрузки скачок мощности в первые секунды достигается только за счет ЦВД, так как возрастание пропуска пара через ЦСД из-за наличия паровой емкости промежуточного перегрева пара протекает с запаздыванием по экспоненте.

По этой же причине ЦВД должен быть скомпенсирован по осевому давлению (двухпоточная конструкция с противоположным направлением потоков пара), иначе наброс паровой нагрузки мог бы приводить к разрушению упорного подшипника и к сдвигу ротора.

Наличие паровой емкости промежуточного перегрева требует установки быстрозапорных отсечных клапанов перед подводом пара к ЦСД (при отсутствии этих клапанов в случае полного сброса нагрузки ротор турбины разгонялся бы паром из системы промежуточного перегрева).

*7. Возможность регулирования мощности блока скользящим давлением свежего пара.* Подобное регулирование мощности нашло широкое применение на блоках 300 МВт. Такое регулирование улучшает маневренность турбины и дает экономию топлива.

*8. Возможность одновременного пуска котла и турбины на скользящих параметрах пара.* При блочном пуске в результате растопки котла должны быть достигнуты параметры пара, необходимые для пуска турбины в зависимости от ее температурного состояния. До момента начала подачи пара в турбину пар сбрасывается в конденсатор посредством пуско-сбросного устройства.

На неблочных ТЭС эту функцию выполняют растопочные редуционно-охладительные установки (РОУ). В процессе пуска приходится подавать на блок пар из постороннего источника, каковым является паропровод собственных нужд, получающий пар из отборов блоков через РОУ собственного расхода.

Пуск турбины осуществляется на скользящих параметрах пара, что обеспечивает щадящий температурный режим. Пусковые режимы блоков являются наиболее сложными для персонала и наиболее тяжелыми для оборудования. Поэтому необходимы тщательная отработка их и проведение по специально разработанным пусковым графикам. Надежное выполнение пусковых графиков может обеспечить система автоматического пуска.

*9. Обеспечение надежности при сбросах нагрузки.* При аварийном отключении генератора от сети, т. е. при полном сбросе нагрузки блока, необходимо удерживать блок на нагрузке собственных нужд для того, чтобы сохранить готовность блока принять нагрузку непосредственно после устранения аварии в электрической части. Такая необходимость диктуется требованиями надежности энергосистемы, ибо остановка блоков при сбросе нагрузки может привести к разрастанию системной аварии. Именно это и произошло в аварийном случае, описанном во введении.

Для автоматического перевода блока в режим холостого хода или нагрузки собственных нужд предусмотрены различные схемы и устройства в зависимости от типа котла и уровня начальных параметров пара. Наиболее сложная система предусмотрена для блоков сверхкритического давления. До освоения таких систем перевода в режим собственных нужд на блоках временно действует защита на остановку при сбросе нагрузки.

Ниже рассмотрены наиболее существенные особенности режимов блоков КЭС, требующие более детального изучения.

## **1-2. УДЕРЖАНИЕ БЛОКОВ НА НАГРУЗКЕ СОБСТВЕННЫХ НУЖД ПРИ СБРОСЕ НАГРУЗКИ**

В результатах аварийного отключения генератора от электрической сети нагрузка блока мгновенно снижается с текущего значения до нагрузки собственных нужд подключенной к генератору через трансформатор собственных нужд. Вследствие возникающего при этом небаланса вращательного момента и момента сопротивления ротора ускоряется его вращение. Регулятор скорости, реагируя на такое ускорение, дает команду на прикрытие регулирующих клапанов перед ЦВД и перед ЦСД; как правило, при этом все клапаны, за исключением первого (или первой группы клапанов), закрываются; при этом устанавливается новое равенство моментов, но уже при некоторой увеличенной сверх номинальной частоте вращения. Иногда случается, что клапаны не справляются с этой тонкой задачей и пропускают пара больше, чем следует, или, как говорят, «не удерживают холостой ход» (например, возможно зависание одного из клапанов или даже некоторых из них). Тогда частота вращения стремительно растет (машина идет «вразнос»). При достижении частоты вращения на 10-12% выше номинальной должен срабатывать автомат безопасности, что приводит к закрытию стопорных клапанов перед ЦВД и ЦСД, а также к принудительному закрытию обратных клапанов на паропроводах отборов.

В случае несрабатывания стопорных клапанов авария может завершиться разрушением турбоагрегата. Такой итог может явиться результатом наложения трех отказов: отключение генератора, неудержание холостого хода, незакрытие стопорного клапана.

Расследование аварий показало, что при подобных случаях часто имели место нарушения § 18-4 ПТЭ о проверке работы автомата безопасности и системы защиты от повышения частоты вращения.

Как правило, турбины удерживают частоту вращения после сброса нагрузки. После прикрытия регулирующих клапанов расход пара через турбину резко сокращается примерно до 8-10% номинального, соответственно снижаются давления в отборах пара на регенеративные подогреватели, что приводит к закрытию обратных клапанов на паропроводах отборов. Деаэратор блока, получивший пар из отбора турбины, должен при этом переводиться на питание паром из другого источника. Одновременно происходит резкое падение давления пара в отборе, из которого питается паром приводная: турбина питательного турбонасоса. Поэтому при переводе блока 300 МВт на холостой ход питательный турбонасос (ПТА) отключается защитой, а пускорезервный питательный электронасос ПЭН пускается автоматом включения резерва (АВР).

На блоках 500 и 800 МВт применены приводные турбины питательных турбонасосов конденсационного типа (в отличие от турбин с противодавлением на блоках 300 МВт), позволяющие подавать к ним пар от специальной быстродействующей редуционно-охладительной: установки (БРОУ турбопитательных насосов), которая включается автоматически при

переводе блока на холостой ход.

Из-за резкого сокращения пропуска пара через турбину растет давление свежего пара. Пропуск пара через турбину снижается с  $D_{нач}$  до  $D_{с.н}$ , при этом происходят уплотнение пара в паровом объеме  $V$  котла и паропроводов и повышение его давления. Можно записать:

$$(D_{нач} - D_{с.н})d\tau = V \frac{\rho_{нач}}{p_0} dp + \Delta D_{ак} dp, \quad (1-1)$$

где  $\tau$  - время;  $\rho_{нач}$  - начальная плотность пара;  $p_0$  - давление свежего пара;  $\Delta D_{ак}$  - аккумулирующая способность котла.

Из (1-1) получаем:

$$dp = \frac{D_{нач} - D_{с.н}}{V \frac{\rho_{нач}}{p_0} + \Delta D_{ак}} d\tau$$

или

$$\Delta p = \frac{D_{нач} - D_{с.н}}{V \rho_{нач} / p_0 + \Delta D_{ак}} \Delta \tau \quad (1-2)$$

Так, при переводе блока 200 МВт с начальной нагрузки 170 МВт на нагрузку собственных нужд 6-7 МВт в течение одной минуты давление за котлом поднялось с 14,0 до 15,5 МПа, а перед турбиной - с 13,0 до 15,0 МПа [1-13]. Повышение давления пара используется как импульс для сигнала на включение БРОУ, на которую возлагается задача сброса излишнего пара в конденсатор при внезапных сбросах нагрузки без подрыва предохранительных клапанов на паропроводах свежего пара. Эту задачу можно решить при высокой пропускной способности БРОУ (80-85% номинальной паропроизводительности котла) и достаточном быстродействии регулирования и приводов БРОУ [1-14]. Пропускная способность БРОУ на блоках была принята 30% номинальной паропроизводительности котлов, что недостаточно для предотвращения срабатывания предохранительных клапанов. В этих условиях высокое быстродействие БРОУ не спасает положение, поэтому было предложено увеличить время открытия сбросных клапанов до 60 с, что обеспечивает электропривод. Таким образом, вместо БРОУ и растопочной РОУ устанавливают пускосбросное устройство (ПСБУ), допускающее пропуск пара, пароводяной смеси и воды. Принципиальная пусковая схема блока сверх критического давления (СКД) с установкой пускосбросного устройства представлена на рис. 1-1.

Для блоков с барабанными котлами отработана и внедряется система перевода на нагрузку собственных нужд при отключении генераторов от сети с погашением котлов. Питание турбины паром при этом происходит за счет аккумулирующей способности котла в течение 15-20 мин. Опыты показали, что относительные удлинения роторов, разности температур между отдельными частями турбины, скорости изменения параметров пара и температур металла элементов блока изменялись незначительно.

Котел может быть подготовлен к последующей растопке за 10 мин, нагружение турбины может быть осуществлено за 20-25 мин [1-13, 1-15].

Скорость падения давления при использовании аккумулирующей способности котла определяется следующим выражением:

$$\frac{dp}{d\tau} = -\frac{D_{с.н}}{\Delta D_{ак}} \quad (1-3)$$

Для блока 200 МВт  $D_{с.н} = 36 \text{ т/ч} = 10 \text{ кг/с}$ ; для котла типа ТП-100  $\Delta D_{ак} = 3770 \text{ кг/МПа}$ . Тогда

$$\frac{dp}{d\tau} = -\frac{10}{3770} = -0,00265 \text{ МПа/с}$$

Через 600 с (10 мин) падение давления составит

$$\Delta p = -1,6 \text{ МПа}.$$

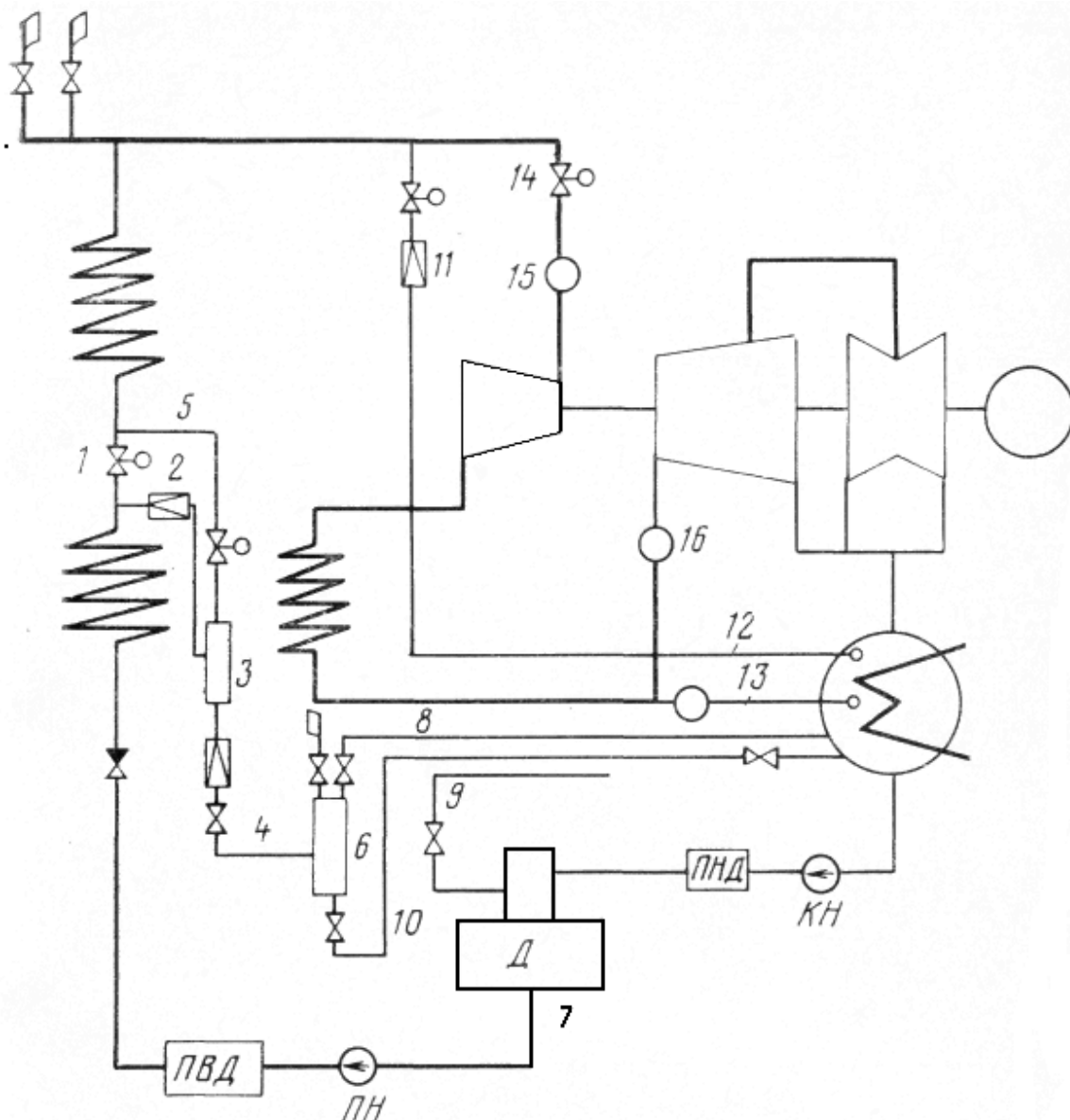


Рис. 1-1. Принципиальная пусковая схема блока с установкой пускосбросных устройств.

1 - задвижка, встроенная в тракт котла; 2 - дроссельный клапан встроенной сепаратора; 3 - встроенный растопочный сепаратор; 4 - линия сброса из сепаратора; 5 - линия выпара из сепаратора; 6 - расширитель сброса из сепаратора; 7 - деаэратор; 8 - линия выпара из расширителя; 9 - линия подачи пара на деаэратор при пуске; 10 - линия сброса воды из расширителя; 11 - пускосбросное устройство (ПСБУ); 12 - сбросные трубопроводы после ПСБУ; 13 - линия сброса пара из промежуточного пароперегревателя; 14 - главная паровая задвижка (ГПЗ); 15 - стопорные и регулирующие клапаны высокого давления; 16 - стопорные и регулирующие клапаны среднего давления.

Поскольку давление пара перед турбиной снижается, значение  $D_{с.н}$  возрастает:

$$D_{c.n} = D_{c.n}^{ном} + k_p \Delta p,$$

где  $D_{c.n}^{ном}$  - расход пара на турбину при нагрузке собственных нужд и номинальных параметрах пара;  $k_p$  - коэффициент, учитывающий падение давления пара.

Тогда уравнение (1-3) запишется следующим образом:

$$\frac{d\Delta p}{d\tau} = -\frac{D_{c.n}^{ном} + k_p \Delta p}{\Delta D_{ак}} \quad (1-4)$$

После интегрирования имеем:

$$\Delta p = -\frac{D_{c.n}^{ном}}{k_p} \left[ 1 - e^{-\frac{k_p \tau}{\Delta D_{ак}}} \right] \quad (1-5)$$

Особенно важно сохранение в работе и удержание нагрузки собственных нужд 10-12 МВт при отключении генераторов от сети блоков 300 МВт. При этом прямоточные котлы этих блоков должны автоматически переводиться на растопочную нагрузку [1-16, 1-46]. Проведенные опыты показали, что при переводе котлов на растопочный режим может быть обеспечен устойчивый топочный процесс за счет включения мазутных форсунок [1-16].

Как уже отмечалось, при сбросе нагрузки осуществляется автоматический переход с ПТН на ПЭН, в результате чего происходит перерыв в питании котла длительностью 18-12 с.

### 1-3. ЧАСТИЧНЫЕ НАГРУЗКИ ЭНЕРГООБЛОКОВ

Энергоблоки КЭС, как правило, работают в различных режимах нагрузки, каждому из которых соответствуют определенные значения параметров установки; изменение значений некоторых или даже одного из параметров означает изменение режима. Определяющим параметром в работе энергоблока является его электрическая нагрузка. В то же время при одной и той же электрической нагрузке возможно множество режимов из-за изменения значений некоторых параметров (вакуум в конденсаторе, качество топлива, отборы пара на собственные нужды и т. д.).

Большое значение в эксплуатации имеют переходные режимы от одних значений параметров энергоблока к другим, например, переход от одной электрической нагрузки к другой. К переходным также относятся пусковые режимы оборудования.

При покрытии суточного графика электрической нагрузки имеют место разнообразные режимы при частичной нагрузке энергоблока. Параметром, определяющим режим работы как котла, так и турбины, является расход свежего пара на турбину  $D$ , который в свою очередь определяется электрической нагрузкой. Поэтому первым шагом при рассмотрении режима частичной нагрузки является приближенная оценка расхода пара на турбину по заданной мощности на зажимах генератора  $N_g$ .

Для этой цели можно использовать расчетные спрямленные расходные характеристики турбоустановок, выражающие зависимость расхода свежего пара на турбину от электрической мощности  $N_g$  при номинальных параметрах

пара, расчетной тепловой схеме, расчетной температуре охлаждающей воды  $t_{o.g}^0$  и расчетном расходе охлаждающей воды  $G_{o.g}^0$ .

Для турбины ХТГЗ 300 МВт  $p_0=23,55$  МПа ( $240 \text{ кгс/см}^2$ );  $t_0=540^\circ\text{C}$ ;  $t_{n.n}=540^\circ\text{C}$ ;  $t_{0-B}=12^\circ\text{C}$ ;  $G_{o.g}^0 = 34\,800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; расход пара, т/ч, составит:

$$D = 20,33 + 2,934N_s + 0,612(N_s - 252,12) \quad (1-6)$$

Некоторая неточность в предварительном определении расхода пара не существенна, так как в последующем расчете режима турбоустановки вычисляется мощность, соответствующая принятому расходу пара.

Расход пара на турбину определяет нагрузку котла и расход топлива, который в свою очередь определяет режим работы котла, т. е. совокупность ее параметров: относительные потери топлива и к. п. д., температуры газов по тракту, параметры пара по тракту пароперегревателя.

Методика поверочного расчета котла при частичных нагрузках дается в [1-17]. Существует также упрощенная методика пересчета режимов частичных нагрузок котлов по данным расчета при номинальной нагрузке [1-18].

Для получения расчетных характеристик котлов при частичных нагрузках используются программы для ЭВМ [1-19].

Следует отметить отсутствие до сего времени общих аналитических зависимостей для показателей работы котлов, что объясняется трудностями учета влияния большого числа факторов.

В условиях эксплуатации на показатели работы котлов существенно влияют отклонения от расчетных характеристик топлива, совместное сжигание двух видов топлива, загрязнение поверхностей нагрева, присосы воздуха и т. п. Поэтому целесообразно использовать экспериментальные характеристики котлов, учитывающие взаимное влияние важнейших факторов с помощью введения определенных поправок.

Широко используются нормативные характеристики котлов [1-20].

Коэффициент полезного действия котлов брутто подсчитывается обратным балансом через удельные потери. При этом используются экспериментальные данные.

Подсчет удельных потерь  $q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$  часто ведется по упрощенной методике М. Б. Равича [1-21] с использованием приведенных характеристик топлива [1-22], которые дают приближенные результаты.

Для примера на рис. 1-2 приведена нормативная характеристика котла ТП-100, работающего на антрацитовом штыбе [1-20]. Здесь даются графические зависимости от паровой нагрузки котла  $D$  либо от его тепловой нагрузки брутто  $Q_{кот}^{бр}$  следующих показателей:  $\eta_{кот}^{бр}$  - к. п. д. котла брутто,  $\eta_{кот}^н$  - к. п. д. котла нетто. При этом надо иметь в виду, что

$$Q_{кот}^н = Q_{кот}^{бр} - Q_{кот}^{с.н} - Q_{кот}^э, \quad (1-7)$$

где  $Q_{кот}^{бр}$  - тепловая нагрузка котла нетто, МВт;  $Q_{кот}^{с.н}$  - расход тепла на собственные нужды котла, включая расход тепла на подогрев мазута в подогревателях, МВт;  $Q_{кот}^э$  - расход тепла на выработку электроэнергии на

собственные нужды котла, МВт.

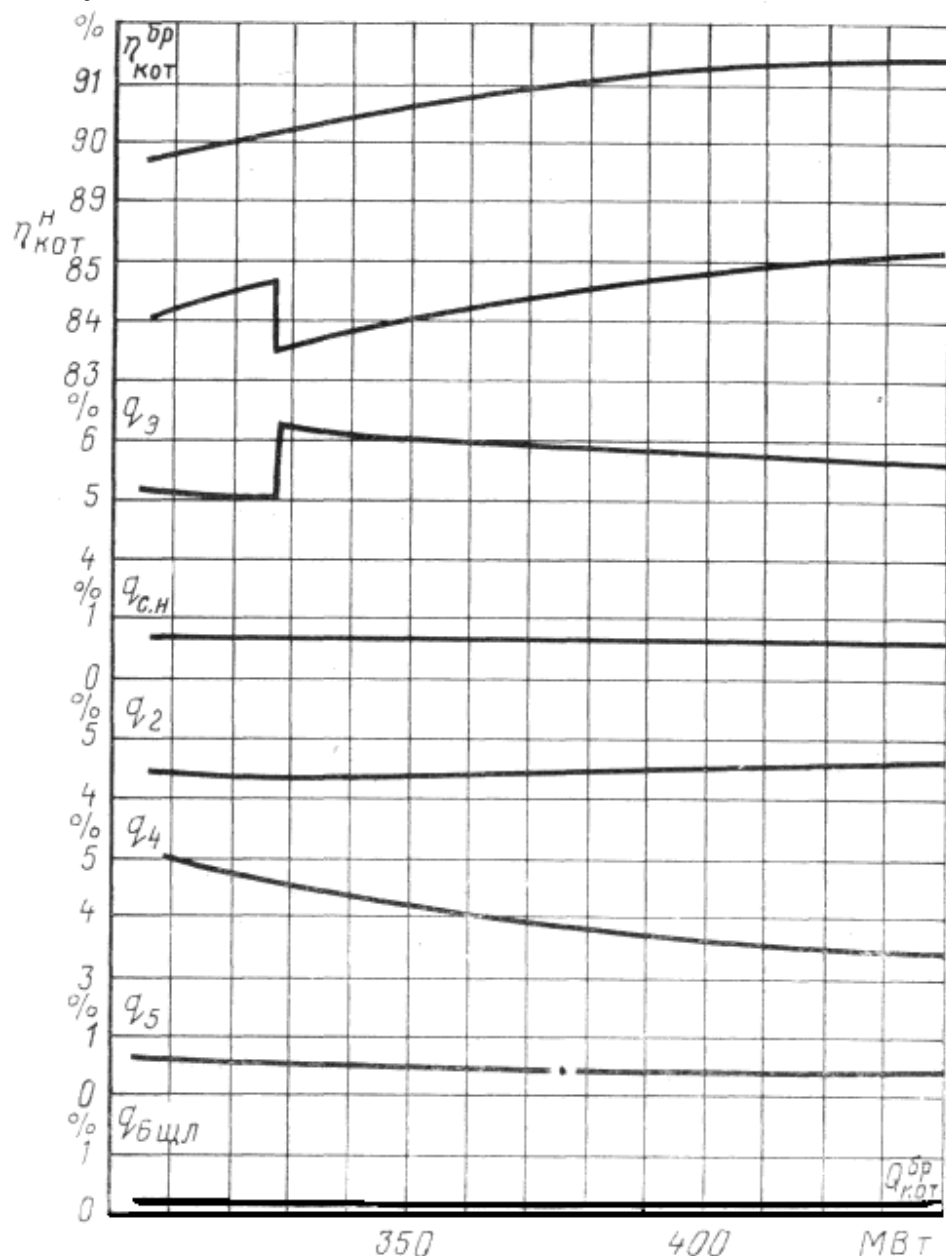


Рис 1-2. Нормативная характеристика котла ТП-100, работающего на антрацитовом штыбе.

$q_{с.н}, q_э$  - расходы тепла, электроэнергии на собственные нужды котла, %.

К собственным нуждам котла относят пылеприготовление, тягодутьевые машины и питательные насосы (отнесение расхода энергии на питательные насосы к собственным нуждам котла носит условный характер, в частности, при этом получается, что с ростом начального давления пара происходит снижение  $\eta_{кот}^н$ ).

На рис. 1-2 даны также зависимости удельных потерь от тепловой нагрузки котла.

На рис. 1-3 даны удельные расходы электроэнергии на собственные нужды котла в зависимости от ее нагрузки, а на рис. 1-4 - удельные расходы электроэнергии на питательные насосы (ПН) для блоков 200 МВт с барабанными котлами.

К нормативным характеристикам котлов вводятся поправки, например, на

изменение характеристик топлива (на отклонение зольности и влажности от расчетных значений), на изменение температуры холодного воздуха и т. п.

Целесообразно использовать аналитические характеристики котлов, получаемые экспериментально с применением метода планирования эксперимента, о чем будет подробно сказано ниже.

Характер изменения параметров турбоустановок при изменении расхода пара носит более устойчивый характер и поддается обобщающим зависимостям. Важнейшей при этом является зависимость, связывающая расход пара через ступень или группу ступеней турбины с его давлениями до и после ступени или группы ступеней.

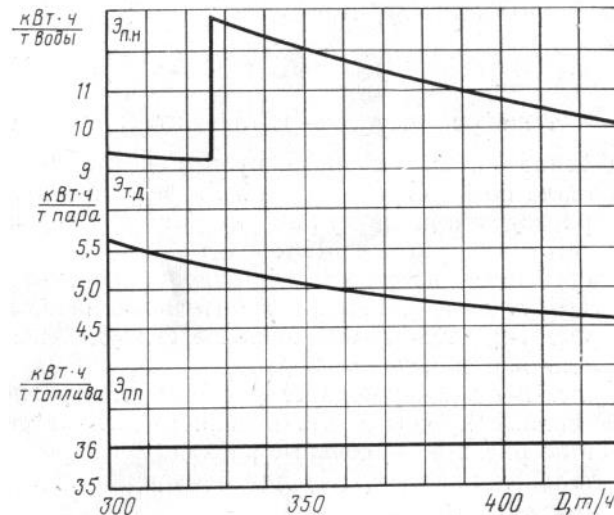


Рис. 1-3. Удельные расходы электроэнергии на собственные нужды котла.

$\mathcal{E}_{пн}$  - удельный расход электроэнергии на питательные насосы;  $\mathcal{E}_{т.д.}$  - удельный расход электроэнергии на тягу и дутье;  $\mathcal{E}_{пп}$  - удельный расход электроэнергии на пылеприготовление.

В аналитической форме такая зависимость описывается формулой Флюгеля [1-23] и записывается в следующем виде:

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{(p_1^0)^2 - (p_2^0)^2}} \sqrt{\frac{T_0^1}{T_1}}, \quad (1-8)$$

где  $D$  - расход пара через ступень или группу ступеней, кг/с (т/ч);  $p_1, p_2$  - давления пара до и после ступени или группы ступеней;  $T_1$  - абсолютная температура пара перед ступенью. Индекс 0 (нуль) относится к расчетному режиму.

Соотношение (1-8) справедливо для суживающихся решеток в докритической области.

Конденсационную турбину можно рассматривать как группу ступеней, для которой  $p_2 = p_k$ , где  $p_k$  - давление в конденсаторе. В этом случае можно пренебречь величинами  $p_k^2$  и  $(p_k^0)^2$ , и тогда выражение (1-8) примет более простой вид:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{p_1}{p_1^0} \sqrt{\frac{T_0^1}{T_1}} \quad (1-9)$$

Если пренебречь температурной поправкой, что можно сделать для

значительной части режимов, то получим прямо пропорциональную зависимость между расходом пара и давлением.

Если в рассматриваемом и в расчетном режимах скорости пара в сопловой решетке являются критическими, то соотношение (1-9) также применимо.

Формула Флюгеля недействительна для регулирующей ступени турбины. Если же регулирующие клапаны полностью открыты, то соотношения (1-8) и (1-9) распространяются и на первую регулируемую ступень. Из (1-9) следует, что при постоянстве начального давления расход пара при полностью открытых клапанах пропорционален температурной поправке. Так, снижение температуры свежего пара для турбины К-300-240 ЛМЗ с 580 до 540°C увеличило пропускную способность с  $D=930$  т/ч до

$$D = 930 \sqrt{\frac{273 + 580}{273 + 540}} = 930 \cdot 1,0942 = 975,56 \text{ т/ч.}$$

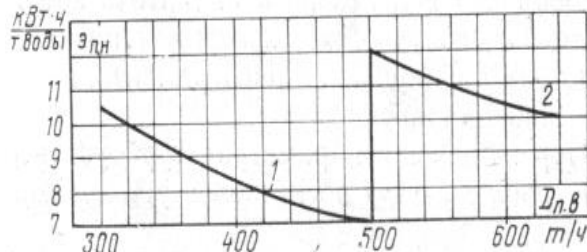


Рис. 1-4. Удельные расходы электроэнергии на питательные насосы для блока 200 МВт.  
1 - работает один насос ПЭ-430-200; 2 - работают два насоса.

Поскольку температурная поправка в формуле (1-9) во многих случаях близка к единице, можно пользоваться соотношением

$$p_1 = p_1^0 \frac{D}{D_0} \quad (1-10)$$

Последнее выражение означает, что давление перед ступенью или группой ступеней пропорционально пропуску пара через эту ступень или группу ступеней.

В турбине с нерегулируемыми отборами на регенерацию имеется ряд отсеков - групп ступеней между регенеративными отборами, пропуск пара через которые различен из-за наличия этих отборов. Такую турбину нельзя рассматривать как одну группу ступеней, и рассуждения, которые позволили перевести формулу (1-8) в формулу (1-9), оказываются несправедливыми. Однако можно показать, что и в этом случае формулы (1-9) и (1-10) справедливы.

Для последнего отсека турбины, через который проходит поток пара  $D_\kappa$ , поступающий в конденсатор, можно записать:

$$p_{п1} = p_{п1}^0 \frac{D_\kappa}{D_\kappa^0} \quad (1-11)$$

где  $p_{п1}, p_{п1}^0$  - давления в нижнем регенеративном отборе. Для расчета следующего отсека, пропуск пара через который равен  $D_\kappa + D_{п1}$  ( $D_{п1}$  - отбор на подогреватель П1), воспользуемся формулой (1-8) без температурной поправки:

$$\frac{D_\kappa + D_{п1}}{D_\kappa^0 + D_{п1}^0} = \sqrt{\frac{p_{п2}^2 - p_{п1}^2}{(p_{п2}^0)^2 - (p_{п1}^0)^2}} \quad (1-12)$$

Отбор пара на регенеративный подогреватель пропорционален расходу нагреваемого конденсата:

$$D_{\Pi 1} \approx D_{\Pi 1}^0 \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0} \quad (1-13)$$

Соотношение (1-13) является приближенным, так как на значение  $D_{\Pi 1}$  влияют и другие факторы, например изменение теплоты конденсации греющего пара, изменение недогрева до температуры насыщения в подогревателе.

Подставляем величину  $D_{\Pi 1}$  с использованием (1-13) в левую часть выражения (1-12) и получаем:

$$\frac{D_{\kappa} + D_{\Pi 1}}{D_{\kappa}^0 + D_{\Pi 1}^0} = \frac{D_{\kappa} + D_{\Pi 1}^0 \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0}}{D_{\kappa}^0 - D_{\Pi 1}^0} = \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0} \frac{1 + \frac{D_{\kappa}^0}{D_{\kappa}}}{1 + \frac{D_{\Pi 1}^0}{D_{\kappa}^0}} = \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0}$$

Запишем выражение для  $p_{\Pi 2}$  из (1-12):

$$p_{\Pi 2} = \sqrt{\left(\frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0}\right)^2 \left[(p_{\Pi 2}^0)^2 - (p_{\Pi 1}^0)^2\right] + p_{\Pi 1}^0} \quad (1-14)$$

После преобразования имеем:

$$p_{\Pi 2} = \sqrt{\left(\frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0}\right)^2 (p_{\Pi 2}^0)^2 + p_{\Pi 1}^2 - (p_{\Pi 1}^0)^2 \left(\frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0}\right)^2}$$

Так как по (1-11)  $p_{\Pi 1}^0 \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0} = p_{\Pi 1}$ , получаем

$$p_{\Pi 2} = p_{\Pi 2}^0 \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0} \quad (1-15)$$

Из многочисленных испытаний известно, что

$$\frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0} = \frac{D}{D_0} \quad (1-16)$$

т. е. расход пара в конденсатор пропорционален расходу свежего пара на турбину.

Можно записать:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{D_{\kappa} + \sum D_{рег} + \sum D_{прот}}{D_{\kappa}^0 + \sum D_{рег}^0 + \sum D_{прот}^0}, \quad (1-17)$$

где  $\sum D_{РЕГ}$  - сумма отборов пара из турбины на регенеративный подогрев питательной воды;  $\sum D_{ПРОТ}$  - сумма протечек пара через лабиринтовые уплотнения.

Преобразуем выражение (1-16):

$$\frac{D}{D_0} = \frac{D_{\kappa} \left(1 + \sum \alpha_{рег}^{\kappa} + \sum \alpha_{прот}^{\kappa}\right)}{D_{\kappa}^0 \left(1 + \sum \alpha_{рег}^{\kappa 0} + \sum \alpha_{прот}^{\kappa 0}\right)}, \quad (1-17a)$$

где  $\sum \alpha_{рег}^{\kappa} = \sum D_{рег} / D_{\kappa}$ ;  $\sum \alpha_{прот}^{\kappa} = \sum D_{прот} / D_{\kappa}$

Рассматривая (1-17) вместе с (1-16), получаем:

$$\sum \alpha_{прот}^{\kappa 0} + \sum \alpha_{рег}^{\kappa 0} = \sum \alpha_{прот} + \sum \alpha_{рег} \quad (1-18)$$

и

$$\sum \alpha_{прот}^0 + \sum \alpha_{рег}^0 = \sum \alpha_{прот} + \sum \alpha_{рег}, \quad (1-19)$$

$$\text{где } \sum \alpha_{\text{прот}} = \sum D_{\text{прот}} / D; \sum \alpha_{\text{рег}} = \sum D_{\text{рег}} / D.$$

Соотношения (1-18) и (1-19) являются приближенными, так " как в действительности по мере уменьшения электрической нагрузки суммарная доля отборов на регенерацию несколько снижается,

В итоге можно записать:

$$p_{\text{п1}} = p_{\text{п1}}^0 \frac{D}{D_0}; \quad p_{\text{п2}} = p_{\text{п2}}^0 \frac{D}{D_0} \quad \text{И т. д.}$$

Пропорциональность давлений отборов расходу пара на турбину проверяется при проведении испытаний турбин.

Отсюда следует, что расход пара на турбину отражает изменения уровня давлений регенеративных отборов. Что касается долей регенеративных отборов, то они требуют уточнения по балансовым уравнениям.

Рассмотрим также изменение давления в конденсаторе при частичных нагрузках. Давление пара в конденсаторе однозначно определяется температурой конденсации пара, которая для любого режима изменяется по соотношению

$$t_{\kappa} = t_{o.61} + \Delta t_{o.6} + \vartheta_{\kappa}, \quad (1-20)$$

где  $\Delta t_{o.6} = t_{o.62} - t_{o.61}$  ( $t_{o.61}, t_{o.62}$  - температуры охлаждающей воды на входе и выходе конденсатора, °C);  $\vartheta_{\kappa}$  - недогрев воды до температуры насыщения  $t_{\kappa}$ . Из теплового баланса конденсатора имеем:

$$\Delta t_{o.6} = \frac{D_{\kappa} q_{\kappa}}{c_{\text{в}} G_{o.6}}, \quad (1-21)$$

где  $D_{\kappa}$  - паровая нагрузка конденсатора, кг/с;  $q_{\kappa}$  - теплота конденсации пара, кДж/кг;  $c_{\text{в}}$  - теплоемкость воды, кДж/ (кг•K);  $G_{o.6}$  - расход охлаждающей воды, кг/с.

Недогрев воды зависит от коэффициента теплопередачи  $k_{\kappa}$  и температурного напора  $t_{\kappa} - t_{o.61}$ :

$$\vartheta_{\kappa} = (t_{\kappa} - t_{o.61}) \exp \left( - \frac{k_{\kappa} F_{\kappa}}{c_{\text{в}} G_{o.6}} \right),$$

где  $F_{\kappa}$  - площадь поверхности охлаждения конденсатора, м<sup>2</sup>.

Подставляя в (1-20) значения  $\Delta t_{o.6}$  и  $\vartheta_{\kappa}$  из (1-20) и из (1-21), получаем:

$$t_{\kappa} = t_{o.61} + \frac{D_{\kappa} q_{\kappa}}{G_{o.6} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{k_{\kappa} F_{\kappa}}{c_{\text{в}} G_{o.6}} \right) \right]} \quad (1-22)$$

Обозначим:

$$A = \frac{q_{\kappa}}{G_{o.6} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{k_{\kappa} F_{\kappa}}{c_{\text{в}} G_{o.6}} \right) \right]}$$

В значительном диапазоне нагрузок расход охлаждающей воды остается неизменным. При условии  $G_{o.6} = \text{const}$  можно считать, что коэффициент

теплопередачи также не меняется и комплекс  $A$  является постоянной величиной. Тогда  $t_{\kappa} = t_{o.61} + AD_{\kappa}$  или

$$\frac{t_{\kappa} - t_{o.61}}{t_{\kappa}^0 - t_{o.61}^0} = \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^0} = \frac{D}{D_0} \quad (1-23)$$

При изменении расхода охлаждающей воды принимаем изменение коэффициента теплопередачи в конденсаторе по соотношению

$$k_{\kappa} = k_{\kappa}^0 \sqrt{\frac{G_{o.6}}{G_{o.6}^0}}$$

(1-24)

Тогда имеем:

$$t_{\kappa} = t_{o.61} + \frac{D_{\kappa} q_{\kappa}}{G_{o.6} \left[ 1 - \exp \left( -k_0 \sqrt{\frac{G_{o.6}}{G_{o.6}^0}} \frac{F_{\kappa}}{c_{\theta} G_{o.6}} \right) \right]} \quad (1-25)$$

Для построения процесса расширения пара в турбине при частичной нагрузке надо иметь все данные по расчетному режиму, а также значения внутренних относительных к. п. д. отсеков турбины и регулирующей ступени.

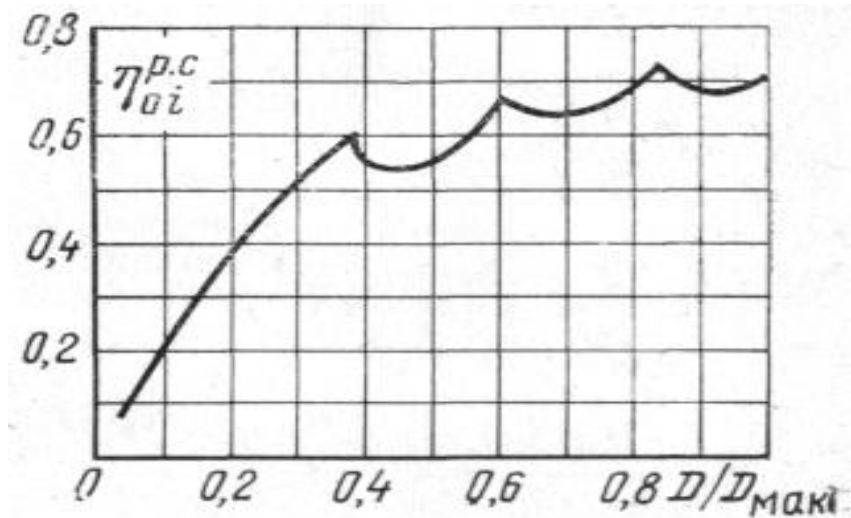


Рис. 1-5. Зависимость внутреннего относительного к. п. д. регулирующей ступени турбины К-210-130 от относительного пропуска пара.

Коэффициент полезного действия регулирующей ступени меняется с изменением расхода пара на турбину. На рис. 1-5 приведена кривая  $\eta_{oi}$  регулирующей ступени турбины К-210-130 в зависимости от доли расхода пара на турбину. Внутренние относительные к. п. д. всех остальных ступеней в большом диапазоне нагрузок сохраняют свои значения при расчетном режиме. Обычно пользуются значениями  $\eta_{oi}$  для отсеков турбины. Для отсеков, работающих во влажном паре, берутся значения  $\eta_{oi}$  без учета влажности с введением поправок на влажность.

После построения процесса расширения пара в турбине можно получить все параметры пара и воды для режима частичной нагрузки, которые позволяют провести расчеты тепловых балансов регенеративных подогревателей с целью уточнения долей отборов.

При подсчете балансов регенеративных подогревателей следует учитывать изменение недогрева воды  $\vartheta$  до состояния насыщения, который определяется формулой, аналогичной (1-21). Расчеты показывают, что этот недогрев меняется с изменением нагрузки по квадратичному закону.

Скользящее давление в регенеративных отборах определяет режимы работы подогревателей при изменении турбины.

Снижение давления в верхнем отборе при снижении нагрузки определяет характер снижения температуры питательной воды, границу которому дает температура воды после деаэратора.

Деаэраторы, как правило, работают при постоянном давлении, что обеспечивается подводом к нему пара соответствующего давления при всех возможных режимах.

Так, в турбоустановке К-300-240 ЛМЗ деаэратор питается паром из специального отбора; при снижении нагрузки до уровня, при котором давление этого отбора уже недостаточно для питания деаэратора [требуется пар при 0,675 МПа (7 кгс/см<sup>2</sup>)], деаэратор переключается на питание паром отбора более высокого давления, что, естественно, снижает тепловую экономичность.

Скользящее давление в отборе, из которого питается приводная турбина питательного насоса, приводит к снижению пропускания пара через нее при снижении нагрузки главной турбины. Это приводит к снижению ее располагаемой мощности, которая при некоторой нагрузке оказывается ниже необходимой для привода питательного насоса. При подобном режиме (для блока 300 МВт около 50% нагрузки) в такой схеме питания приходится переходить на работу с электропитательным насосом.

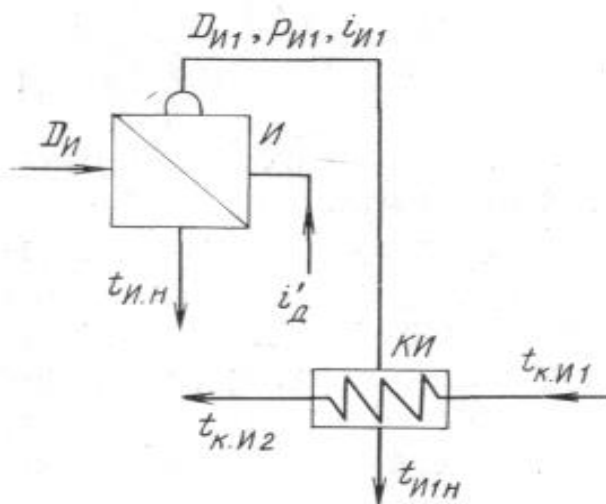


Рис. 1-6. Схема испарительной установки.

При проектировании ТЭС, а также в условиях эксплуатации необходимо рассчитывать режимы работы блоков с отборами пара не только на регенерацию, но и для собственных нужд.

Приводим для примера разрешаемые заводом-изготовителем дополнительные отборы турбины 300 МВт ХТГЗ:

Параметры	Потребители пара					
	Коллектор собственных нужд 1,275 МПа	На сушку угля	Основной сетевой подогреватель	Калориферы	Испарители	Подогрев сырой воды
$D_{отб}$ , т/ч	15-45	60-100	20	27-38	15,5	2
$P_{отб}$ , МПа	3,96	0,65	0,25	0,25	0,25	0,12
$t$ , °C	325	335	250	250	250	160
Отбор	После ЦВД	IV отбор	Выхлоп турбонасоса			VII отбор

При частичных нагрузках блока меняются режимы работы испарительных установок, включенных в тепловую схему турбоустановки [1-10, 1-24].

Рассмотрим одноступенчатую испарительную установку, включенную по схеме без потери экономичности (рис. 1-6). Для любого режима испарительной установки справедливо соотношение

$$Q_{И1}(1 + \varepsilon) = Q_{И}, \quad (1-26)$$

где  $\varepsilon = \frac{(i'_{И1} - i'_{Д})}{q_{И1}}$ ; здесь  $i'_{И1}$  - энтальпия воды на линии насыщения при давлении  $p_{И1}$ ; при  $i'_{И1} - i'_{Д} = 80 \div 100$  кДж/кг  $\varepsilon = 0,04 \div 0,05$ .

Величина  $Q_{И}$ , т.е. количество тепла, передаваемое греющим паром в испарителе кипящей воде, равна:

$$Q_{И} = k_{И} \Delta t_{И}^p F_{И} = k_{И} \xi (t_{И.н} - t_{И1}^n) F_{И},$$

где  $k_{И}$  - коэффициент теплопередачи в испарителе;  $t_{И.н}, t_{И1}^n$  - температуры насыщения конденсата греющего пара и кипящей воды;  $F_{И}$  - площадь поверхности нагрева испарителя;  $\xi$  - коэффициент использования температурного напора в испарителе.

С другой стороны, теплота, воспринимаемая водой в конденсаторе испарителя, равна:

$$Q_{К.И} = D_{о.к} c_{о.в} (t_{К.И2} - t_{К.И1}),$$

где  $D_{о.к}$  - расход основного конденсата, проходящего через трубки конденсатора испарителя;  $t_{К.И1}, t_{К.И2}$  - температуры основного конденсата перед и после конденсатора испарителя. Далее имеем:

$$t_{К.И2} = t_{И1}^n - \vartheta_{К.И} = t_{И1}^n - \left[ (t_{И1}^n - t_{К.И1}) \exp \left( - \frac{k_{К.И} F_{К.И}}{c_{в} D_{о.к}} \right) \right].$$

где  $k_{К.И}$  - коэффициент теплопередачи в конденсаторе испарителя;  $F_{К.И}$  - площадь поверхности нагрева конденсатора испарителя;  $c_{в}$  - удельная теплоемкость воды.

Подставляя значение  $t_{К.И2}$  в  $Q_{К.И}$  и используя (1-26), получаем:

$$\frac{\xi}{1 + \varepsilon} k_{И} F_{И} (t_{И.н} - t_{И1}^n) = D_{о.к} c_{в} (t_{И1}^n - t_{К.И1}) \left[ 1 - \exp \left( - \frac{k_{К.И} F_{К.И}}{c_{в} D_{о.к}} \right) \right].$$

Обозначаем:  $\varphi_1 = \frac{1}{1 + \varepsilon} \xi k_{И} F_{И}$ ;

$$\varphi_2 = D_{о.к} c_{в} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{k_{К.И} F_{К.И}}{c_{в} D_{о.к}} \right) \right].$$

В результате имеем:

$$t_{И1}^n = \frac{\varphi_1 t_{И.н} + \varphi_2 t_{И1}^n}{c_{в} D_{о.к}} \quad (1-27)$$

По значению  $t_{И1}^n$  можно найти  $p_{И1}$  - давление вторичного пара, а также температурный напор в испарителе и выход дистиллята  $D_{И1}$ . Известно, что при пониженных нагрузках выход дистиллята снижается из-за снижения конденсирующей способности конденсатора испарителя, что затрудняет прохождение этих режимов. Поэтому применяются баки запасного

конденсата, в которые можно направлять избытки дистиллята при высоких нагрузках блока. Кроме того, на ТЭС, имеющих испарители, предусматривается обессоливающая установка производительностью 100 т/ч.

Приведенный анализ режимов работы одноступенчатой испарительной установки может быть применен и при двуступенчатой установке.

Выше отмечались недостатки режимов работы деаэраторов при постоянном давлении при частичных нагрузках. Поэтому переход на скользящее давление в деаэраторах сулит определенные преимущества и выигрыш в тепловой экономичности. При таких режимах снижение давления в деаэраторе протекает достаточно медленно и не угрожает вскипанием питательной воды на входе в питательный насос. Надо иметь, однако, в виду, что в тех случаях, когда из деаэратора подается также пар и на пароструйные эжекторы, то при значительном снижении давления пара в деаэраторе питание эжекторов паром надо переводить на другой источник.

Подача пара в деаэратор должна обеспечиваться при всех режимах. Рассмотрим переходный процесс в деаэраторе при прекращении подачи пара. Запишем уравнение теплового баланса в деаэраторе Д:

$$[D_{ПВД}(c_6 t_{\partial p} - c_6 t_{\text{Д}}) + D_{\kappa.Д}(c_6 t_{\text{Д}} - c_6 t_{\text{ПНД}})] d\tau = c_6 \rho_6 V_6 dt_{\text{Д}},$$

где  $t_{\text{Д}}$  - температура воды в Д;  $V_6$  - водяной объем питательного бака;  $D_{ПВД}$  - поток дренажей подогревателя высокого давления (ПВД);  $D_{\kappa.Д}$  - поток конденсата из подогревателя низкого давления (ПНД) в Д;  $t_{\partial p}$  - температура дренажа ПВД, сливаемого в Д;  $\rho_6$  - плотность воды;  $\tau$  - время;  $t_{\text{ПНД}}$  - температура конденсата, поступающего в Д из ПНД.

Иначе записываем:

$$\frac{\rho_6 V_6 dt_{\text{Д}}}{D_{ПВД} t_{\partial p} + D_{\kappa.Д} t_{\kappa.Д} - (D_{ПВД} + D_{\kappa.Д}) t_{\text{Д}}} = d\tau.$$

Обозначим:  $D_{ПВД} t_{\partial p} + D_{\kappa.Д} t_{\kappa.Д} - (D_{ПВД} + D_{\kappa.Д}) t_{\text{Д}} = y$ ,

$$dy = -(D_{ПВД} + D_{\kappa.Д}) dt_{\text{Д}}$$

В результате получаем:

$$\frac{dy}{y} = -\frac{D_{ПВД} + D_{\kappa.Д}}{\rho_6 V_6} d\tau.$$

Обозначим

$$\frac{\rho_6 V_6}{D_{ПВД} + D_{\kappa.Д}} = T.$$

После интегрирования имеем:

$$\ln \frac{y}{y_{\text{нач}}} = -\tau/T,$$

или

$$y = y_{\text{нач}} e^{-\tau/T}.$$

После преобразования имеем:

$$t_{\text{Д}} = t_{\text{Д}}^{\text{нач}} e^{-\tau/T} + \frac{D_{ПВД} t_{\partial p} + D_{\kappa.Д} t_{\kappa.Д}}{D_{ПВД} + D_{\text{ПНД}}} \left(1 - e^{-\tau/T}\right).$$

## 1-4. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕЖИМА ЧАСТИЧНОЙ НАГРУЗКИ ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240

Расчетная схема турбоустановки приведена на рис. 1-7. На рис. 1-8 дана кривая  $\eta_{oi}^{p.c.}$  в зависимости от относительного расхода пара на турбину. На рис. 1-9 приведена  $i,s$ -диаграмма процесса расширения пара в турбине, на которой нанесены значения  $\eta_{oi}$  отсеков турбины для расчетного режима.

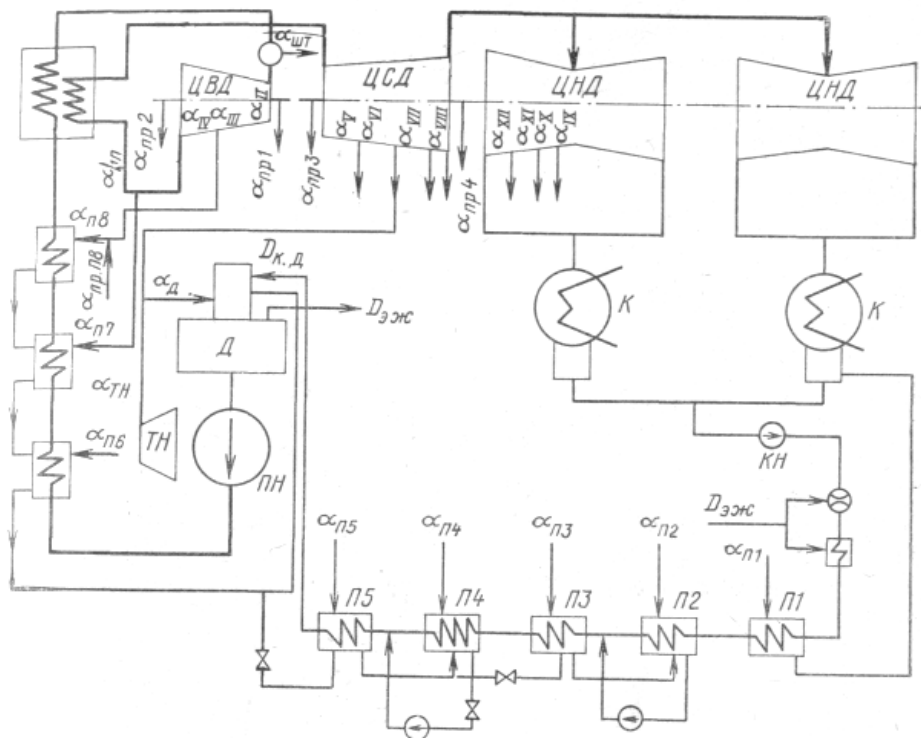


Рис. 1-7. Расчетная тепловая схема турбоустановки К-500-240.

В качестве расчетного принят режим при полностью открытых клапанах при следующих исходных данных:

$D_0 = 446$  кг/с (1605 т/ч);  $p_0 = 23,54$  МПа;  $t_0 = 540^\circ\text{C}$ ;  $t_{nn} = 540^\circ\text{C}$ . Проточную часть можно разбить на 12 отсеков, что показано на рис. 1-7, причем 1 отсек - регулирующая ступень. Относительные пропуски пара через отсеки обозначаем  $\alpha_I, \alpha_{II}, \dots, \alpha_{XII}$ , а протечки через уплотнения  $\alpha_{np1}, \alpha_{np2}$  и т. д. Относительный пропуск на входе равен 1,0. Тогда:

$$\alpha_{II} = \alpha_{p.c} = 1 - \alpha_{um};$$

$$\alpha_{III} = 1 - \alpha_{um} - \alpha_{np1};$$

$$\alpha_{IV} = 1 - \alpha_{um} - \alpha_{II8};$$

$$\alpha_m = 1 - \alpha_{um} - \alpha_{np2} - \alpha_{II8} - \alpha_{II7} - \alpha_{np3}$$

и т. д. до  $\alpha_{XII} = \alpha_k$ , где  $\alpha_{um}$  - доля протечки пара через штоки клапанов.

Для расчетного режима имеем:

$$\alpha_{um}^0 = 0,003; \alpha_{np1}^0 = 0,0180; \alpha_{np2}^0 = 0,008; \alpha_{np3}^0 = 0,006; \alpha_{np4}^0 \text{ не учитываем.}$$

Из переднего уплотнения часть протечки пара направляется в П8:

$$\alpha_{np18}^0 = 0,008;$$

часть протечки пара из переднего и заднего уплотнений ЦВД и переднего ЦСД направляется в деаэратор:

$$\alpha_{npд}^0 = 0,014. \text{ Остальная часть протечек уплотнений направляется в П2:}$$

$$\alpha_{np12}^0 = 0,01.$$

Отборы на регенерацию равны:

$$\alpha_{II8}^0 = 0,0468; \alpha_{II7}^0 = 0,099; \alpha_{II6}^0 = 0,045; \alpha_{II5}^0 = 0,607; \alpha_{II4}^0 = 0$$

(деаэратор получает пар протечек через уплотнения и протечки штоков клапанов высокого давления, что с

избытком обеспечивает баланс тепла); избыток пара протечек в размере 0,004 поступает к приводной турбине питательного насоса:

$$\alpha_{П5}^0 = 0,0336; \alpha_{П4}^0 = 0,026; \alpha_{П3}^0 = 0,024;$$

$$\alpha_{П2}^0 = 0,040; \alpha_{П1}^0 = 0,03; \alpha_{\kappa}^0 = 0,573.$$

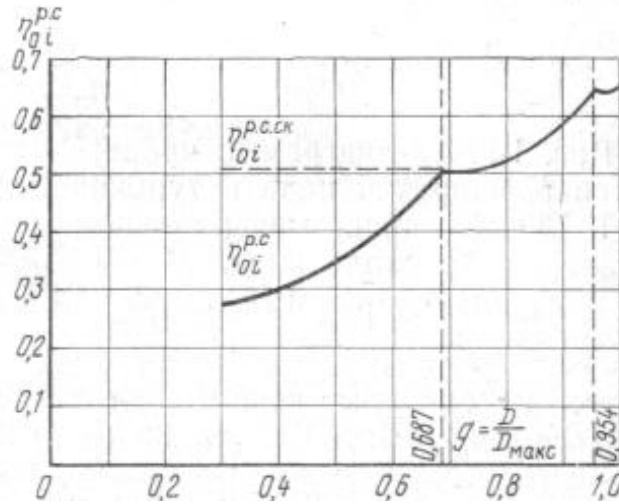


Рис. 1-8. Кривые внутреннего относительного к. п. д. регулирующей ступени в зависимости от расхода пара на турбину ( $\eta_{oi}^{p.c.ck}$  - внутренний относительный к. п. д. регулирующей ступени при скользящем начальном давлении).

Рассмотрим режим при относительном расходе  $g = \frac{D}{D_0} = 0,4$  ( $D = 178,4 \text{ кг/с}$ ). Как видно из рис. 1-8, этот режим относится к области дроссельного парораспределения. Полное открытие четырех клапанов соответствует относительному расходу 0,687. При относительном расходе 0,4 давление после клапанов:

Температура  $t_{01}$  находится по  $i, s$ -диаграмме последовательным приближением.

Пересчитываем давления отборов пропорционально относительному расходу пара с учетом температурной поправки, которая сказывается только на отборах ЦВД; к. п. д. регулирующей ступени определяется из рис. 1-8.

Коэффициенты полезного действия прочих отсеков берутся те же, что и в расчетном режиме (рис. 1-9). Пересчитываем абсолютное давление пара в конденсаторе турбины:

$$t_{\kappa} = t_{\kappa}^{расч} + (t_{\kappa}^0 - t_{\kappa}^{расч}) \frac{D}{D_0} = 12 + (28,2 - 12) \cdot 0,4 = 18,5^{\circ} \text{C};$$

$$p_{\kappa} = 0,0021 \text{ МПа}; i'_{\kappa} = 77,6 \text{ кДж/кг}.$$

Аналогично пересчитываем давление в конденсаторе приводной турбины питательного насоса:

$$t_{\kappa}^{TH} = t_{\kappa}^0 + (t_{\kappa}^{TH0} - t_{\kappa}^0) \frac{D_{TH}}{D_{TH}^0}.$$

Для расчета  $t_{\kappa}^{TH}$  надо рассчитать  $\frac{D_{TH}}{D_{TH}^0}$ :

$$D_{TH} = \frac{D_{н.г} \nu_{cp} (p_n - p_g) \cdot 10^3}{\eta_n H_i^{TH} \eta_m^{TH}}, \quad (1-28)$$

где  $D_{н.г}$  - расход питательной воды, кг/с;  $p_n, p_g$  - давления воды на входе и выходе питательного насоса, МПа;  $\nu_{cp}$  - удельный объем воды при ее средней температуре в питательном насосе;  $\eta_n$  - к. п. д. питательного насоса;  $H_i^{TH}$  - действительная разность энтальпий в приводной турбине питательного насоса (см. рис. 1-9).

При  $D_{н.г} = D$

$$\alpha_{TH} = \frac{D_{TH}}{D_{н.г}} = \frac{D_{TH}}{D} = \frac{h_{ni}}{H_i^{TH} \eta_m^{TH} \eta_n^{TH}},$$

где  $\eta_m^{TH}$  - механический к. п. д. приводной турбины;  $h_{ni}$  — нагрев воды в питательном насосе:

$$h_{ni} = \frac{v_{cp}(p_n - p_e)}{\eta_{ni}} \quad (1-28a)$$

здесь  $\eta_{ni} = \frac{\eta_n}{\eta_m}$ ;  $\eta_n$  определяется (см. ниже) и  $\eta_{n, mex} = 0,98$ .

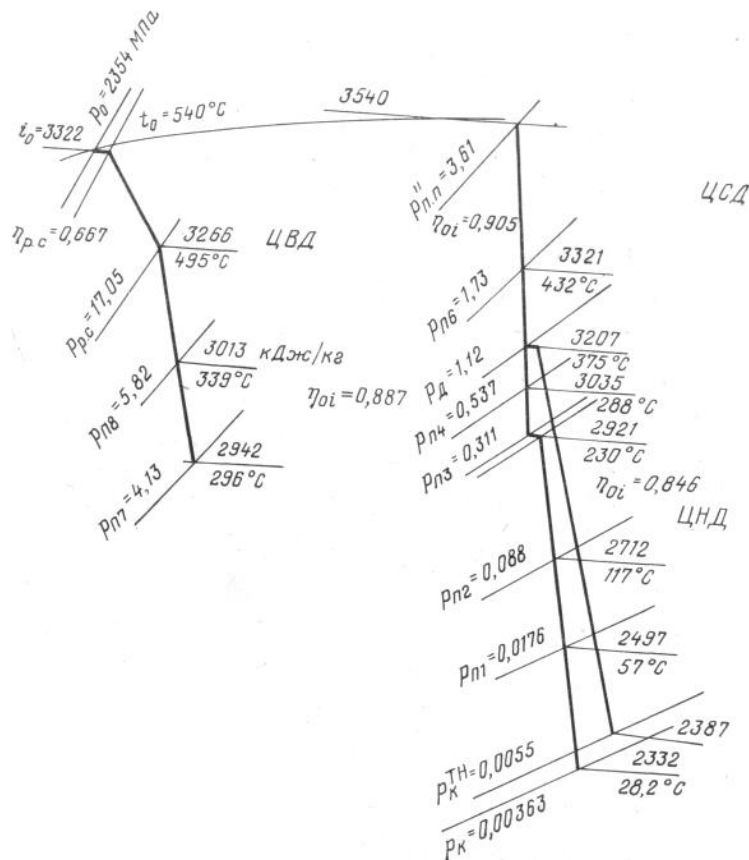


Рис. 1-9. i,s-диаграмма процесса расширения пара в турбине К-500-240 при максимальном расходе пара.

К блоку 500 МВт с турбиной К-500-240 устанавливают для параллельной работы два турбопитательных насоса типа ПН-950-350.

Номинальный режим двух питательных насосов ПН-950-350 определяется номинальной паропроизводительностью котла 1650 т/ч, что соответствует подаче двух насосов:

$$Q_{ПН}^0 = D_{n,6} v_{cp} = 1650 \cdot 0,00112 \cdot 10^3 = 1880 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Номинальный режим насоса характеризуется следующими данными:

Подача.....	$Q_{ПН} = 940 \text{ м}^3 / \text{ч}$
Перепад давлений (суммарный главного и предвключенного насосов).....	$H_{ПН}^0 = 33,5 \text{ МПа}$
Частота вращения.....	$n_{ПН}^0 = 4600 \text{ мин}^{-1}$
К. п. д. насоса.....	$\eta_{ПН} = 79\%$
Мощность.....	$N_{ПН} = 11,3 \text{ МВт}$

На рис. 1-10 в координатах  $H_{ПН}$ ,  $Q_{ПН}$  [1-25] нанесена точка номинального режима А, через которую проведены три линии: характеристика  $H$ ,  $Q$  насоса при номинальной частоте вращения (1); квадратичная характеристика сети, выходящая из точки начала , координат (2) (линия А0); действительная характеристика сети (3).

Действительная характеристика сети, т. е. водопарового тракта котла и главных паропроводов до турбины, так же как и характеристика 2, подчиняется квадратичному закону и определяется тем, что перед турбиной поддерживается постоянное давление  $p_0 = 23,54 \text{ МПа}$ .

Гидравлическое сопротивление водопарового тракта при номинальном режиме питательных насосов и котла равно:

$$\Delta p_{mp}^0 = H_{ПН}^0 + p_{н.в} - p_0,$$

где  $p_{н.в}$  - давление на входе в насос;

$$\Delta p_{mp}^0 = 33,5 + 0,9 - 23,54 = 8,86 \text{ МПа}.$$

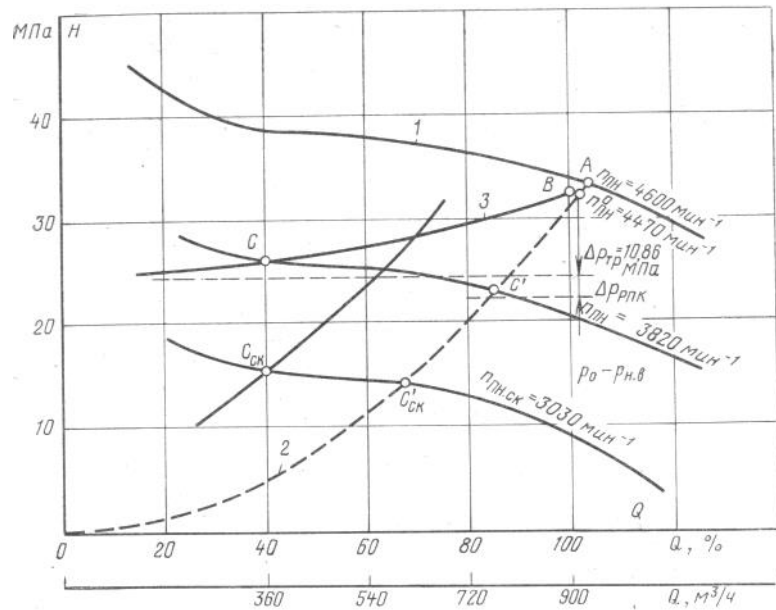


Рис. 1-10. Q, H-характеристика турбопитательного насоса.

В эту величину входит гидравлическое сопротивление регулирующего питательного клапана (РПК)  $\Delta p_{РПК}$ , которое поддерживается постоянным, равным 2,0 МПа. Остальная часть гидравлического сопротивления тракта меняется с изменением нагрузки по квадратичному закону:

$$\Delta p_{mp}^0 = \Delta p_{mp}^0 - \Delta p_{РПК} = 10,86 - 2,0 = 8,86 \text{ МПа}.$$

Рассмотрим в данном примере два режима:

1) расчетный режим турбины при  $D = D_{н.в} = 1605 \text{ м}^3/\text{ч}$ , что требует работы двух насосов  $Q_{ПН} = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;

2) при работе одного насоса  $900 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Наносим эту точку В на характеристике сети; подаче 900 м³/ч соответствует давление  $H_{ПН} = 33,0 \text{ МПа}$ . Через точку В проводим линию, эквидистантную характеристике Н, Q при номинальном режиме, т. е. характеристику Н, Q для расчетного режима при частоте вращения  $n_{ПН}^0$ .

На пересечении характеристики Н, Q при  $n_{ПН}^0$  с квадратичной характеристикой А0 получаем точку В' с напором  $(H_{ПН}^0)' = 32,7 \text{ МПа}$ .

Это дает возможность подсчитать  $n_{ПН}^0$ :

$$(n_{ПН}^0)' = n_{ПН}^0 \sqrt{\frac{H_{ПН}^0'}{H_{ПН}^0}} = 4600 \sqrt{\frac{32,7}{33,5}} = 4470 \text{ мин}^{-1}.$$

Аналогично для режима  $g = \frac{D}{D_0} = 0,4$  находим:  $H_{ПН} = 26,0 \text{ МПа}$  и  $H_{ПН}' = 23,0 \text{ МПа}$  (точки С и С'). Тогда

$$n_{ПН}' = 4600 \sqrt{\frac{23,0}{33,5}} = 4470 \text{ мин}^{-1}.$$

В результате обработки заводских расчетных данных с помощью метода наименьших квадратов получена следующая зависимость к. п. д. питательного насоса ПН-950-350, %, от подачи и частоты вращения:

$$\eta_{ПН} = 72,4 + 21,6x_1 - 7,63x_2 - 7,25x_1^2, \quad (1-29)$$

где  $x_1$  и  $x_2$  - переменные факторы: подача  $Q_{ПН}$  и частота вращения  $n_{ПН}$  в нормированном виде:

$$x_1 = \frac{Q_{\text{ПН}} - 620}{320};$$

$$x_2 = \frac{n_{\text{ПН}}^0 - 3680}{920}.$$

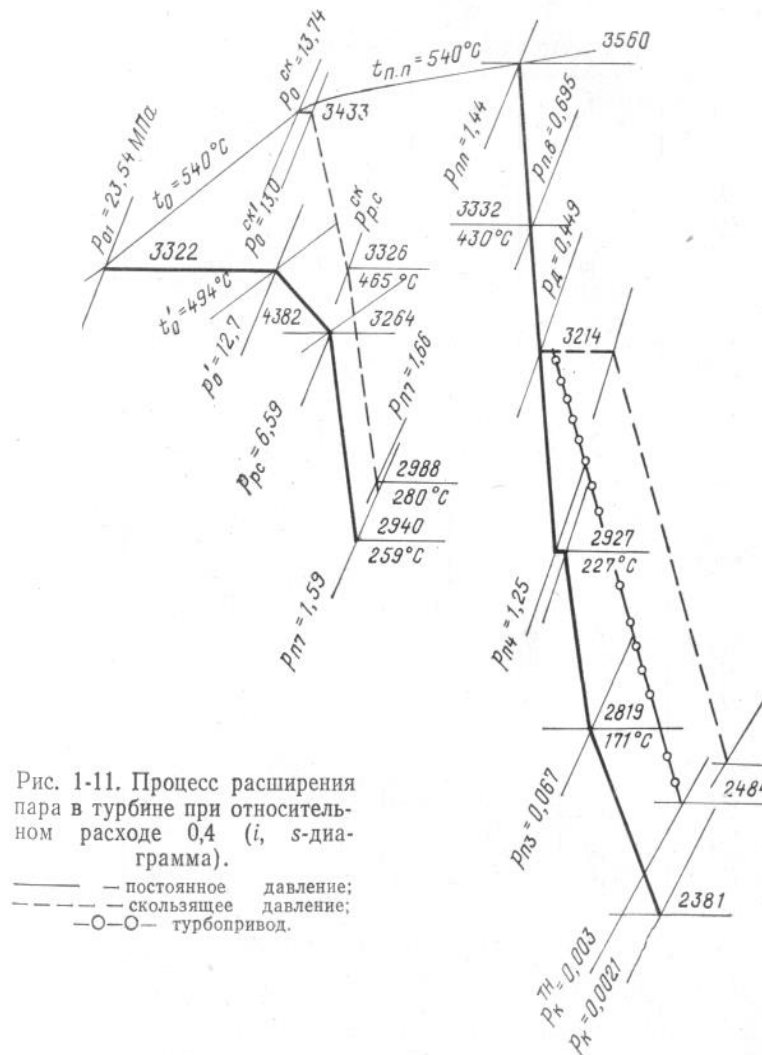


Рис. 1-11. Процесс расширения пара в турбине при относительном расходе 0,4 (*i, s*-диаграмма).

— — — — — постоянное давление;  
- - - - - скользящее давление;  
—○— турбопривод.

Подсчитаем  $\eta_{\text{ПН}}$  по (1-29) для расчетного режима:

$$x_0^1 = \frac{900 - 620}{320} = 0,875;$$

$$x_2^0 = \frac{4470 - 3680}{920} = 0,85;$$

$$\eta_{\text{ПН}} = 72,4 + 21,6 \cdot 0,875 - 7,63 \cdot 0,85 - 7,25 \cdot 0,875^2 = 77,35\%;$$

для режима  $g = 0,4$ :

$$x_0^1 = \frac{360 - 620}{320} = -0,812;$$

$$x_2^0 = \frac{3820 - 3680}{920} = 0,153;$$

$$\eta_{\text{ПН}} = 72,4 - 21,6 \cdot 0,812 - 7,63 \cdot 0,153 - 7,25 \cdot 0,812^2 = 54,1\%.$$

Возвращаемся к расчету расхода пара на турбонасос: для расчетного режима:

$$h_{\text{ПН}}^0 = \frac{0,00112 \cdot 33,54 \cdot 10^3}{0,79} = 47,5 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{\text{ПН}} = \frac{\eta_n}{\eta_m} = \frac{0,7735}{0,98} = 0,79;$$

$$\alpha_{\text{TH}}^0 = \frac{47,5}{0,98 \cdot 730 \cdot 0,975} = 0,0607;$$

для режима  $g = 0,4$

$$h_{\text{ПН}} = \frac{0,001085 \cdot 24,7 \cdot 10^3}{0,541} = 49,6 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_{\text{TH}} = \frac{49,6}{0,95 \cdot 730 \cdot 0,975} = 0,0735;$$

Подсчитываем значение  $t_{\kappa}^{\text{TH}}$ :

$$t_{\kappa}^{\text{TH}} = 12 + (34,6 - 12) \frac{0,0735}{0,0607} 0,4 = 23,3^{\circ}\text{C};$$

$$p_{\kappa}^{\text{TH}} = 0,013 \text{ МПа}$$

После этого, имея все необходимые данные, строим процесс расширения пара в турбине в  $p$ ,  $t$ -диаграмме (рис. 1-11). Параметры пара и воды сведены в табл. 1-1.

Из тепловых балансов регенеративных подогревателей находим расходы отборов -пара (табл. 1-2).

Там же даны расчетные значения внутренней мощности по отсекам турбины, откуда суммарная удельная внутренняя мощность  $H_{\text{инп}} = 1186,9 \text{ кДж/кг}$ , и, следовательно, внутренняя мощность турбины равна:

$$N_i = DH_{\text{инп}} = 178,4 \cdot 1186,9 \cdot 10^3 = 211,68 \text{ МВт};$$

электрическая мощность

$$N_{\text{э}} = N_i - \Delta N_{\text{м.г}} = 211,68 - 7,4 = 204,28 \text{ МВт},$$

где  $\Delta N_{\text{м.г}}$  - механические потери в генераторе (по заводским данным).

Таблица 1-1.

Параметры пар и воды в режиме  $g=0,4$ .

Точка процесса	$p$ , МПа	$t$ , °C	$i$ , кДж/кг	$p'$ , МПа	$t_n$ , °C	$i'_n$ , кДж/кг	$q$ , кДж/кг	$t_n$ , °C	$p_{\text{г}}$ , МПа	$i'_n$ , кДж/кг	$\theta$ , °C
П8	2,24	298	3010	2,02	212,9	910,9	2099,1	214	33,9	928,4	-1,1
П7	1,59	259	2940	1,43	196,0	834,5	2105,5	197	34,1	854,2	-1,0
ПП	1,44	540	3560	-	-	-	-	-	-	-	-
П6	0,695	430	3332	0,625	160,4	677,4	2564,6	161	34,3	700,3	0,6
Д	0,449	372	3214	0,400	143,6	604,7	-	-	0,4	604,7	-
П5	0,214	285	3039	0,192	118,9	499,2	2539,8	117	2,0	492,3	1,1
П4	0,165	227	2927	0,112	102,8	431,0	2496	102	2,1	429,9	0,8
П3	0,0672	171	2819	0,0604	86,1	360,6	2458,4	84	2,2	357,6	1,1
П2	0,0351	115	2713	0,0315	70,2	294,0	2419	69	2,3	290,6	1,2
П1	0,0070	39	2504	0,0063	37,5	157,0	2347	36	2,4	152,9	1,5
К	0,00213	18,5	2381	0,00213	18,5	77,6	2303,4	26,5	2,6	113,6	-

Мощность турбопривода питательного насоса

$$N_{\text{TH}} = \alpha_{\text{TH}} DH_i^{\text{TH}} \eta_m^{\text{TH}} = 0,0735 \cdot 178,4 \cdot 730 \cdot 0,795 = 9,35 \text{ МВт}.$$

Подсчитываем расход тепла турбоустановкой:

$$\begin{aligned} Q_{\text{э}} &= D(i_0 - i'_{n,6}) + D_{n,n} \Delta i_{n,n} = \\ &= 178,4 \cdot (3322 - 928,4) \cdot 10^3 + 0,853 \cdot 178,4 \cdot (3560 - 2940) \cdot 10^3 = \\ &= 520 \text{ МВт} \end{aligned}$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки нетто (условный – с учетом расхода энергии только на привод питательного насоса).

$$\eta_{\text{э}}^{\text{н}} = \frac{204,28}{520} = 0,393.$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки брутто (условный)

$$\eta_{\Sigma}^{bp} = \frac{204,28 + 9,35}{520} = 0,4110.$$

Таблица 1-2.

**Расчет мощности турбины по отсекам.**

Отсек	Отбор пара перед отсеком	Доля расхода пара через отсек	Разность энтальпий, кДж/кг	Приведенная разность энтальпий, кДж/кг
II (PC)	$\alpha_{um} = 0,0075$	0,9925	58	57,6
III	$\alpha_{np1} = 0,018$	0,9745	254	248,5
IV	$\alpha_{II8} = 0,034$	0,94	70	65,5
V	$\alpha_{II7} = 0,0735$	0,853	228	195,0
	$\alpha_{np2} = 0,008$	-	-	-
	$\alpha_{np3} = 0,006$	-	-	-
	0,0875			
VI	$\alpha_{II6} = 0,0057$	0,847	118	99,5
VII	$\alpha_{IIH} + \alpha_{IIД} = 0,155$	0,692	175	122,0
VIII	$\alpha_{II5} = 0,031$	0,661	112	74,0
IX	$\alpha_{II4} = 0,023$	0,638	108	68,8
X	$\alpha_{II3} = 0,020$	0,618	106	65,5
XI	$\alpha_{II2} = 0,036$	0,582	209	121,5
XII	$\alpha_{II1} = 0,020$	0,5622	123	69,0
Всего	-	-	-	1186,9

### 1-5. РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ БЛОКА СКОЛЬЗЯЩИМ НАЧАЛЬНЫМ ДАВЛЕНИЕМ ПАРА

При дроссельном парораспределении, в сущности, осуществляется регулирование мощности турбины скользящим давлением пара, которое имеет место после дроссельных клапанов.

На рис. 1-12 показано дросселирование пара в дроссельных клапанах до начального давления  $P'_0$ , определяемого соотношением (1-9):

$$P'_0 = P_0 \frac{D}{D_0} \sqrt{\frac{T'_0}{T_0}}$$

При отсутствии поперечных связей, т. е. при блочной схеме, можно осуществлять регулирование скользящим Давлением пара после котла и соответственно перед турбиной; при этом дроссельные клапаны остаются полностью открытыми, а изменение давления и расхода пара определяется режимом подачи топлива в топку котла. Температура свежего пара при регулировании мощности скользящим начальным давлением пара поддерживается постоянной и равной номинальной.

Если сравнить по тепловой экономичности режимы при постоянном и при скользящем давлениях в условиях дроссельного парораспределения при одинаковом пропуске пара в турбину, то, если принять при этом равенство начальных давлений  $P'_0$ , оказывается, что режимы отличаются

лишь значением начальной температуры  $t'_0$ . Так как при скользящем давлении начальная температура равна номинальной, а при дросселировании пара температура всегда ниже номинальной, режим частичной нагрузки со скользящим давлением всегда экономичнее режима с постоянным давлением. В действительности при дроссельном парораспределении давление  $P_0$  несколько ниже, чем при скользящем давлении из-за температурной поправки, однако эта разница в давлении незначительна и может не учитываться.

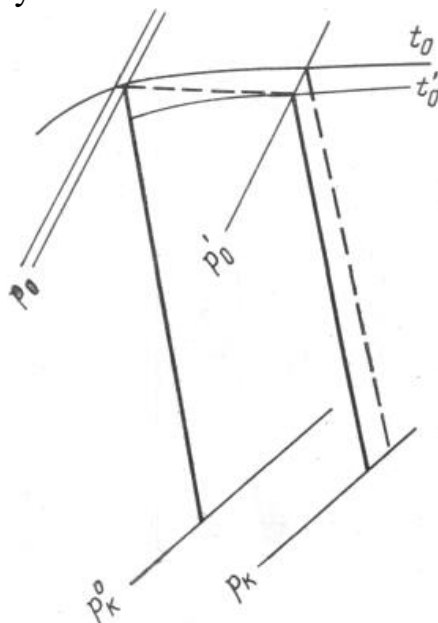


Рис. 1-12. Процесс расширения пара в турбине при дроссельном парораспределении.

Дополнительный выигрыш в тепловой экономичности при скользящем давлении получается за счет сокращения расхода энергии на питательный насос из-за снижения давления питательной воды на нагнетании.

Таким образом, при дроссельном парораспределении всегда целесообразно регулировать мощность скользящим начальным давлением по соображениям тепловой экономичности. Кроме того, при скользящем давлении обеспечивается устойчивый температурный режим турбины, что практически снимает ограничение по скорости ее нагружения. Независимо от внедрения режимов работы со скользящим давлением в последние 10-20 лет наблюдается тенденция к переходу для мощных паровых турбин к дроссельному парораспределению.

Дроссельное парораспределение упрощает конструкцию турбины в зоне высоких температур сравнительно с сопловым парораспределением. Сопловое парораспределение мощных турбин выполняется так, что область дросселирования пара при нескольких одновременно открываемых клапанах возрастает с ростом мощности, достигая 57%  $D_{ном}$  для турбины К-300-240, 76% для К-500-240 и 85% для К-800-240. Очевидно, что для работы в области дроссельного регулирования турбин с сопловым парораспределением режимы со скользящим начальным давлением пара оказываются предпочтительнее по тепловой экономичности, чем режимы с постоянным начальным давлением. Так, при разгрузке турбины К-300-240

МВт до нагрузки, обеспечиваемой при полном открытии только первых двух пар клапанов, давление пара перед турбиной поддерживается на уровне номинального; при дальнейшем снижении нагрузки давление пара уменьшают при полностью открытых четырех клапанах.

Снижение начального давления пара, естественно, ухудшает термический к. п. д., однако внутренний к. п. д. установки все же может при этом повышаться за счет более высоких значений  $\eta_{oi}^{p.c}$  ЦВД при скользящем

давлении, чем при постоянном, когда  $\eta_{oi}^{p.c}$  весьма низок. К тому же, как уже отмечалось, температура пара при регулировании мощности скользящим давлением остается равной номинальной, тогда как при постоянном давлении она снижается из-за дросселирования пара регулирующими клапанами. И, наконец, при скользящем давлении имеется снижение затрат энергии на привод питательного насоса, так как необходимый напор снижается, что способствует росту к. п. д. нетто.

Для иллюстрации всего сказанного проведем расчет режима частичной нагрузки турбины К-500-240 при скользящем давлении.

Пример расчета режима частичной нагрузки турбины К-500-240 при скользящем начальном давлении пара.

Рассмотрим режим при  $g=0,4$ , который был просчитан выше при номинальном начальном давлении пара.

Определим давление пара перед первой ступенью ЦВД при скользящем давлении:

$$p_0^{ck} = p'_0 = \frac{g}{g_4} = 22,36 \frac{0,4}{0,687} = 13,0 \text{ МПа}$$

где  $g_4$  - относительный пропуск пара при полностью открытых клапанах (см. рис. 1-8).

При снижении начального давления пара протечка пара через штоки клапанов снижается

пропорционально давлению пара, а доля протечки  $\alpha_{um} = \frac{D_{um}}{D}$  остается на уровне номинального

режима:  $\alpha_{um} = 0,003$ ;  $\eta_{oi}^{p.c.ck} = 0,505$  (см. рис. 1-8), т.е. равен  $\eta_{oi}^{p.c}$  при полностью открытых клапанах.

Находим давление пара за регулирующей ступенью:

$$p_{p.c}^{ck} = p_{p.c}^0 \frac{\alpha_{II}}{\alpha_{II}^0} \sqrt{\frac{T_{p.c}^{ck}}{T_{p.c}^0}}.$$

Для введения температурной поправки приходится прибегнуть к методу последовательного приближения.

Аналогично рассчитываем давления  $p_{II8}, p_{II7}$ . Следует отметить, что значения этих давлений практически те же, что и при режиме с постоянным давлением (см. рис. 1-11).

Строим процесс расширения пара в ЦВД в  $i,s$ -диаграмме (см. рис. 1-11);  $\eta_{oi}$  ступеней ЦВД тот же, что и в расчетном режиме.

При равном расходе пара на турбину в режимах с постоянным и со скользящим давлением пара давления пара перед ЦС/З практически равны. Поэтому - процесс расширений пара в ЦСД и ЦНД при этих режимах совпадает.

Для того чтобы учесть разницу в отборах пара на регенеративные подогреватели и на турбину питательного насоса, а также затрату энергии на питательный насос, рассмотрим режим работы последнего.

Для режима  $g=0,4$  при скользящем давлении пара давление питательного насоса  $H_{IIH}$ . Равно:

$$\begin{aligned} H_{IIH} &= p'_0 + \Delta p_{РПК} + \Delta p_{mp} - p_{н.в}; \\ \Delta p_{mp} &= \Delta p_{mp}^0 g^2 = 8,86 \cdot 0,4^2 = 1,42 \text{ МПа}; \\ H'_{IIH} &= 13 + 2 + 1,42 - 0,9 = 15,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Наносим эту точку  $C_{ск}$  в Q, H-координатах на рис. 1-10. Проводим через эту точку характеристику сети при скользящем давлении и характеристику насоса, эквидистантную характеристике при  $n^0$ . Получаем точку  $C'_{ск}$  на пересечении характеристики насоса и квадратичной характеристики сети, выходящей из начала координат.

Давление питательного насоса в точке  $C'_{ск}$  равно 14,5 МПа; частота вращения, учитывая, что  $H_{пн}^0 = 33,5 \text{ МПа}::$

$$n_{ск} = 4600 \sqrt{\frac{14,5}{33,5}} = 3030 \text{ мин}^{-1}.$$

По формуле (1-29) подсчитываем  $\eta_{пн}$ :

$$x_1 = -0,812; \quad x_2 = \frac{3030 - 3680}{920} = -0,705;$$

$$\eta_{пн} = 72,4 - 21,6 \cdot 0,812 + 7,63 \cdot 0,705 - 7,25 \cdot 0,812^2 = 55,4\%;$$

$$\eta_{пнi} = \frac{\eta_n}{\eta_m} = \frac{0,554}{0,95} = 0,585.$$

Повышение энтальпии воды в насосе по (1-28а) составит:

$$h_{пнi} = \frac{0,001085 \cdot 15,5 \cdot 10^3}{0,585} = 28,7 \text{ кДж/кг}.$$

Доля отбора пара на турбонасос по (1-28)

$$\alpha_{тн} = \frac{28,7}{0,95 \cdot 730 \cdot 0,965} = 0,0435.$$

Энтальпия воды после питательного насоса, т. е. на входе в подогреватель П6, равна

$$i_{пн} = i'_д + h_{пнi} = 604,7 + 28,7 = 635,4 \text{ кДж/кг}.$$

Поскольку энтальпия воды после питательного насоса существенно ниже, чем при режиме с постоянным начальным давлением пара, соответственно возрастает отбор пара на П6. Отборы пара на П7 и П8 несколько снижаются из-за более высокой энтальпии греющего пара. Расчеты тепловых балансов подогревателей П6, П7, П8 дают:

$$\alpha_{п6} = 0,0145; \alpha_{п7} = 0,072; \alpha_{п8} = 0,033.$$

В табл. 1-3 приведен расчет мощности турбины по отсекам, суммарная приведенная разность энтальпий равна  $H_{инр} = 1273,5 \text{ кДж/кг}$ . Внутренняя и электрическая мощности турбины составляют:

$$N_i = DH_{inp} = 178,4 \cdot 1273,5 \cdot 10^{-3} = 227,0 MBm;$$

$$N_{\text{э}} = 227,0 - 7,4 = 219,6 MBm$$

Мощность турбопривода питательного насоса

$$N_{TH} = \alpha_{TH} DH_i^{TH} \eta_m^{TH} = 0,0425 \cdot 178,4 \cdot 730 \cdot 0,975 \cdot 10^{-3} = 5,35 MBm$$

Подсчитываем мощность теплового потока турбоустановки:

$$Q_{\text{э}} = D(i_0 - i'_{n.г}) + D_{n.л} \Delta i_{n.л} =$$

$$= 178,4(3433 - 928,4) \cdot 10^{-3} + 0,860 \cdot 178,4(3560 - 2988) \cdot 10^{-3} = 541 MBm.$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки нетто (условный)

$$\eta_{\text{э}}^H = \frac{219,6}{541} = 0,405.$$

Относительный выигрыш в к.п.д. турбоустановки нетто

$$\frac{\Delta \eta_{\text{э}}^H}{\eta_{\text{э},л}^H} = \frac{0,405 - 0,393}{0,393} 100 = 3,06\%,$$

где  $\eta_{\text{э},л}^H$  - к. п. д. при постоянном начальном давлении пара.

Результаты расчета примера показывают, что переход на скользящее начальное давление пара для турбины со сверхкритическим начальным давлением пара и с паровым приводом питательного насоса при глубокой разгрузке дает существенный выигрыш в тепловой экономичности по отношению к режиму с постоянным номинальным давлением пара.

Как уже было сказано, при скользящем начальном давлении пара имеет место устойчивый температурный режим ступеней турбины, что практически снимает ограничения по изменению скорости нагружения.

Таблица 1-3.

Расчет мощности турбины по отсекам.

Отсек	Отбор пара перед отсеком	Доля расхода пара через отсек	Разность энтальпий, кДж/кг	Приведенная разность энтальпий, кДж/кг
II (PC)	$\alpha_{um} = 0,003$	0,997	107	106,7
III	$\alpha_{np1} = 0,018$	0,979	265	262,7
IV	$\alpha_{II8} = 0,033$	0,946	63	59,5
V	$\alpha_{II7} = 0,072$	0,860	228	196,5
	$\alpha_{np2} = 0,008$	-	-	-
	$\alpha_{np3} = 0,006$	-	-	-
	0,086			
VI	$\alpha_{II6} = 0,0145$	0,8455	118	99,5
VII	$\alpha_{TH} + \alpha_D = 0,125$	0,7205	175	126,0
VIII	$\alpha_{II5} = 0,031$	0,6995	112	78,0
IX	$\alpha_{II4} = 0,023$	0,676	108	73,0
X	$\alpha_{II3} = 0,020$	0,656	106	
XI	$\alpha_{II2} = 0,036$	0,620	209	128,5
XII	$\alpha_{II1} = 0,020$	0,60	123	73,5
Всего	-	-	-	1273,5

Для котла набор нагрузки при скользящем давлении, напротив, создает дополнительные трудности, так как одновременно с ростом нагрузки идет

повышение давления, сопровождаемое аккумуляцией тепла.

До начала внедрения регулирования мощности блоков 300 МВт скользящим давлением считалось, что прямоточные котлы не допускают работы со скользящим давлением во всем пароводяном тракте по условиям надежности их гидродинамики. Поэтому потребовалась опытная проверка каждого типа котла для определения надежного диапазона нагрузок при режимах со скользящим давлением.

Для блоков 300 МВт снижение нагрузки при скользящем давлении имеет еще и то преимущество, что позволяет за счет снижения необходимого напора питательного насоса сохранять в работе питательный турбонасос и не переходить на менее мощный пускорезервный питательный электронасос.

На блоках докритического давления 160 и 210 МВт режимы со скользящим давлением пока не получили распространения. Были высказаны соображения против таких режимов из-за циклических напряжений в барабанах котлов.

Расчеты тепловой экономичности для турбин К-200-130 показывают, что режим со скользящим давлением при трех полностью регулирующих клапанах практически равноценен режиму с постоянным начальным давлением. Однако скользящее давление более эффективно при двух открытых клапанах, что соответствует области дроссельного регулирования.

Известно, что в трубах при пониженном внутреннем давлении можно повышать температуру пара, сохраняя то же напряжение в металле, что и при номинальном давлении. Приводим результаты сравнительных расчетов при

исходном режиме

$N_g = 122,25 \text{ МВт}, p_0 = 12,8 \text{ МПа}, t_0 = 545^\circ \text{C}, t''_{n,n} = 535^\circ \text{C}, D = 375 \text{ м/ч}$  и при работе на двух и трех клапанах:

	545/535 °C	565/535 °C	565/565 °C
$q_0 = \kappa D \text{ж} / (\kappa \text{Вт} \cdot \text{ч})$ %	8950 100	- -	- -
$q_{3\text{кл}}^{\text{СК}} = \kappa D \text{ж} / (\kappa \text{Вт} \cdot \text{ч})$ %	9000 100,23	8940 99,53	8875 99,16
$q_{2\text{кл}}^{\text{СК}} = \kappa D \text{ж} / (\kappa \text{Вт} \cdot \text{ч})$ %	8920 99,39	8750 97,94	8740 97,57

Прямоточные котлы на докритическое давление пара, выполнявшиеся по типу Рамзина, по своей конструкции более пригодны к работе со скользящим давлением, чем котлы на закритическое давление. Так, например, экспериментально-расчетная проверка прямоточных котлов типа П-52 показала возможность их надежной работы при скользящем давлении в диапазоне от 210 до 120 МВт [1-34].

## 1-6. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭНЕРГООБЛОКОВ

Энергетическая характеристика блока выражает зависимость расхода топлива от электрической нагрузки при фиксированных внешних факторах (характеристики топлива, температура охлаждающей воды, температура

наружного воздуха), фиксированных параметрах установок, выбранной тепловой схеме и структуре оборудования собственных нужд. К такой характеристике надо иметь набор поправочных кривых на отклонения от перечисленных фиксированных условий.

Таким образом, энергетическая характеристика является многофакторной зависимостью, и любой из электрических нагрузок блока соответствует множество режимов, отличающихся значениями тех или иных параметров.

Достаточно точно методом прямого баланса зависимость расхода топлива от отпущенной электроэнергии может быть получена только при работе на газообразном топливе. Для твердого и жидкого топлива энергетическая характеристика может быть получена расчетным путем:

$$B_{\text{э}}^{\text{ом}} = 34,2 \frac{Q_{\text{э}}^{\text{н}}}{\eta_{\text{кот}}^{\text{н}} \eta_{\text{т.н}}}; \quad (1-30)$$

здесь  $B_{\text{э}}^{\text{ом}}$  - часовой расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, кг/ч;  $Q_{\text{э}}^{\text{н}}$  - часовой расход тепла по турбоустановке с учетом расхода тепла и электроэнергии на все ее собственные нужды, МВт:

$$Q_{\text{э}}^{\text{н}} = \frac{Q_{\text{э}} + Q_{\text{э}}^{\text{с.н}}}{N_{\text{э}} - N_{\text{с.н}}} N_{\text{э}}, \quad (1-31)$$

где  $Q_{\text{э}}$  - мощность теплового потока на выработанную электроэнергию, МВт;  $N_{\text{с.н}}$  - мощность собственных нужд турбоустановки (циркуляционные насосы, конденсатные насосы, сливные насосы), МВт;  $Q_{\text{э}}^{\text{с.н}}$  —мощность теплового потока на собственные нужды турбоустановки, МВт;  $\eta_{\text{кот}}^{\text{н}}$  - к.п.д. котла нетто (с учетом работы питательных насосов);  $\eta_{\text{т.н}}$  - коэффициент теплового потока.

Зависимость  $Q_{\text{э}} = f(N_{\text{э}})$  называется энергетической характеристикой турбоустановки, она дается как в графической, так и в аналитической форме.

Так, для К-200-130 ЛМЗ, МВт:

$$Q_{\text{э}} = 23,25 + 2,16N_{\text{э}} + 0,217(N_{\text{э}} - 190); \quad (1-32)$$

при расходе охлаждающей воды  $W_{\text{охл}} = 2500 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{\text{в1}} = 10^\circ\text{C}$ ,  $N_{\text{э}}, \text{МВт}$ .

Для К-300-240 ХТГЗ, МВт:

$$Q_{\text{э}} = 76,0 + 2,00N_{\text{э}} + 0,217(N_{\text{э}} - 251,83) \quad (1-33)$$

(при постоянном давлении в конденсаторе  $p_{\text{к}} = 0,0035 \text{ МПа}$  и при двух работающих корпусах котла).

Характеристики типа (1-32) и (1-33) [1-35, 1-36] представляют из себя однофакторные зависимости, которые действительны для условий постоянства целого ряда параметров турбоустановки. Поскольку в условиях эксплуатации имеют место отклонения от расчетных параметров турбоустановки, для расчета показателей по энергетической характеристике приходится вносить целый ряд поправок либо к расходу тепла, либо к расходу пара на турбину для учета указанных отклонений. Как правило, даются поправки на параметры свежего пара и пара после промежуточного перегрева, на температуру охлаждающей воды, на изменение потери

давления в тракте промежуточного перегрева, на отклонение недогрева питательной воды в подогревателях высокого давления и еще ряд других. Расчет таких поправок достаточно громоздок и обычно проводится турбинными заводами и отделениями Союзтехэнерго [1-37—1-39].

Рассмотрим термодинамический метод определения поправок к расходу тепла на отклонения параметров пара [1-40].

На основании известных из термодинамики соотношений можно записать для идеального цикла:

$$Q_0 = T_g \Delta s \quad (1-34)$$

где  $Q_0$  - подведенное тепло, кДж/кг;  $T_g$  - верхняя температура эквивалентного цикла Карно, К;  $\Delta s$  - изменение энтропии рабочего тела, кДж/(кгК).

С другой стороны, удельная работа в цикле

$$A_i = (T_g - T_n) \Delta s, \quad (1-35)$$

где  $T_n$  - температура насыщения отработавшего пара.

Для реального цикла удельный расход тепла равен:

$$q = \frac{Q_0}{A_i \eta_{oi} \eta_{эм}} = \frac{T_g}{(T_g - T_n) \eta_{oi} \eta_{эм}}, \quad (1-36)$$

где  $\eta_{эм} = \eta_m \eta_c$  - электромеханический к. п. д. турбоустановки.

Считая  $\eta_{oi}$  и  $\eta_{эм}$  постоянными, получаем:

$$\frac{dq}{dT_g} = \frac{-T_n}{(T_g - T_n)^2 \eta_{oi} \eta_{эм}},$$

или

$$\Delta q = \frac{-T_n \Delta T_g}{(T_g - T_n)^2 \eta_{oi} \eta_{эм}},$$

и далее получаем относительное изменение удельного расхода тепла в процентах:

$$\frac{\Delta q}{q} = \frac{-T_n \Delta T_g}{(T_g - T_n) T_g} \cdot 10^2.$$

Таким образом, расчет изменения удельного расхода тепла при изменении начальной температуры пара сводится к расчету  $T_g$  и  $\Delta T_g$ .

Выше уже приводились характеристики котлов, представляемые в виде графической зависимости к. п. д. брутто и нетто от тепловой нагрузки (см. рис. 1-2). Характеристика дается для определенных показателей топлива ( $Q_n^p, A^p, W^p$ ) и определенной температуры холодного воздуха ( $t_{x.г} = 30^\circ \text{C}$ ).

Поэтому даются поправки к удельному расходу топлива на изменение характеристик топлива (для донецкого АШ):  $A^p$  на  $1\% - \Delta b_9^{om} = 0,23\%$ ;  $W^p$  на  $1 - \Delta b_9^{om} = 0,06\%$ ;  $t_{x.г}$  на  $10^\circ \text{C} - \Delta b_9^{om} = 0,51\%$ . Приходится также вводить поправку на долю сжигания природного газа или мазута.

Таким образом, при расчете нормативной характеристики блока по формуле (1-30) необходимо вводить к однофакторным зависимостям ряд поправок, зависящих как от внешних, так и от внутренних условий экс-

плутации [1-5, 1-41].

К числу внешних условий, на которые эксплуатационный персонал не может непосредственно влиять, относятся режимы электрических и тепловых нагрузок, метеорологические факторы (температура холодного воздуха, влажность воздуха, скорость ветра, температура циркуляционной воды), топливные характеристики (изменение качества поступающего твердого топлива, его зольности и влажности, соотношения различных видов сжигаемого топлива).

Энергетическая характеристика согласно (1-30) с введением поправок на действующие внешние факторы и с учетом допуска на условия эксплуатации [1-42] может служить в качестве нормативной характеристики, которой следует руководствоваться при планировании, учете и анализе показателей ТЭС.

Анализ технико-экономических показателей ТЭС должен осуществляться путем сопоставления фактических показателей ТЭС, определенных на основании показаний приборов, с показателями, рассчитанными по нормативной характеристике. В результате такого анализа выявляются источники дополнительных потерь, определяемых внутренними условиями эксплуатации, на которые персонал имеет возможность влиять. К этим условиям относятся состояние оборудования (износ, отказы, загрязнения), отклонения от номинальных параметров пара и воды, от расчетной схемы, повышенные потери пара и воды, неудовлетворительное регулирование горения в топках котлов.

Таблица 1-4

**Данные для нормирования факторов.**

Значения факторов	Режимы работы корпусов									
	с работающей пылесистемой					с неработающей пылесистемой				
	$Q_1$ , МВт	$\alpha$	$t_{н.в}$ , °С	$t_{х.в}$ , °С	$A^{np}$	$Q_1$ , МВт	$\alpha$	$t_{н.в}$ , °С	$t_{х.в}$ , °С	$A^{np}$
Базовое значение $\bar{x}_i$	221	1,4	190	40	3,0	221	1,3	210	30	3
Шаг варьирования $l_i$	23,2	0,1	20	10	1,0	23,2	0,1	20	10	1,0
Интервал изменения фактора по опытным данным	170-247	1,28-1,49	164-232	27-62	1,0-5,1	172-270	1,21-1,47	168-237	28-60	1,1-5,2

Из сказанного следует, что нормативная энергетическая характеристика блока оказывается многофакторной и требующей для полноценного использования набора целого ряда графических зависимостей. Использование такого набора вносит неизбежные дополнительные погрешности, имеющие следствием недостаточный учет взаимодействия отдельных факторов.

В настоящее время ведутся работы по созданию систем автоматизированного анализа технико-экономических показателей станции.

Нормативную характеристику блока можно также представить в виде

набора аналитических зависимостей. Работы в этом направлении показали возможность представления энергетических характеристик в виде полиномов второй степени.

## **1-7. УЧЕТ И АНАЛИЗ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА КЭС И В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ**

Энергетические характеристики энергоблоков, турбоагрегатов и котлов используются при подсчете показателей для технического отчета по эксплуатации ТЭС по форме № 3-тех (энерго). Он составляется за прошедший последний календарный месяц и содержит 5 разделов.

*Раздел I. Общие показатели электростанции.* Следующие показатели даются как по группам однотипного оборудования, так и по всей электростанции:

1. Выработка и отпуск электроэнергии.
2. Отпуск тепла общий, отработавшим паром турбин, с горячей водой.
3. Удельные расходы условного топлива на отпущенные электроэнергию и тепло, плановые и фактические.
4. Фактические расходы электроэнергии на собственные нужды:  
на выработку электроэнергии, %;  
на отпуск тепла, кВт-ч/Гкал.

*Раздел II. Показатели турбоагрегатов.* Показатели даются отдельно по каждому турбоагрегату. Приводятся: выработка электроэнергии, средняя электрическая и тепловая нагрузки, в том числе средние нагрузки производственного и теплофикационного отборов, встроенного пучка; число часов в работе, в резерве; число часов работы на одном корпусе котла (для дубль-блоков); выработка электроэнергии по теплофикационному циклу; коэффициенты использования электрической и тепловой мощности; число пусков; параметры свежего пара, давления отборов, вакуум, температуры охлаждающей воды, температура питательной воды перед деаэратором и после ПВД; удельные расходы тепла брутто и нетто.

*Раздел III. Показатели котлов.* Показатели даются отдельно по каждому котлу. Приводятся: средняя нагрузка, паровая и тепловая; параметры пара за котлом; число часов в работе, в резерве.

Температура воздуха (холодного, после калориферов, после воздухоподогревателя); температура уходящих газов; коэффициент избытка воздуха за котлом, присосы воздуха на тракте котел — дымосос; содержание горючих в уносе и в шлаке; тонкость помола пыли; число растолок; расход условного топлива общий, в том числе газа, мазута.

Потери топлива с уходящими газами, с механическим недожогом, с химическим недожогом, прочие; к. п. д. брутто, расходы электроэнергии и тепла на собственные нужды, к. п. д. нетто.

*В разделе IV* приводятся данные о потерях конденсата.

*В разделе V* даются отклонения фактических удельных расходов топлива на отпущенные тепло и электроэнергию от расчетных.

Информация, содержащаяся в форме № 3-тех, позволяет судить об уровне эксплуатации и выявлять причины отличия фактических показателей от

расчетных.

Показатели отдельных электростанций позволяют определить показатели по энергосистеме и оценить влияние показателей каждой из станций на системные показатели [1-44, 1-45]. При таком анализе показатели рассматриваемого года (индекс «р») сравниваются с показателями другого года, принимаемого за базу (индекс «б»).

Изменение расходов топлива по 1-й электростанции составит:

$$\Delta B_i = b_{pi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{bi} - b_{\delta.c} (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}), \quad (1-41)$$

где  $\mathcal{E}_{pi}, \mathcal{E}_{bi}$  - отпуска электроэнергии за рассматриваемый и за базовый годы;  
 $b_{pi}, b_{bi}, b_{\delta.c}$  - удельные расходы условного топлива на отпущенную электроэнергию по 1-й электростанции и по энергосистеме.

В выражении (1-41) третий член вводится для приведения базового года по выработке электроэнергии к рассматриваемому, причем дополнительная электроэнергия ( $\mathcal{E}_{pi}, \mathcal{E}_{bi}$ ) берется с среднесистемным удельным расходом условного топлива за базовый год  $b_{\delta.c}$ .

К выражению (1-41) прибавим и отнимем одну и ту же величину  $b_{bi} \mathcal{E}_{pi}$  и получим:

$$\begin{aligned} \Delta B_i &= b_{pi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{bi} - b_{\delta.c} \mathcal{E}_{pi} + b_{\delta.c} \mathcal{E}_{bi} + b_{bi} \mathcal{E}_{pi} - b_{\delta.c} \mathcal{E}_{pi} = \\ &= (b_{pi} - b_{bi}) \mathcal{E}_{pi} + (b_{bi} - b_{\delta.c}) (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}) \end{aligned} \quad (1-42)$$

Таким образом, изменение расхода условного топлива по 1-й электростанции складывается из двух составляющих:

$$\Delta B_{mexi} = (b_{pi} - b_{bi}) \mathcal{E}_{pi}; \quad (1-43)$$

$$\Delta B_{cmpi} = (b_{bi} - b_{\delta.c}) (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}) \quad (1-44)$$

Первая составляющая  $\Delta B_{mex}$  - это изменение расхода условного топлива в результате технического совершенствования, которое определяется изменением удельного расхода условного топлива  $b_{bi}$  на  $b_{pi}$ .

Вторая составляющая  $\Delta B_{cmp}$  - это изменение расхода топлива из-за изменения структуры выработки электроэнергии.

Перейдем к относительным величинам, для чего разделим все члены (1-42) на  $\mathcal{E}_{p.c}$ :

$$\Delta b_i = (b_{pi} - b_{bi}) \delta_{pi} + (b_{bi} - b_{\delta.c}) (\delta_{pi} - \delta_{bi} \psi), \quad (1-45)$$

где

$$\delta_{pi} = \frac{\mathcal{E}_{pi}}{\mathcal{E}_{p.c}}; \delta_{bi} = \frac{\mathcal{E}_{bi}}{\mathcal{E}_{\delta.c}}; \psi = \frac{\mathcal{E}_{bi}}{\mathcal{E}_{pi}}.$$

## 1-8. НАРУШЕНИЯ РАБОТЫ ТЭС. ОТКАЗЫ И АВАРИИ

Надежность работы оборудования ТЭС при различных режимах, как уже подчеркивалось выше, имеет решающее значение для обеспечения бесперебойного электро- и теплоснабжения потребителей. Поэтому основная задача эксплуатации - применять щадящие режимы, избегать ситуаций, способных снизить надежность оборудования.

Чтобы сохранить выработку энергии на отдельных блоках или на ТЭС в

целом, применяют резервирование в разумных, экономически обоснованных размерах.

Резервирование прежде всего необходимо в тех случаях, когда выход из строя какого-либо элемента оборудования угрожает жизнеспособности всей установки. Примером может служить масляная система турбоагрегатов и резервирование маслонасосов.

Износ и повреждение оборудования ТЭС неизбежны. Поэтому существует система ремонтов, позволяющая восстанавливать оборудование и предотвращать повреждения.

В планах десятой пятилетки была особо выделена ведущая роль и значение эффективности производства и повышения качества труда. Повышение эффективности энергетического производства состоит в совершенствовании технико-экономических показателей ТЭС - удельных расходов условного топлива на тепло и электроэнергию, себестоимости продукции, производительность труда.

Производительность труда на КЭС  $\Pi_m$  можно определять как

$$\Pi_m = \frac{N_{уст} K_z}{n_{перс}} \quad (1-46)$$

где  $N_{уст}$  - установленная мощность КЭС;  $n_{перс}$  - численность персонала.

Таким образом, производительность труда зависит от штатного коэффициента  $\Pi = \frac{n_{перс}}{N_{уст}}$  и коэффициента готовности  $K_z$ .

В обеспечении готовности оборудования участвует весь персонал ТЭС - как оперативный, так и ремонтный. Под качеством труда в энергетике предлагается понимать бездефектность труда, которая может достигаться путем внедрения бездефектных условий работы посредством управления трудом каждого работника энергосистемы.

Под отказом понимают всякое нарушение выполнения оборудованием заданных функций. Безотказность означает способность оборудования и его элементов выполнять заданные функции в течение определенного срока и при соблюдении определенных условий эксплуатации.

Отказы могут быть внезапные и постепенные. В реальных условиях наблюдается одновременное появление элементов внезапных и постепенных отказов.

Постепенные отказы характеризуются накапливающимися отклонениями параметров оборудования от их номинальных значений. К этой области относятся также износ и загрязнение оборудования, за которыми необходимо вести непрерывные или периодические косвенные наблюдения. Постепенные отказы могут при появлении определенных условий явиться причиной внезапных отказов. Так, постепенное отложение солей в регулирующих и стопорных клапанах приводит к постепенному отказу, при котором клапаны теряют способность плотно закрываться. В итоге при сбросе нагрузки может произойти внезапный отказ — клапаны не обеспечат плотного перекрытия подачи пара.

Износ крыльчаток дымососов из-за абразивного воздействия золы - также пример постепенных отказов; характеристика дымососа нарушается, создается недостаточное разрежение, в результате чего постепенно снижаются паропроизводительность котла и мощность турбины. Как правило, отказы по поверхностям нагрева котлов также являются постепенными.

Загрязнение конденсатора турбины ведет к ухудшению теплопередачи через стенки трубок, для обеспечения конденсации пара устанавливается повышенный температурный напор, что приводит к повышению давления пара в конденсаторе. В результате снижаются мощность и тепловая экономичность турбоустановки.

При появлении постепенных отказов принимают меры к их устранению: периодическая замена изношенных элементов, периодические чистки, промывки оборудования. При этом особенно важно найти и отработать надежные и эффективные методы очистки элементов оборудования от загрязнений (по возможности без его остановки), а также оптимальные сроки проведения чисток. Часто мероприятия по очистке оборудования сами могут приводить к появлению постепенных отказов. Так, паровая обдувка поверхностей нагрева приводит к износу труб; дробеочистка приводит к дробьевому износу труб; обмывка регенеративных воздухоподогревателей и водогрейных котлов может привести к интенсификации коррозионных процессов.

Иногда постепенные отказы элементов оборудования могут явиться причинами снижения располагаемой мощности энергоблоков. Внезапные отказы дают резкие изменения параметров оборудования и могут привести либо к остановке оборудования вследствие срабатывания защит, либо к повреждениям оборудования. Источником внезапных отказов могут быть также ошибочные действия персонала и ложные срабатывания защит.

На электростанциях ведется учет и анализ отказов оборудования в соответствии с «Инструкцией по расследованию и учету аварий и других нарушений в работе электростанций, электрических и тепловых сетей, энергосистем и энергообъединений».

Согласно Инструкции отказы подразделяются на аварии, отказы в работе I степени, отказы в работе II степени и потребительские отключения.

Аварии делятся на станционные, электросетевые, теплосетевые и системные.

Аварией на электростанции считается такое нарушение ее нормальной работы, которое вызывает некоторый перерыв электроснабжения потребителей либо некоторый перерыв в подаче технологического пара; некоторый недоотпуск электрической либо тепловой энергии; повреждение либо разрушение оборудования; обрушение основных строительных сооружений; пожар, вызвавший останов основного оборудования на срок двое суток и более.

Отказ I степени означает такие же нарушения нормальной работы электростанции, как и в случае аварии, но связанные с меньшим по времени

перерывом электроснабжения и сопровождающиеся повреждениями оборудования, требующими меньшего срока восстановления.

Все случаи нарушения нормальной работы электростанции, а также случаи повреждения оборудования, не являющиеся аварией или отказом I степени, относятся к отказам II степени.

Электростанции представляют в РЭУ ежемесячный отчет об авариях и отказах в работе (форма № 2-тех), в котором содержится перечень аварий и отказов, краткое их описание и причины, а также величины аварийного недоотпуска энергии. По каждой аварии или отказу в работе специальная комиссия составляет акт расследования.

Государственная инспекция по эксплуатации электростанций и сетей Минэнерго СССР выпускает ежемесячные обзоры аварий, происшедших в системе Минэнерго.

В обзоре указывается число аварий и в том числе число аварий, происшедших по вине персонала. Среди аварий выделяются происшедшие с оборудованием группы А, к которой согласно Инструкции относится мощное оборудование (котлы от 420 т/ч, турбины от 150 МВт и т. д.). В обзорах выделяются аварии: системные, станционные с полным сбросом нагрузки, с турбинами, с котлами.

К системным авариям относятся случаи нарушения устойчивости энергосистемы, разделение энергосистемы на части, вызывающее отключение потребителей более 5% мощности энергосистемы, работа с частотой ниже 49,5 Гц длительностью более 1 ч и т. д. Системная авария, которая вызывается обычно электросетевой аварией, может приводить также к станционным авариям.

При разделении энергосистемы защитой и выделении части системы на самостоятельную работу с дефицитом мощности происходит падение частоты до 46-44 Гц. При этом система автоматической частотной разгрузки (АРЧ) отключает потребителей. Перегрузка изолированной ТЭС может привести к падению напряжения на шинах собственных нужд, к понижению давления масла и к полному сбросу нагрузки с потерей собственных нужд.

Полный сброс нагрузки на ТЭС может произойти при наложении отказов и неправильных действиях персонала. Причиной полного сброса нагрузки ТЭС может явиться прекращение подачи мазута при обесточивании электродвигателей мазутных насосов, отключение мазутных насосов защитой при понижении напряжения. Подача обводненного мазута может привести к обрыву факелов в топках котлов и к полному сбросу нагрузки.

Упуск уровня в деаэраторах турбоустановок может привести к срыву питательных насосов и к полному сбросу нагрузки на неблочной КЭС либо к остановке блока.

При подаче пара на эжекторы и уплотнения турбин из общего источника с резервированием подачи пара от БРОУ отказ этого источника и несрабатывание БРОУ могут привести к падению вакуума и отключению турбин блочных КЭС защитами.

Причиной полного сброса нагрузки может явиться пожар в кабельных каналах, потеря напряжения на шинах собственных нужд, потеря напряжения у электродвигателей циркуляционных насосов, закрытие задвижки на газопроводе и т. д.

Отказы с повреждениями турбин и котлов могут происходить в результате наложения целой цепочки отказов. Так, разнос турбины и ее разрушение может произойти при аварийном отключении генератора от сети, неудержания холостого хода, незакрытия или неплотного закрытия клапанов (например, из-за отложения солей).

Нарушение подачи масла к подшипникам может иметь место при отказе главного маслонасоса и отказе на включение резервных маслонасосов.

Частые отказы котлов имеют разнообразные причины, среди которых распространен упуск воды, по большей части определяемый неправильными действиями персонала.

Структура причин отказов достаточно устойчива, причем в энергосистемах значительная доля их приходится на электросетевые. Например, - в декабре 1975 г. аварии распределились так:

Котельные установки.....	16,5%
Турбинные установки.....	6,5%
Гидромеханические установки.....	2,5%
Электрическая часть.....	20%
Подстанции.....	16,5%
Электрические линии.....	38%

Таким образом, 45,5%—аварии станционные и 54,5% - электросетевые.

Тщательное расследование аварий и отказов имеет целью выяснение причин действий персонала с тем, чтобы выработать мероприятия по предотвращению подобных аварий в будущем.

Обычно наступлению внезапного отказа предшествует отклонение того или иного параметра установки от его номинального значения. На блочном щите загорается табло, сигнализирующее об отклонении параметра. В таком случае перед оперативным персоналом стоит задача,— определить причину отклонения и принять меры к ее устранению.

Если действенные меры не будут приняты и отклонение параметров достигнет предельного значения, должна сработать соответствующая защита или блокировка. Возможен случай, что блокировка по той или иной причине (например, не была включена) отказывает, тогда должна сработать защита на останов оборудования.

## ГЛАВА ВТОРАЯ

### МАНЕВРЕННОСТЬ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

#### 2-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Выше уже отмечалось, что режимы работы электростанций и отдельных энергоблоков определяются суточным графиком нагрузки энергосистемы, в которой они работают. Общая нагрузка энергосистемы распределяется между отдельными ТЭС в соответствии с энергетическими и маневренными характеристиками последних.

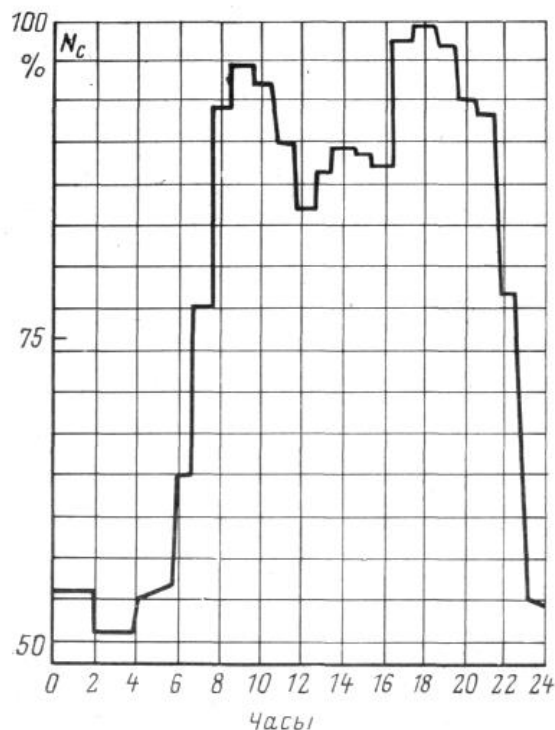


Рис. 2-1. Суточный график электрической нагрузки энергосистемы.

Под маневренностью ТЭС следует понимать способность выполнять переменный суточный график электрической нагрузки. На рис. 2-1 приведен суточный график нагрузки энергосистемы  $N_c$ . Неравномерность суточного графика электрической нагрузки характеризуется отношением минимальной нагрузки  $N_{мин}$  к максимальной  $N_{макс}$ :

$$m_0 = \frac{N_{мин}}{N_{макс}}. \quad (2-1)$$

Чем ниже  $m_0$ , тем глубже ночной провал нагрузки и тем больше утренний набор нагрузки.

На рис. 2-2 приведен характерный суточный график электрической нагрузки энергоблоков 300 МВт (3х300), из которого видно, что в течение дня вплоть до вечернего максимума энергоблоки несут номинальную нагрузку; после вечернего пика нагрузки энергоблок разгружается до минимально возможной нагрузки, называемой техническим минимумом, утром нагрузка быстро возрастает с технического минимума до номинальной нагрузки. Как было отмечено, суточный график нагрузки энергоблока формируется с учетом его маневренных характеристик. Энергоблок 300 МВт не приспособлен к ежесуточной остановке, и поэтому приходится ограни-

чиваться разгрузкой его до технического минимума. На том же рис. 2-2 штриховой линией показан суточный график электрической нагрузки маневренного блока 500 МВт, предназначенного для покрытия полупикового графика нагрузки с ежесуточной остановкой на часы ночного провала с последующим пуском и быстрым нагружением до номинальной нагрузки.

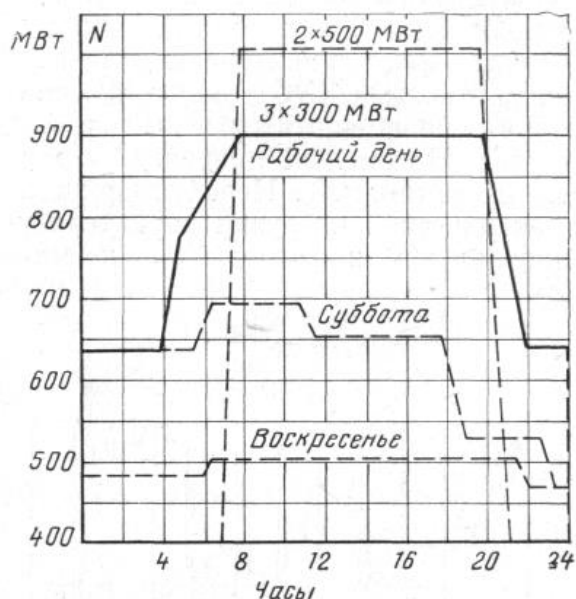


Рис. 2-2. Суточный график электрической нагрузки пылеугольных энергоблоков 300 МВт.

Таким образом, понятие маневренности ТЭС складывается из следующих элементов:

- 1) скорость изменения нагрузки, которая измеряется в процентах номинальной мощности в минуту;
- 2) диапазон изменения мощности от  $N_{ном}$  до  $N_{мин}$ . Сюда же следует отнести возможность кратковременной перегрузки до  $N_{макс}$ , например за счет отключения подогревателей высокого давления (ПВД);
- 3) пусковые характеристики энергоблока, включая длительность пусков после простоев в резерве различной длительности; вероятность успешного пуска в соответствии с нормативными графиками пуска; допустимое с точки зрения малоциклового усталости элементов блока число пусков в год и за время службы; пусковые потери топлива.

Следует иметь в виду, что реализация маневренных возможностей энергоблоков в значительной мере зависит от условий топливоснабжения ТЭС, что необходимо учитывать при выборе суточного графика нагрузок ТЭС и отдельных энергоблоков. Так, ограничения в потреблении жидкого топлива, являющегося растопочным топливом для ТЭС, работающих на твердом топливе, сокращают как возможный диапазон нагрузок, так как приходится отказываться от перехода на мазут, так и частые остановки с последующими пусками.

При создании отечественного оборудования ТЭС требования к повышенной маневренности предъявлялись в малой степени, в результате чего маневренные возможности энергоблоков оказались недостаточными для покрытия переменного графика нагрузки. Между тем происходящее из

года в год разуплотнение графиков электрической нагрузки энергосистем заставляет все больше привлекать ТЭС к участию в покрытии переменного графика нагрузки. Для обеспечения таких возможностей проводится большая исследовательская, экспериментальная и наладочная работа рядом организаций Минэнерго СССР (По Союзтехэнерго, ВТИ), энергосистем и электростанций, а также заводов — изготовителей оборудования.

Привлечение теплофикационных турбоустановок к покрытию переменной электрической нагрузки возможно при работе их по электрическому графику, т. е. в основном в летнее время. Изменение мощности теплофикационных турбин за счет сокращения теплофикационных отборов носит вынужденный характер, так как связано с энергетическими потерями. Так, возможно передать тепловую нагрузку на редукционно-охладительные установки (РОУ), сохраняя паровую нагрузку энергетических котлов.

При реконструировании конденсационных энергоблоков в теплофикационные маневренность их не снижается, так как возможно снижение мощности путем перевода тепловой нагрузки на пускосбросное устройство (ПСБУ), сохраняя достаточную загрузку котла. Такое снижение тепловой нагрузки, естественно, связано со значительными энергетическими потерями.

В первую очередь к работе в полупиковом режиме используются неблочные КЭС с оборудованием на давление до 9,8 МПа. Так, на КЭС (с поперечными связями) можно останавливать в резерв часть котлов, не останавливая турбины, что исключается для энергоблоков. Поэтому рассмотрение вопросов маневренности начнем с неблочных конденсационных электростанций.

## **2-2. МАНЕВРЕННОСТЬ НЕБЛОЧНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

Неблочное оборудование КЭС, как правило, является первыми очередями ТЭС, которые впоследствии расширялись энергоблоками. Так, например, на Приднепровской КЭС (ПДГРЭС) неблочная часть включает шесть турбоагрегатов по 100 МВт на давление пара 9,8 МПа (4хВК-100-5+10хТП-230 и 2хВКТ-100+ +2хТП-70); станция затем была расширена на четыре энергоблока по 150 МВт (12,75 МПа) и четыре энергоблока по 300 МВт на критическое давление.

Опыт ПДГРЭС в деле перевода неблочной части в полупиковый, а в отдельные периоды в пиковый режим, широко известен [2-1] и заслуживает распространения.

Обычно при необходимости глубокой разгрузки в ночное время неблочной КЭС, работающей на твердом топливе, возникает необходимость вывода в резерв части котлов с тем, чтобы оставшиеся в работе несли нагрузку, превышающую технический минимум при сжигании пыли.

Для разгрузки турбоагрегатов имеются три возможности:

- 1) снижение нагрузки турбин до минимальной (например, до 10-14 МВт);
- 2) остановка турбин на часы ночного провала нагрузки с последующим пуском их при утреннем наборе нагрузки;
- 3) перевод турбоагрегатов в моторный режим.

Следует отметить, что аналогичные проблемы возникали и в странах Западной Европы, причем рассматривались все три перечисленных направления [2-2]. Рассматривался также режим отключения генератора от сети и вращения турбины на малых оборотах. Этот режим встречался также и в отечественной практике, но распространения не получил.

Рассмотрим последовательно перечисленные выше режимы.

Глубокая разгрузка до нагрузки турбины 10-15 МВт в эксплуатационном отношении является наиболее простым и надежным режимом, однако он проигрывает по расходу топлива по сравнению с двумя другими методами разгрузки.

При нагрузке 20 МВт удельный расход условного топлива на 1 кВтч отпущенной электроэнергии возрастает на 154 г по сравнению с номинальной нагрузкой (560 г против 406 г при  $N_g=100$  МВт). В то же время надо отметить, что разгрузка оборудования на 9,8 МПа дает значительный положительный эффект за счет снижения в суммарной выработке электроэнергии доли менее экономичных установок.

Особенность пуска котла и турбин на неблочной КЭС состоит в том, что они, в отличие от блочного пуска, могут протекать независимо.

При растопке барабанного котла скорость повышения давления определяется требованиями обеспечения надежности барабана. Допускается скорость повышения температуры насыщения  $1,5^\circ\text{C}/\text{мин}$ .

Контроль осуществляется посредством термопары, установленной внутри барабана или пароперепускной трубы.

Проводившиеся исследования температурных напряжений в барабанах показали, что имеется возможность повышения скорости роста температуры насыщения до  $2,5-3,0^\circ\text{C}/\text{мин}$  [2-3, 2-4].

В процессе растопки необходим контроль за температурным режимом барабана. Согласно ПТЭ разность между температурами верха и низа барабана не должна превышать  $40^\circ\text{C}$ . Для снижения температурной неравномерности по окружности барабана рекомендуется проводить его обогрев, в частности, питательной водой, которая подается к побудительным соплам, установленным в барабане на расстоянии 60—100 мм от нижней образующей [2-5]. Тщательный контроль за температурным режимом барабана необходим в начальный период растопки котла до достижения давления в барабане  $p_b = 1$  МПа, так как именно на этот период приходятся наибольшие температурные напряжения. При растопке котла из горячего состояния при сохранившемся давлении пара 5—6 МПа указанные операции по контролю за температурным режимом барабана и скоростью повышения температуры практически отпадают.

Для надежного охлаждения труб пароперегревателя рекомендуется стремиться к увеличению выработки пара с тем, чтобы расход пара уже на начальной стадии растопки при  $p_b=1,0$  МПа составлял не менее  $0,05 D_{\text{ном}}$  и возрастал бы постепенно до  $0,2 D_{\text{ном}}$  при  $p_b=8$  МПа [2-4]. Поэтому растопочная РОУ должна выбираться на пропуск указанного расхода пара.

В начальный период растопки рекомендуется режим с большими

12,13,03  
включение  
д.дв. Венти-  
ляция топки  
и газохода

03  
Продувка  
газопрово-  
дов

03  
Открытие  
газовых кла-  
панов

02,03  
Зажигание  
газовых  
горелок

03  
Подъем парамет-  
ров на котле

01,02,03  
включение  
котла в пла-  
нующую ма-  
шиниста

01,03,17  
набор  
нагрузки

03,15  
Перевод котла на пыль

03,09,11  
включение  
механизмов  
извлечения  
пепла

03,13  
включение  
пылесистемы

03,09  
включение пылепитателя

Время, мин

Д – дымосос; ДВ – дутьевой вентилятор; МВ – мельничный вентилятор; ППК1 – пусковой питательный клапан 1.

После включения котла в паровую магистраль нагрузка его поднимается до номинальной в соответствии с потребностью в паре.

На рис. 2-3 приведен примерный сетевой график пуска котла ТП-230 из горячего состояния для случая, когда растопочным топливом является природный газ.

Подготовка перед пуском сводится к следующему:

- При пуске котла из горячего состояния отпадает начальный период растопки и ряд подготовительных операций, время пуска сокращается.

45

Наименование должности	Шифр
Начальник смены.....	01
Старший машинист котла.....	02
Машинист котлов 1-2.....	03
Помощник машиниста котлов 1-2.....	09
Слесарь.....	11
Дежурный по дымососам.....	12
Дежурный по мельничным и дутьевым вентиляторам.....	13
Зольщик.....	15
Обдувщик.....	16
Приборист.....	17

На графике рис. 2-3 растопка котла до включения его в паровую магистраль занимает 65 мин, до полного нагружения 95 мин, весь пуск с переводом на пыль 2 ч.

Для одновременной растопки нескольких котлов необходимо иметь достаточное число растопочных РОУ. Опыт показывает, что возможна одновременная растопка двух котлов на одну РОУ.

Для успешного проведения ежесуточных групповых пусков котлов решающую роль может играть автоматизация пусковых операций.

Пуск турбины на неблочной КЭС осуществляется паром номинальных параметров, подаваемым от переключательной магистрали.

Подача пара для толчка и набора оборотов ротора турбины возможна двумя путями:

1) подача пара посредством первого регулирующего клапана к соответствующему сопловому сегменту;

2) подача пара через байпас главной паровой задвижки турбины ко всем сопловым сегментам при открытых регулирующих клапанах.

Обычно для турбин К-100-90 применяется второй метод, обеспечивающий равномерный прогрев цилиндра и отсутствие температурного перекося.

Исследованием режимов пуска турбин высокого давления (К-25-90, К-50-90-1, К-50-90-3, К-100-90-2, К-100-90-5, К-100-90-6, ВКТ-100) занимался ряд организаций в 1957—1960 гг. (ЛМЗ, ВТИ, ЮжОргРЭС).

ВТИ были отработаны быстрые пуски турбин высокого давления из различных температурных состояний [2-6].

Определяющим параметром по рекомендациям ВТИ является температура низа ЦВД перед пуском. Так, при  $t_{\text{ЦВД}} = 350^{\circ}\text{C}$  режимна карта ВТИ рекомендует после синхронизации нагружать турбину с максимально возможной скоростью до 70 МВт и дальнейшее нагружение с 70 до 100 МВт осуществлять за 14 мин. Для того чтобы после ночной остановки сохранить более высокую  $t_{\text{ЦВД}}$ . ПДГРЭС отработала режимы быстрой разгрузки перед остановом со скоростью 5 МВт/мин до нагрузки 30 МВт, а затем 10 МВт/мин. Такая ускоренная разгрузка также сокращает малоэкономичную выработку электроэнергии, что дает экономию топлива в энергосистеме.

После набора частоты вращения до намеченного режима вступает в работу регулятор скорости турбины, который дает команду на закрытие регулирующих клапанов 2, 3, 4 и оставляет приоткрытым лишь клапан 1; при этом происходит переход на парциальный подвод пара к соплам регулирующей ступени и расширение его до более низкой температуры. Последнее обстоятельство является причиной захлаживания металла в камере регулирующей ступени. Поэтому важно осуществить синхронизацию в кратчайший срок и дать сразу нагрузку на турбину. Опыт ПДГРЭС показывает, что тренированный персонал выполняет эту операцию для

генератора 100 МВт меньше чем за 5 мин. После синхронизации турбину нагружают в течение 2 мин до 30 МВт, так как большая нагрузка практически неосуществима по возможностям котлов.

Таблица 2-1

**Расход энергии на операцию “отключение в резерв-пуск” турбоагрегата К-100-90 при времени резерва 8 ч (в расчетах принималось  $b_y^y = 0,38 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}); b_0^y = 40,6 \text{ кг}/\text{ГДж}$ ).**

Характеристика потребителей энергии	Расход электроэнергии, кВтч	Расход тепла		Примечание
		т пара	МВт	
Выбег ротора				
Конденсатный насос, $N_n = 200кВт$	132	-	-	По счетчику электроэнергии
Валоповоротное устройство, $N_n = 20кВт$	8	-	-	По паспортным данным с учетом коэффициента загрузки, принятого равным 0,8, и времени работы
Маслонасос турбины, $N_n = 13,5кВт$	10,8	-	-	
Маслонасос уплотнения генератора, $N_n = 7кВт$	5,6	-	-	
Циркуляционный насос, $D_n = 16тыс.м^3 / ч; N_n = 1000кВт$	111,0	-	-	С учетом расхода $2тыс.м^3 / ч$ воды
Пар на концевые уплотнения, $D_n = 2,7м / ч; i = 2770кДж / кг; \xi = 0,891$	-	1,35	0,89	По результатам испытаний
Итого расход энергии	267,4	1,35	0,89	-
Итого в условном топливе	0,233т			
Резерв				
Валоповоротное устройство, $N_n = 20кВт$	16	-	-	-
Маслонасос турбины, $N_n = 13,5кВт$	10,8	-	-	-
Маслонасос уплотнения генератора, $N_n = 7кВт$	5,6	-	-	-
Циркуляционный насос, $D_n = 16тыс.м^3 / ч; N_n = 1000кВт$	110,0	-	-	С учетом расхода $2тыс.м^3 / ч$ по счетчику электроэнергии
Итого расход энергии	134,4	-	-	-
Итого в условном топливе    за 1 ч за 7 ч	0,0545 т 0,382 т			
Предпусковой период $\tau = 0,52ч$				
Валоповоротное устройство, $N_n = 20кВт$	8	-	-	-
Маслонасос турбины, $N_n = 13,5кВт$	5,4	-	-	-
Маслонасос уплотнения генератора, $N_n = 7кВт$	2,8	-	-	-
Циркуляционный насос, $D_n = 16тыс.м^3 / ч; N_n = 1000кВт$	111,0	-	-	С учетом расхода $2тыс.м^3 / ч$
Конденсатный насос, $N_n = 20кВт$	132,0	-	-	В период испытаний по счетчику электроэнергии
Пар на эжекторы, $D_n = 2,5м / ч; i = 3090,3кДж / кг; \xi = 1,0$	-	1,25	1,15	По результатам испытаний
Пар на концевые уплотнения, $D_n = 4,8м / ч; i = 2770кДж / кг; \xi = 0,891$	-	1,35	0,89	Те же

Острый пар на переднее уплотнение турбины, $i = 3390,3 \text{кДж} / \text{кг}; \xi = 1,0$	-	0,19	0,173	-
Итого расход энергии	256,4	2,79	2,21	-
Итого в условном топливе	0,4215т			
Разгон ротора и синхронизация $\tau = 0,32 \text{ч}$				
Конденсатный насос, $N_n = 200 \text{кВт}$	132,0	-	-	-
Пусковой маслоснасос, $N_n = 125 \text{кВт}$	30,0	-	-	-
Маслоснасос уплотнения генератора, $N_n = 7 \text{кВт}$	1,68	-	-	-
Циркуляционный насос, $D_n = 16 \text{тыс.м}^3 / \text{ч}; N_n = 1000 \text{кВт}$	133,5	-	-	С учетом расхода $8 \text{тыс.м}^3 / \text{ч}$
Пар на эжекторы, $D_n = 2,5 \text{м}^3 / \text{ч}; i = 3090,3 \text{кДж} / \text{кг}; \xi = 1,0$	-	0,75	0,595	По результатам испытаний
Пар на концевые уплотнения, $D_n = 4,8 \text{м}^3 / \text{ч}; i = 2770 \text{кДж} / \text{кг}; \xi = 0,891$	-	0,81	0,810	То же
Острый пар на переднее уплотнение турбины, $D_n = 0,38 \text{м}^3 / \text{ч}; i = 3390,3 \text{кДж} / \text{кг}; \xi = 1,0$	-	0,114	0,090	-
Острый пар на разгон роторов, $i = 3390,3 \text{кДж} / \text{кг}; D_{x.x} 24 \text{м}^3 / \text{ч}$	-	2,73	3,30	-
Итого расход энергии	297,18	4,40	3,83	
Итого в условном топливе	0,673т			
Суммарный расход условного топлива на режим	1,708т			

Рассмотрим методику оценки потерь топлива при осуществлении пуска и останова турбины. Такие расчеты позволяют детально проанализировать источники потерь энергии при пуске турбоустановки, а также сопоставить пускоостановочный режим с другими разгрузочными режимами по расходу топлива. Расчет потерь энергии на отключение турбины ВК-100-2 в резерв и последующий пуск дается в табл. 2-1. При расчетах учитывается коэффициент ценности тепла для различных потоков пара. Расход пара на эжектор определяется по тепловому балансу охладителя эжекторов. Расход пара на разгон ротора турбоагрегата определяется следующим образом:

$$D_{\text{раз}} = \frac{D'_{x.x}}{2} \tau_{\text{раз}} + D_{x.x} \tau_{\text{синх}},$$

где  $D'_{x.x}$  - расход пара на обеспечение холостого хода турбоагрегата без включения возбуждения генератора;  $D_{x.x}$  - расход пара на обеспечение холостого хода турбоагрегата с включенным возбуждением генератора;  $\tau_{\text{раз}}$  - время, необходимое для разгона роторов от момента толчка до достижения оборотов холостого хода. После остановки турбины К-100-90 на 6-8 ч при подаче свежего пара на переднее уплотнение  $\tau_{\text{раз}} = 15$  мин;  $\tau_{\text{синх}}$  - время синхронизации и подключения генератора к энергосистеме.

На основании испытаний  $\tau_{\text{синх}} = 3$  мин;  $D'_{x.x} = 13,65 \text{ т/ч}$ ;  $D_{x.x} = 20,37 \text{ т/ч}$ .

Затрата пара на разгон турбины по (2-2) составила 2,76 т; расход условного топлива на пускоостановочный режим после резерва 6-8 ч составил 1,708 т. При этом не учтены потери энергии на этапах разгрузки и нагружения турбины.

При переводе турбоагрегата в режим двигателя (моторный режим) турбина разгружается полностью; закрываются регулирующие клапаны и паровые задвижки на паропроводах. Открытыми остаются стопорные клапаны и байпасы главных паровых задвижек. Перед регулируемыми клапанами сохраняется полное давление острого пара.

Для охлаждения проточной части ЦВД в трубопровод III отбора турбины из стационарного коллектора третьих отборов подается пар с давлением 0,08-0,1 МПа. При давлении в конденсаторе свыше 0,0036 МПа необходима подача пара с давлением 0,025- 0,03 МПа в ресивер для улучшения охлаждения ЦВД. Пар в ресивер подается от уравнивательной линии деаэраторов. При работе в моторном режиме острый пар, сдросселированный до 0,15-0,2 МПа, подается на переднее уплотнение турбины.

В табл. 2-2 приведен расчет потерь энергии за 1 ч работы турбины в моторном режиме, из которого следует, что затрата условного топлива за 1 ч работы генератора турбины К-100-90 в моторном режиме

составляет 1,99 т.

Таблица 2-2

**Расход энергии на турбоустановку К-100-90 за 1 ч в моторном режиме при  $p_k = 0,0035 \text{ МПа}$**

Характеристики потребителей энергии	Расход электроэнергии, кВтч	Расход тепла		Примечание
		Т пара	МВт	
Конденсатный насос, $N_n = 200 \text{ кВт}$	132	-	-	В период испытаний по счетчику электроэнергии
Циркуляционный насос, $D_n = 16 \text{ тыс. м}^3 / \text{ч}; N_n = 1000 \text{ кВт}$	445	-	-	С учетом расхода $8 \text{ тыс. м}^3 / \text{ч}$
Насос газоохладителей, $D_n = 16 \text{ тыс. м}^3 / \text{ч}; N_n = 1000 \text{ кВт}$	30	-	-	С учетом коэффициента загрузки 0,4
Маслонасос уплотнения генератора, $N_n = 7 \text{ кВт}$	5,6	-	-	С учетом коэффициента загрузки 0,8
Потребление электрической энергии генератором из системы	1656	-	-	По результатам испытаний
Активные потери в блочных трансформаторах 2х65МВА	367,56	-	-	По паспортным данным
Пар на вентиляцию турбины, $i = 3390,3 \text{ кДж} / \text{кг}; \xi = 1,0$	-	4,65	2,26	По результатам испытаний
Пар на эжекторы, $D_n = 2,5 \text{ м}^3 / \text{ч}; i = 3090,3 \text{ кДж} / \text{кг}; \xi = 1,0$	-	2,49	2,28	То же
Пар на концевые уплотнения, $D_n = 4,8 \text{ м}^3 / \text{ч}; i = 2770 \text{ кДж} / \text{кг}; \xi = 0,891$	-	2,7	1,78	-
Пар на передние уплотнения, $D_n = 4,8 \text{ м}^3 / \text{ч}; i = 2770 \text{ кДж} / \text{кг}; \xi = 0,891$	-	0,38	0,346	-
Итого расход энергии	2666,36	10,21	6,65	-
Итого в условном топливе	1,01+0,98=1,99т			

### 2-3. ДИАПАЗОН НАГРУЗОК ЭНЕРГОБЛОКОВ

Регулировочный диапазон нагрузок определяется минимально допустимой нагрузкой, которая называется техническим минимумом нагрузки блока.

Технический минимум нагрузки определяется котлом, который лимитирует предел снижения нагрузки. При работе котла на твердом топливе снижение нагрузки лимитируется топочным режимом, устойчивое протекание которого возможно в довольно узком диапазоне. Этот диапазон нагрузок тем уже, чем меньший выход летучих имеет сжигаемое топливо; применение жидкого шлакоудаления усугубляет трудности разгрузки.

Перевод котлов с жидким шлакоудалением в режим сухого шлакоудаления допускается кратковременно, до 2 ч, и лишь как исключение.

Технически допустимый диапазон разгрузки пылеугольных блоков составляет от 20 до 50%. На основе проведенных детальных исследований и экспериментальной проверки были разработаны временные нормы минимально допустимых нагрузок для энергоблоков мощностью 160, 200 и 300 МВт (табл. 2-3).

Экспериментальные исследования на блоках 200 МВт с барабанными котлами показали, что циркуляция в котлах достаточно устойчива до

нагрузки, составляющей 25% номинальной.

Таблица 2-3.

**Минимально допустимые нагрузки блоков мощностью 160, 200 и 300 МВт.**

Тип блока	Топливо	Шлакоудале ние	Минимальная нагрузка блока, % $D_{ном}$		Продолжитель ность работы при минимальной нагрузке, ч
			двухк орпус ной режим	однок орпус ный режим	
Моноблок 160 МВт с котлом ТП-90 и турбиной К-160-130	АШ	Жидкое	-	70* 50** 40	Не ограничена Не более 2ч Не ограничена
Дубль-блок 150 МВт с котлом ТП-240-1 и турбиной СВК-150	Газ, Подмосковный бурый уголь	Сухое	50	25	То же
Дубль-блок 160 МВт с котлом Пк-38 и турбиной К-160-130	Назаровский бурый уголь	Жидкое	70	35	То же
То же	Львовско- волинский каменный уголь,	Жидкое	50	25	То же
	Донецкий каменный уголь Д и Г, промпродукт	Сухое	50*	25*	То же
Моноблок 160 МВт с котлом ТП-92 и турбиной К-160-130	Львовско- волинский каменный уголь, газ	Сухое	-	50	То же
Моноблок 160 МВт с котлом ТГМ-94 и турбиной К-160-130	Газ, мазут	-	-	40	То же
Моноблок 200 МВт с котлом Пк-33 и турбиной К-200-130	Челябинский бурый уголь	Сухое	-	50*	То же
Дубль-блок 200 МВт с котлом ПК-40-1 и турбиной К-200-130	Томь-усинские угли марок СС и ПС	Жидкое	80	40	То же
Дубль-блок 200 МВт с котлом ТП-67 и турбиной К-200-130	Эстонские сланцы	Сухое	50	25	То же
Моноблок 200 МВт с котлом ТП-100 и турбиной К-200-130	АШ  Донецкий тощий уголь	Жидкое	-	70*	Не ограничена
		Жидкое	-	60**	Не более 2 ч
		Жидкое	-	60*	
		Жидкое	-	50**	То же
Моноблок 200 МВт с котлом ТП-100 и турбиной К-200-130	Львовско- волинский каменный уголь	Жидкое Жидкое	- -	65 40**	Не ограничена Не более 2 ч
Дубль-блок 200 МВт с котлом ПК-47 и турбиной К-200-130	Газ, мазут	-	60	30	Не ограничена
Моноблок 200 МВт с котлом ТП-101 и турбиной К-200-130	Эстонские сланцы	Сухое	50	25	То же
Дубль-блок 300 МВт с котлом ТПП-210 и турбиной К-300-240	АШ  Газ	Жидкое	70* 60** 60* 50** 50	35* 30** 30* - 30	То же Не более 2 ч Не ограничена Не более 2 ч Не ограничена
		-			
		Жидкое	70* 60**	35* 30**	То же Не более 2 ч
		Жидкое	60* 50**	30* -	Не ограничена Не более 2 ч
		Жидкое	50	30	Не ограничена
Дубль-блок 300 МВт с котлом ТПП-210А и турбиной К-300-240	АШ  Донецкий тощий  Газ	- Жидкое Жидкое Жидкое -	70* 60** 60* 50** 50	35* 30** 30* - 30	То же Не более 2 ч Не ограничена Не более 2 ч Не ограничена

Моноблок 300 МВт с котлом ТПП-110 и турбиной К-300-240	АШ, кузнецкий уголь	Жидкое	-	70*	Не ограничена
	Донецкий тощий уголь	Жидкое	-	60**	Не более 2 ч
	Донецкий тощий уголь	Жидкое	-	60*	Не ограничена
	Газ	Жидкое	-	50**	Не более 2 ч
	Газ	Жидкое	-	50	Не ограничена
Дубль-блок 300 МВт с котлом П-50 и турбиной К-300-240	АШ, кузнецкий уголь	Жидкое	70*	35*	То же
	Донецкий тощий уголь	Жидкое	60**	30**	Не более 2 ч
	Донецкий тощий уголь	Жидкое	60*	30*	Не ограничена
	Газ	Жидкое	50**	-	Не более 2 ч
	Газ	-	50	30	
Дубль-блок 300 МВт с котлом ПК-39 и турбиной К-300-240	Экибастузский уголь	Сухое	65 50**	30	Не ограничена То же
Дубль-блок 300 МВт с котлом ПК-41 и турбиной К-300-240	Газ, мазут	-	50	30	То же
Дубль-блок 300 МВт с котлом ТГМП-113 и турбиной К-300-240	Газ, мазут	-	50	30	То же
Моноблок 300 МВт с котлом ТГМП-314 и турбиной К-300-240	Газ, мазут	-	50	30	То же

\* Допускается ограниченная подсветка до 8 % по теплу.

\*\* Обязательна ограниченная подсветка до 8 % по теплу.

Поэтому действовавшие ранее ограничения разгрузки по устойчивости циркуляции были затем сняты [2-8] и для указанных блоков были отработаны и внедрены режимы разгрузки до 25% с переходом при этом на работу на мазуте. Такая разгрузка производится при полностью открытых клапанах на скользящем давлении в режиме, когда блок разгружается до 50 МВт уменьшением тепловой нагрузки топки в течение 60-70 мин со скоростью снижения температуры насыщения в барабане 1,2-1,3°C/мин (до 10,0-0,2 МПа в минуту, а в интервале от 10 до 0,4 МПа-0,15 МПа в минуту) при разности температур верх — низ барабана не более 40°C.

Такой режим глубокой разгрузки для эксплуатационного персонала предпочтительнее, но он связан со значительным расходом мазута.

Для прямоточных котлов по условиям надежной гидродинамики минимально допустимая нагрузка составляет 30%, однако по условиям температурного режима поверхностей нагрева она повышается до 50-60%. Нагружение турбины после разгрузки производится со скоростью 3,7 МВт/мин, скорость подъема давления 0,17 МПа в минуту. В результате нагружение турбины с 50 до 200 МВт производится по времени за 40-45 мин [2-9]. Более детально вопросы нагружения блока рассмотрены ниже.

#### 2-4. СКОРОСТЬ НАГРУЖЕНИЯ ЭНЕРГОБЛОКА

*Общие положения.* Наибольшая допустимая скорость повышения мощности блока в значительной мере зависит от исходного теплового состояния оборудования, заданного значения и способа изменения нагрузки. Поэтому следует различать процессы нагружения блока после достаточно длительной его работы при частичной нагрузке и при пуске. Этим двум режимам, имеющим много общего, в большинстве случаев присущи существенно различные скорости нагружения. Пусковые режимы и их особенности будут рассмотрены далее. Здесь же мы рассмотрим главным образом процесс нагружения блока после достаточно длительной его работы на частичной нагрузке.

По условиям регулирования нагрузки в энергосистемах могут потребоваться скорости нагружения блоков (в пределах их регулировочного диапазона) до 5% номинальной мощности в минуту. Скорость же нагружения блока определяется как турбиной, так и котлом.

Скорость нагружения турбины вообще зависит от способа регулирования ее мощности. Рассмотрим вкратце некоторые особенности процессов нагружения турбины с помощью ее регулирующих клапанов и при скользящем давлении свежего пара. Предварительно отметим, что и в первом случае возможно изменение давления пара перед турбиной, присущее любому переходному процессу, однако значение его, как правило, является довольно ограниченным и пока не будет приниматься нами во внимание.

Нагружение турбины открытием регулирующих клапанов сопровождается повышением температуры пара в паровпускных элементах, в проточной части ЦВД, причем тем большим, чем шире диапазон изменения мощности (при постоянной температуре свежего пара). Это обуславливает, в частности, возникновение дополнительных температурных разностей и соответствующих термических напряжений в отдельных деталях и увеличение относительного удлинения ротора, которые, однако, ни в коем случае не должны быть больше допустимых (предельных) безопасных для турбины значений. Таким образом, предельные допустимые значения разности температур по толщине стенки отдельных деталей турбины, а также относительного удлинения ротора, определяемые заводом-изготовителем, являются факторами, ограничивающими скорость нагружения. Понятно, что в диапазоне мощностей, характеризующемся изменением температуры пара меньшим, чем предельные температурные разности по толщине стенки, скорость нагружения турбины может быть весьма большой (вплоть до мгновенного наброса нагрузки).

Температурное состояние турбины в процессе ее нагружения при скользящем давлении свежего пара и неизменной его температуре практически не меняется. Поэтому скорость нагружения блока в данном случае турбиной не ограничивается и - целиком определяется возможностями котла.

Скорость нагружения котла представляет собой изменение его паропроизводительности в единицу времени и выражается либо в т/ч в минуту, либо в  $\text{кг/с}^2$ . Таким образом, между этими единицами измерения существует следующая взаимосвязь:  $1 \text{ кг/с}^2 - 216 \text{ т/ч в минуту}$ .

Допустимая скорость нагружения котла зависит от множества факторов и в каждом конкретном случае определяется экспериментально. Существенную роль при этом играет тип котла. Так, проведенные исследования показали, что наибольшая возможная скорость нагружения барабанного котла определяется температурным режимом пароперегревателя. Вследствие большой аккумулирующей способности барабанного котла рост его паропроизводительности заметно отстает от повышения тепловыделения в топке при нагружении. В результате этого при строго фиксируемой границе между испарительными и перегревательными поверхностями нагрева

тепловосприятие пароперегревателя начинает превышать необходимое для данного расхода пара, что и приводит к росту температуры пара и металла пароперегревателя. Поэтому допустимый уровень температур металла пароперегревателя и оказывается фактором, ограничивающим наибольшую скорость нагружения котла. Некоторые другие факторы, как, например, надежность циркуляции или «набухание» уровня воды в барабане, допускают значительно большие скорости нагружения и в этих условиях, следовательно, не являются определяющими.

Специальные мероприятия конструктивного и режимного характера (соответствующая компоновка пароперегревателя, повышение запаса по впрыскам и их рассредоточение, перераспределение расхода топлива по ярусам горелок и др.) могут способствовать повышению надежности температурного режима пароперегревателя при допустимых турбиной скоростях нагружения блока. В этой связи заслуживает внимание использование так: называемого опережающего (по отношению к скорости: нагружения котла) открытия регулирующих клапанов турбины. При этом процесс нагружения блока сопровождается некоторым падением давления в котле, вследствие чего за счет аккумулированного в нем тепла генерируется дополнительное количество пара, что способствует улучшению условий охлаждения пароперегревателя. Большая аккумулирующая способность барабанного котла даже при ограниченном падении давления может обеспечить ощутимую дополнительную выработку пара, что позволяет существенно увеличить скорости роста тепловыделения в топке и нагружения блока. Специально проведенные опыты, которые будут рассмотрены далее, подтвердили эффективность этого метода.

Однако возможность применения данного метода существенно ограничивается либо вовсе исключается в процессе нагружения блока при скользящем давлении свежего пара. В этом случае температурные условия пароперегревателя барабанного котла могут оказаться особенно тяжелыми, поскольку значительная доля тепла аккумулируется вследствие существенного повышения давления и несоответствие между тепловосприятием перегревателя и расходом пара становится еще большим, чем в рассмотренном выше варианте. Поэтому и скорость нагружения блока будет меньше, чем при постоянном давлении и прочих одинаковых возможностях.

Скорость нагружения прямоточного котла условиями надежной гидродинамики не ограничивается и при достаточно совершенной системе регулирования температуры пара определяется лишь его динамическими свойствами и инерционностью топочного устройства. При быстром нагружении котла для поддержания заданной температуры пара и с учетом характера ее изменения в переходном процессе рекомендуется осуществлять опережающее изменение расхода топлива или воды [2-10]. При скользящем давлении пара можно получить большие скорости нагружения блока, так как аккумулирующая способность прямоточных котлов значительно меньше, чем барабанных. Так, данные по некоторым зарубежным блокам [2-11]

показывают, что при скользящем давлении может быть достигнута скорость нагружения по крайней мере вдвое большая, чем при постоянном.

Эксплуатация прямоточных котлов при скользящем давлении заводами-изготовителями не предусматривается. Поэтому производственным объединением Союзтехэнерго и отдельными электростанциями были проведены комплексные исследования, одной из задач которых являлась проверка возможности надежной работы котлов блоков 300 МВт в широком диапазоне нагрузок при докритических давлениях во всем водопаровом тракте.

При проведении опытов обнаружены опасные нарушения теплогидравлического режима работы экранов котлов некоторых марок (ТПП-110, ТПП-210, ТПП-312) при докритических давлениях. Поэтому для данных котлов без соответствующей реконструкции режимы скользящего давления исключаются. В то же время опыты подтвердили достаточно высокую надежность работы котлов других марок (ТГМП-1-4, ТГМП-324, П-50 и др.) при скользящем давлении в широком диапазоне нагрузок как в стационарных и переходных режимах, так и в аварийных ситуациях [2-12]. Для блоков с этими котлами разработаны руководящие указания по эксплуатации при скользящем давлении, в которых, в частности, указано, что при докритических давлениях мощность блока можно повышать со скоростью до 10 МВт/мин.

Допустимые скорости нагружения блока определяются на основании экспериментальных исследований. Однако влияние отдельных факторов можно предварительно оценить, пользуясь аналитическими зависимостями, описывающими переходный процесс по паровой стороне. С учетом этих результатов разрабатывается программа организации и проведения экспериментальных исследований.

*Аналитическое описание переходного процесса при нагружении блока.* Рассмотрим процесс нагружения блока открытием регулирующих клапанов турбины.

Аналитические зависимости для переходного процесса получаются в результате совместного решения системы уравнений, описывающих изменение отдельных параметров при нагружении и объединяемых уравнением пропускной способности турбины. При этом аналитическое решение задачи становится возможным благодаря упрощению исходных уравнений путем их линеаризации и при некоторых допущениях. С этой же целью переходный процесс во времени можно разбить на отдельные периоды, в пределах которых закономерность изменения того или иного параметра является наиболее простой. Точность получаемых при этом результатов, естественно, снижается, однако остается вполне приемлемой для приближенной оценки влияния отдельных факторов на скорость нагружения блока.

Расход пара на турбину определяется следующим образом:

$$D = D_{\text{макс}} \frac{P}{P_{\text{макс}}} \frac{\varphi}{\varphi_{\text{макс}}}, \quad (2-3)$$

где  $D, D_{\text{макс}}$  - заданный и максимальный расходы пара;  $p, p_{\text{макс}}$  - заданное и максимальное (номинальное) давления пара перед клапанами;  $\varphi, \varphi_{\text{макс}}$  соответствующие положения регулирующих клапанов турбины (положение регулирующих клапанов определяется либо углом поворота кулачкового вала группового привода (в градусах), либо перемещением поршня сервомотора (в миллиметрах); изменения этих величин и пропуска пара в турбину связаны соотношением  $\Delta D = k \Delta \varphi$ , где  $k$  - коэффициент пропорциональности [ $\text{кг/с} \cdot \text{K}$ ] или [ $\text{кг/с} \cdot \text{мм}$ )], определяемый из характеристики системы парораспределения).

Так как в процессе нагружения блока допускается лишь незначительное изменение температуры свежего пара, влияние этого фактора в приведенном уравнении не учитывается.

При изменении степени открытия регулирующих клапанов на  $\Delta \varphi$  и давления пара на  $\Delta p$  расход пара также меняется:

$$D + \Delta D = D_{\text{макс}} \frac{p + p_{\text{макс}}}{p_{\text{макс}}} \frac{\varphi + \varphi_{\text{макс}}}{\varphi_{\text{макс}}} = D_{\text{макс}} \frac{p \varphi}{p_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}}} + D_{\text{макс}} \frac{p \Delta \varphi + \Delta p \varphi + \Delta p \Delta \varphi}{p_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}}}. \quad (2-4)$$

Вычитая из этого уравнения предыдущее, получаем:

$$\Delta D = \frac{D_{\text{макс}}}{p_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}}} (p \Delta \varphi + \Delta p \varphi + \Delta p \Delta \varphi). \quad (2-5)$$

Третьим слагаемым, как величиной высшего порядка малости, можно пренебречь. Кроме того, величину  $\Delta \varphi$  можно выразить через скорость открытия регулирующих клапанов  $\varphi'$ , град/с, принимая  $\Delta \varphi = \varphi' \tau$ . При заданных начальных условиях и неизменном значении  $\varphi'$  величины

$$\frac{D_{\text{макс}} p_{\text{нач}}}{p_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}}} \varphi' = a_1 \text{ и } \frac{D_{\text{макс}} \varphi_{\text{нач}}}{p_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}}} = a_2$$

являются постоянными. Тогда имеем:

$$\Delta D = a_1 \tau + a_2 \Delta p \quad (2-6)$$

или, в дифференциальной форме,

$$d\Delta D = a_1 d\tau + a_2 d\Delta p. \quad (2-7)$$

Последнее выражение является одной из разновидностей уравнения пропускной способности турбины. Изменение давления пара перед турбиной в общем случае равно алгебраической сумме изменений давления в котле  $\Delta p_{\text{кот}}$  и сопротивления парового тракта  $\delta \Delta p_{\text{тр}}$ , т. е.

$$\Delta p = \Delta p_{\text{кот}} + (-\delta \Delta p_{\text{тр}}), \quad (2-8)$$

или

$$d\Delta p = d\Delta p_{\text{кот}} - d\Delta p_{\text{тр}} \quad (2-9)$$

(знак минус перед вторым слагаемым ставится с учетом: того, что изменения давления пара перед турбиной и сопротивления парового тракта всегда противоположны).

Изменение давления в котле является следствием: небаланса между паропроизводительностью и расходом пара на турбину. Поэтому, принимая аккумулирующую способность котла  $\Delta D_{\text{ак}}$  постоянной, можно записать:

$$\Delta D = \omega \tau - \frac{d\Delta p_{\text{кот}}}{d\tau} \Delta D_{\text{ак}},$$

откуда

$$d\Delta p_{\text{кот}} = \frac{\omega\tau - \Delta D}{\Delta D_{\text{ак}}} d\tau, \quad (2-10)$$

где  $\omega$  - скорость нагружения котла при постоянном давлении за счет увеличения тепловыделения в топке (здесь и далее, где упоминается эта скорость, следует иметь в виду, что она не учитывает влияния аккумулирующей способности котла на его паропроизводительность в процессе нагружения и зависит только от скорости изменения тепловыделения в топке),  $\text{кг/с}^2$ .

Здесь и далее считаем, что нагружение котла и увеличение расхода пара на турбину начинаются одновременно (без сдвига во времени), а скорость нагружения чью принимаем постоянной. Кроме того, для упрощения выражения (2-10) количество пара, аккумулируемого в пароперегревателе и паропроводах, можно-условно прибавить к аккумулирующей способности котла, пренебрегая при этом влиянием разницы в изменениях давления в данных емкостях.

Учитывая, что сопротивление парового тракта меняется по квадратичному закону, можно также записать:

$$\delta\Delta p_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{тр.макс}}}{D_{\text{макс}}^2} (2D_{\text{нач}}\Delta D + \Delta D^2)$$

или, пренебрегая вторым слагаемым,

$$d\Delta p_{\text{тр}} = 2\Delta p_{\text{тр.макс}} \frac{D_{\text{нач}}}{D_{\text{макс}}^2} d\Delta D = a_3 d\Delta D. \quad (2-11)$$

Подставляя в (2-7) значение второго слагаемого из (2-9), (2-10), (2-11), после преобразований получаем линейное дифференциальное уравнение первого порядка:

$$\frac{d\Delta D}{d\tau} = \frac{a_3(\omega\tau - \Delta D)}{\Delta D_{\text{ак}}(1 + a_2 a_3)} + \frac{a_1}{1 + a_2 a_3}.$$

Решение этого уравнения с учетом того, что при  $\tau=0$   $\Delta D=0$ , может быть представлено в следующем виде:

$$\Delta D = \omega\tau + B \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\tau}{T}\right) \right], \quad (2-12)$$

где

$$B = T \left( \frac{D_{\text{макс}}^2 P}{D_{\text{макс}} P_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}} + 2\Delta p_{\text{тр.макс}} \varphi_{\text{нач}} D_{\text{нач}}} \varphi' - \omega \right);$$

$$T = \Delta D_{\text{ак}} \left( \frac{P_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}}}{D_{\text{макс}} \varphi_{\text{нач}}} + 2 \frac{D_{\text{нач}} \Delta p_{\text{тр.макс}}}{D_{\text{макс}}^2} \right).$$

Второе слагаемое в уравнении (2-12) отражает влияние аккумулирующей способности котла на увеличение расхода пара. Это слагаемое при заданных характеристиках оборудования блока определяется соотношением скоростей нагружения турбины и котла, что видно из развернутых выражений для комплексов В и Т.

При опережающем открытии регулирующих клапанов турбины значение комплекса В будет положительным, и, следовательно, расход пара на турбину увеличивается как вследствие роста тепловыделения в топке, так и за счет аккумулирующей способности котла. Это означает, что нагружение

блока будет сопровождаться падением давления в котле и перед турбиной, которое может быть определено из (2-6).

Падение давления пара зависит от гидравлических характеристик парового тракта, начальной и конечной нагрузок блока, аккумулирующей способности котла и скоростей нагружения. Допустимое значение падения давления пара перед турбиной указывается заводом-изготовителем. Пользуясь полученными выше зависимостями, можно подобрать соотношение между  $\phi$  и  $\psi$  таким образом, чтобы в момент достижения заданной конечной мощности блока падение давления пара не превышало допустимого.

Следует также иметь в виду, что при опережающем нагружении турбины давление пара будет снижаться и после достижения конечной нагрузки блока, так как расход топлива к этому моменту еще не обеспечивает требуемую мощность. Поэтому необходимо иметь некоторый запас по открытию регулирующих клапанов, чтобы, используя его, поддерживать мощность блока на достигнутом уровне.

Падение давления пара прекращается, когда паропроизводительность котла только за счет тепловыделения в топке становится равной расходу пара на турбину. Дальнейшее увеличение расхода топлива приводит к росту давления пара. Постоянство мощности блока при этом обеспечивается за счет соответствующего прикрытия регулирующих клапанов турбины.

Изменения расхода и давления пара для периода после достижения заданной конечной мощности блока можно рассчитать, пользуясь зависимостями, данными в [2-14].

Расход пара в ЧСД и ЧНД турбины при нагружении меняется также по экспоненциальному закону, причем на характер экспоненты оказывает влияние вместимость системы промежуточного перегрева. Зависимости, полученные с учетом этого фактора, приведены в [2-14]. Так как процесс планового нагружения блока является относительно медленным, влияние вместимости системы промежуточного перегрева оказывается незначительным и для упрощения практических расчетов им можно пренебречь, считая, что  $D_{чсд} = \alpha D$  и принимая значение  $\alpha$  таким же, как и в стационарных режимах. Как показывают расчеты по более точным зависимостям, значение  $\alpha$  при нагружении на 1,0-1,5% ниже.

Изменение мощности турбины определяется по значениям  $\Delta D$  и  $\Delta D_{чсд}$  с учетом падения давления пара. Для расчетов используются заводские данные или типовые энергетические характеристики турбин:  $N = f(D, D_{чсд}, p_0, t_0 \dots)$ . При этом удобно пользоваться характеристиками, представленными в аналитической форме, полученной в результате обработки исходных данных по методу планирования эксперимента.

*Нагружение блока при скользящем давлении свежего пара.* Этот режим осуществляется при неподвижных регулирующих клапанах ( $\phi = \text{const}$ ), выражение (2-5) упрощается, и можно записать:

$$\Delta D = \frac{D_{\text{макс}}}{P_{\text{макс}} \varphi_{\text{макс}}} \varphi \Delta p = c_1 \Delta p \quad (2-13)$$

или

$$d\Delta D = c_1 d\Delta p. \quad (2-14)$$

Кроме того, в данном случае можно принять, что сопротивление парового тракта меняется по линейному закону, и поэтому

$$\delta p_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{тр.макс}} \frac{\Delta D}{D_{\text{макс}}} = c_1 \Delta D,$$

или

$$d\Delta p_{\text{тр}} = c_2 d\Delta D. \quad (2-15)$$

Принимая аккумулирующую способность  $\Delta D_{\text{ак}}$  и; скорость нагружения  $\omega$  котла постоянными, подставляем в (2-9) значения слагаемых из (2-10) и (2-15):

$$d\Delta p = \frac{\omega \tau - \Delta D}{\Delta D_{\text{ак}}} d\tau - c_2 d\Delta D. \quad (2-16)$$

После подстановки этого выражения в (2-14) и преобразований получаем линейное дифференциальное уравнение

$$\frac{d\Delta D}{d\tau} + \frac{\Delta D}{T_c} = \frac{\omega}{T_c} \tau, \quad (2-17)$$

где

$$T_c = \frac{1 + c_1 c_2}{c_1} \Delta D_{\text{ак}} = \frac{P_{\text{макс}} \frac{\varphi_{\text{макс}}}{\varphi_{\text{нач}}} + \Delta p_{\text{тр.макс}}}{D_{\text{макс}}} \Delta D_{\text{ак}}.$$

В действительности аккумулирующая способность котла существенно зависит от давления, особенно в диапазоне низких нагрузок блока. Поэтому для повышения точности результатов расчета при использовании полученных зависимостей целесообразно весь период нагружения блока разбивать на 2-3 участка, в пределах которых аккумулирующая способность котла, условно принимаемая постоянной, мало отличается от действительных ее значений.

Решение уравнения (2-17) может быть представлено в следующем виде:

$$\Delta D = \omega \tau - \omega T_c \left[ 1 - \exp\left(-\tau/T_c\right) \right]. \quad (2-17a)$$

Полученная зависимость четко отражает принципиальную особенность процесса нагружения блока при скользящем давлении: в связи с его увеличением часть выделяющегося в топке тепла в количестве  $\omega \tau - \Delta D$  аккумулируется в котле и паропроводах, вследствие чего имеет место положительный небаланс между паропроизводительностью, соответствующей данному тепловыделению в топке в стационарном режиме, и действительным расходом пара на турбину при нагружении. Это сказывается, естественно, и на температурном режиме пароперегревателя.

Указанный небаланс  $\Delta D_{\text{н}}$  зависит от начальной нагрузки блока, аккумулирующей способности котла и скорости его нагружения. Поэтому

возможны случаи, когда в момент достижения максимального (номинального) тепловыделения в топке нагрузка блока еще не достигает заданного значения. Тогда дальнейшее нагружение блока происходит при неизменном (максимальном) расходе топлива. Изменение расхода пара при этом можно определить, пользуясь следующей зависимостью [2-14]:

$$\Delta D = \Delta D_{\text{н}} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\tau}{T_c}\right) \right] \quad (2-176)$$

причем за начало отсчета времени принимается момент достижения максимально (номинального) расхода топлива. Изменение давления пара перед турбиной можно определить из (2-13), изменения других величин - так же, как и в предыдущем варианте.

Предложенные выше аналитические зависимости были использованы для расчета процесса нагружения блока мощностью 200 МВт с барабанным котлом ТП-100.

При сравнительно небольшом опережающем открытии регулирующих клапанов турбины ( $\varphi' = 0,1$  град/с, что соответствует скорости изменения расхода пара на турбину  $0,19 \text{ кг/с}^2$  или  $41 \text{ т/(ч·мин)}$  при номинальном давлении) и скорости нагружения котла (по теплу) до  $\omega = 0,15 \text{ кг/с}^2$  имеет место довольно плавное повышение нагрузки блока со скоростью около  $11,5 \text{ МВт/мин}$  от начальной мощности  $120 \text{ МВт}$  (рис. 2-4, а). Максимальное падение давления пара перед турбиной составляет при этом около  $1 \text{ МПа}$ , что вполне допустимо.

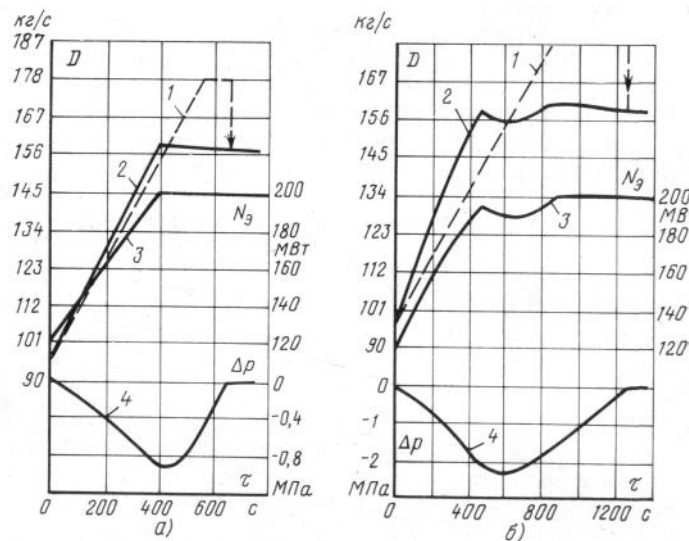


Рис. 2-4. Расчетные графики нагружения блока при постоянном начальном давлении пара.  
а -  $\varphi' = 0,1$  град/с:  $\omega = 0,15 \text{ кг/с}^2$ ; б -  $\varphi' = 0,1$  град/с:  $\omega = 0,1 \text{ кг/с}^2$ ; 1 - нагрузка котла при скорости изменения  $\omega$ ; 2 - расход пара на турбину; 3 - мощность блока; 4 - изменение давления свежего пара.

Изменение паропроизводительности котла без учета влияния аккумулирующей способности на рисунках показано штриховыми линиями. При расчетах условно принималась одна и та же скорость нагружения котла  $\omega$  как до момента достижения номинальной мощности блока, так и после. Более целесообразно после достижения номинальной мощности снизить  $\omega$ . Это приведет к несколько большему падению давления пара и удлинению процесса его восстановления, однако обеспечит более благоприятный температурный режим для пароперегревателя в этот период.

При скорости нагружения котла  $0,1 \text{ кг/с}^2$  и прежнем значении  $\phi'$  процесс сказывается принципиально иным, что хорошо видно из рис. 2-4, б. В этом случае максимальная конечная мощность, несколько меньшая номинальной, достигается в момент полного открытия регулирующих клапанов турбины. Хотя при этом и обеспечивается довольно высокая скорость нагружения (около  $10 \text{ МВт/мин}$ ), однако достигнутая мощность в дальнейшем снижается вследствие большого отставания роста паропроизводительности котла (дот) и обусловленного этим начительного падения давления, а также полного использования запаса по открытию регулирующих клапанов турбины. Этот пример показывает, что следует избегать чрезмерного опережения по открытию клапанов, ухудшающего условия работы турбины при нагружении и увеличивающего время, необходимое для достижения устойчивой максимальной мощности блока.

С помощью аналитических зависимостей можно определить оптимальное соотношение между  $\phi'$  и  $\omega$  при заданных значениях начальной нагрузки и максимально допустимого падения давления свежего пара.

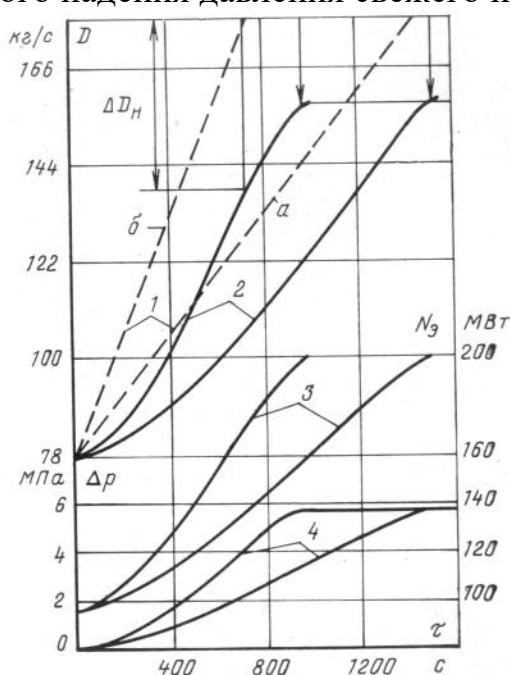


Рис. 2-5. Расчетные графики нагружения блока при скользящем начальном давлении пара.  
а -  $\omega = 0,07 \text{ кг/с}^2$ ; б -  $\omega = 0,14 \text{ кг/с}^2$ ; остальные обозначения см. на рис. 2-4.

Ограничение падения давления пара перед турбиной исключает возможность существенного использования аккумулирующей способности котла при начальных нагрузках блока менее  $120 \text{ МВт}$  вследствие довольно значительного роста сопротивления парового тракта в процессе нагружения. В этих случаях опережение по открытию клапанов получается незначительным, однако оно имеет важное значение, так как позволяет увеличить скорость нагружения котла  $\omega$  и, следовательно, блока. Этот вывод следует из результатов экспериментальных исследований [2-15].

Так, при нагружении блока  $200 \text{ МВт}$  с барабанным котлом ТП-100, работавшим на газе, от  $122$  до  $192 \text{ МВт}$  без опережающего открытия регулирующих клапанов турбины средняя скорость нагружения не превышала  $5 \text{ МВт/мин}$ , причем падения давления свежего пара практически не было. При наличии небольшого опережения и падения давления перед турбиной, не превышающего  $1 \text{ МПа}$ , удалось получить более плавный процесс нагружения от  $116$  до  $196 \text{ МВт}$  со средней скоростью не менее  $8 \text{ МВт/мин}$ . В обоих случаях температура пара удерживалась на максимально допустимом уровне при полном использовании

всех впрысков. Отсюда следует также, что фактором, ограничивающим скорость нагружения блока, является прежде всего температурный режим пароперегревателя. По этой причине допустимая скорость нагружения и котла данного типа при работе его на газе в достаточно широком диапазоне изменения мощности блока регулирующими клапанами турбины составляет около  $0,1 \text{ кг/с}^2$ , что следует признать недостаточным. Поэтому для получения больших скоростей нагружения необходимы дополнительные средства регулирования температуры пара в данном процессе. По имеющимся в литературных источниках сведениям скорости нагружения котлов других типов существенно различаются и находятся в пределах от  $0,07 \text{ кг/с}^2$  при работе на твердом топливе до  $0,19 \text{ кг/с}^2$  при работе на газе.

В диапазоне повышенных начальных мощностей рассматриваемого блока и при возможном вследствие этого существенном опережающем открытии регулирующих клапанов можно получить достаточно большие скорости нагружения. Предельные скорости при этом должны определяться с учетом максимально допустимых термических напряжений в деталях турбины и относительных удлинений ротора.

Нагружение этого же блока при скользящем давлении свежего пара осуществляется довольно медленно (рис. 2-5): при скорости нагружения котла  $0,15 \text{ кг/с}^2$  длительность повышения мощности до номинальной вдвое больше, чем в рассмотренном выше примере. Изменения отдельных параметров отличаются существенной неравномерностью: особенно медленное изменение имеет место в начале и конце процесса нагружения. Это объясняется особенностями динамических свойств барабанных котлов с их большой аккумулирующей способностью: с повышением давления значительная доля выделяющегося в топке тепла аккумулируется в металле, воде и паре, что и обуславливает замедленный рост паропроизводительности. По этой же причине при увеличении скорости нагружения  $\omega$  котла вдвое длительность процесса нагружения сокращается всего лишь на 35%.

Таким образом, в процессе нагружения блока имеет место увеличивающийся небаланс между тепловыделением в топке и фактической паропроизводительностью котла  $\Delta D_n = \omega \tau - \Delta D$  (рис. 2-5), обуславливающий возрастающее несоответствие между тепловосприятием пароперегревателя и расходом пара. Это обстоятельство и меньшая теплоемкость пара при пониженных давлениях являются причиной существенного повышения температуры пара, а также металла труб пароперегревателя. Предельные значения этих температур и определяют допустимую скорость нагружения котла при скользящем давлении.

Так, опытами было установлено, что по условиям надежного температурного режима пароперегревателя котла ТП-100, работающего на газе, максимально допустимая скорость нагружения блока не превышает  $4 \text{ МВт/мин}$  при полностью включенных впрысках [2-15]. Этому соответствует скорость нагружения котла  $\omega$  по теплу около  $0,07 \text{ кг/с}^2$ , при которой имеет место незначительный упомянутый выше небаланс. Позже такие же выводы и предельные значения скорости были получены на основании экспериментальных исследований процессов нагружения блока мощностью  $150 \text{ МВт}$  с котлом ТГМ-94 [2-16].

Сравнение экспериментальных данных по скорости нагружения блока мощностью  $200 \text{ МВт}$  с котлом ТП-100 при постоянном и скользящем

давлениях пара также подтверждает общий вывод. Так, например, при средней скорости увеличения расхода газа  $0,01 \text{ м}^3/\text{с}^2$  средние скорости нагружения блока при постоянном и скользящем давлениях составили соответственно 8 и 3,5 МВт/мин. В опыте при скользящем давлении мощность блока повышалась крайне неравномерно, и, кроме того, были отмечены недопустимые выбеги температур пара и металла отдельных змеевиков пароперегревателя при полностью включенных впрысках.

Скорость нагружения барабанного котла при скользящем давлении может ограничиваться и условиями работы барабана. Так, при допустимых термических напряжениях в металле барабана скорость повышения температуры насыщения не должна превышать  $2,0\text{-}2,5^\circ\text{C}/\text{мин}$ , чему соответствует скорость повышения давления (в возможном диапазоне его изменения) около  $0,3 \text{ МПа}/\text{мин}$ .

Кроме того, при скользящем давлении экономайзеры некоторых типов барабанных котлов блоков становятся «кипящими», а это может привести к возникновению значительных гидравлических разверок в них и, как следствие - к ухудшению температурного режима металла труб экономайзера, а также барабана. Последнее обстоятельство и циклический характер напряжений при регулировании нагрузки блока скользящим давлением оказывают существенное влияние на долговечность барабана, что следует учитывать [2-17].

Таким образом, приведенные выше результаты исследований показывают, что отмеченные выше специфические свойства барабанных котлов обуславливают существенные ограничения скорости нагружения и, следовательно, снижают маневренность блока, особенно при скользящем начальном давлении.

Представляет интерес вопрос о возможных скоростях нагружения блоков с прямоточными котлами при скользящем давлении пара. Понятно, что это касается тех типов котлов, гидравлические и тепловые характеристики которых обеспечивают необходимую надежность таких режимов.

Данных о допустимых скоростях нагружения современных прямоточных котлов при скользящем давлении в настоящее время нет. Результаты расчетов показывают, что относительно небольшая аккумулирующая способность этих котлов не оказывает столь решающего влияния на процесс нагружения, как для барабанных. Это позволяет ожидать, что и скорости нагружения будут достаточно высоки [2-18]. Вместе с тем процесс нагружения прямоточного котла, а также регулирование перегрева пара при этом имеют свои особенности, обусловленные, в частности, отсутствием жесткой границы между парогенерирующими и перегревательными поверхностями нагрева, что имеет существенное значение в переходных процессах. Поэтому фактические предельные скорости нагружения прямоточного котла должны определяться на основании результатов экспериментальных исследований.

## **2-5. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕЖИМОВ ПУСКА И ОСТАНОВА ЭНЕРГОБЛОКОВ**

*Основные критерии надежности пусков.* Пуски котлов и паровых турбин относятся к числу наиболее сложных нестационарных режимов. На протяжении всего пуска параметры пара, нагрузка агрегатов и другие важные показатели постепенно возрастают вплоть до своих номинальных значений, следствием чего являются непрерывные и существенные изменения механического и теплового состояния оборудования. Нестационарность теплового состояния обуславливает значительные термические напряжения в отдельных деталях и узлах агрегатов и в трубопроводах.

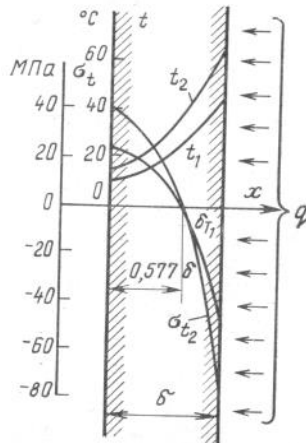


Рис. 2-6. Распределение температур и термических напряжений по толщине пластины.

Термические напряжения в толстостенных высокотемпературных элементах паровых турбин, котлов, а также в паропроводах являются основным фактором, определяющим скорость пуска этого оборудования. Кроме того, во избежание задеваний в проточной части и уплотнениях, а также вибрации пуск турбины должен осуществляться при отсутствии деформации (выгиба) корпуса, теплового прогиба ротора и при относительных перемещениях последнего, не превышающих допустимые. При пуске котла необходимо также обеспечить надежное охлаждение всех поверхностей нагрева, как радиационных, так и конвективных. Отсюда следует, что температурный режим оборудования в процессе пуска является фактором первостепенного значения. Поэтому одно из важнейших условий обеспечения надежного пуска заключается в том, что повышение температуры металла всех узлов и элементов котла, паропроводов и турбины, называемое прогревом, должно осуществляться достаточно равномерно, плавно и с безопасной для оборудования скоростью.

Односторонний подвод тепла при прогреве обуславливает возникновение разности температур по толщине стенки деталей и связанных с ней термических напряжений в металле. При этом наибольшая разность будет иметь место на обратной стороне стенки (рис. 2-6), и значение ее зависит от толщины и формы детали, тепло- и температуропроводности металла, температуры греющей среды и коэффициента теплоотдачи от нее к стенке, а также скорости прогрева.

Изменение температуры по толщине стенки деталей простой геометрической формы может быть определено расчетом с использованием методов нестационарной теплопроводности. Для тел сложной формы (например, узлы турбины или фасонные элементы паропровода) эта задача точнее решается экспериментально путем моделирования.

Так, например, при скоростях прогрева, имеющих обычно место при пуске современных турбин, распределение температуры по толщине стенки хорошо описывается уравнением параболы:

$$t_x = t_{yfh} + \Delta t \left( \frac{x}{\delta} \right)^2,$$

где  $\delta$  - толщина стенки;  $x$  - расстояние данного сечения от наружной поверхности стенки;  $\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}$  - максимальный перепад температур по толщине стенки.

Максимальный температурный перепад  $\Delta t$  в зависимости от скорости изменения температуры стенки  $\frac{\partial t}{\partial \tau}$  может быть определен по известной формуле:

$$\Delta t = C \frac{\delta^2}{2a} \frac{\partial t}{\partial \tau},$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности;  $C$  - коэффициент, определяемый опытным путем.

Максимальному перепаду температур соответствуют и наибольшие термические напряжения по обе стороны стенки. Так, при прогреве корпуса турбины на внутренней поверхности стенки возникает максимальное термическое напряжение сжатия, вдвое превышающее максимальное напряжение растяжения на наружной поверхности (рис. 2-6). Соответствующими расчетами определено, что для сталей перлитного класса, используемых в турбостроении, каждый градус разности температур в стенке корпуса соответствует термическому напряжению около 2 МПа. Поэтому большие разности температур могут обусловить термические напряжения, превышающие предел текучести металла, что приведет к возникновению остаточной деформации деталей и появлению в них трещин.

Особенно большие термические напряжения могут возникать в массивных и неправильной геометрической формы деталях и узлах (барабан котла, фасонные детали паропроводов, стопорные клапаны и фланцевые соединения турбины и др.). Следовательно, толстостенные элементы необходимо прогревать медленнее, строго соблюдая при этом надлежащее соответствие температуры греющего пара температуре металла. Сокращению температурной разности по толщине способствует также высокое качество материалов тепловой изоляции и ее выполнения.

Значительные термические напряжения в процессе пуска возникают в роторах ЧВД и ЧСД (РВД и РСД) турбины [2-19]. Наличие концентраторов напряжений на поверхности ротора может привести к появлению трещин вследствие малоциклового усталости металла. В особенно тяжелых условиях оказывается весьма массивный РСД, омываемый паром с высокой температурой после промежуточного перегрева. Вследствие большой массы этот ротор не может быть прогрет должным образом до пуска турбины. Перечисленные обстоятельства, а также специфические свойства металла РСД в диапазоне пониженных температур обуславливают в ряде случаев необходимость специального его прогрева при малой частоте вращения. По указанным причинам термонапряженное состояние РВД и РСД также является одним из факторов, определяющих скорость пуска турбины.

Неравномерный и недостаточный прогрев элементов ротора и корпуса турбины может, кроме того, привести к недопустимой вибрации и задеваниям вращающихся частей о неподвижные и, следовательно, к прекращению пуска турбины и блока.

Вследствие различия масс и интенсивности теплоотдачи от пара к вращающимся и неподвижным частям элементы ротора при прогреве могут расширяться быстрее, чем корпус. Это приводит к росту относительного удлинения ротора и сокращению осевых зазоров в проточной части. Следствием чрезмерной скорости прогрева ротора может стать его недопустимое относительное удлинение, вызывающее задевание вращающихся частей о неподвижные. Опыт пусков показывает, что при поддержании термических напряжений в допустимых пределах относительные

удлинения ротора, как правило, изменяются в безопасных пределах. Не допускается также большая разность температур верхней и нижней частей цилиндра, обуславливающая его выгиб. Значительный выгиб цилиндра может стать причиной задеваний и даже искривлений вала и вибрации.

Необходимо отметить, что существенные относительные перемещения роторов, а также разности температур по толщине стенки и между верхом и низом цилиндров могут иметь место и перед пуском турбины. Они являются следствием неравномерного остывания турбины после ее останова и зависят от многих факторов. В инструкциях указываются предельные значения разности температур «верх - низ» цилиндров и относительного укорочения роторов, при которых пуск турбины разрешается. Высокое качество тепловой изоляции цилиндров, выполняемой, в частности, методом напыления, а также подача в передние уплотнения ЦВД и ЦСД пара от посторонних источников, температура которого соответствует тепловому состоянию вала и уплотнений, способствуют повышению надежности пуска остывшей турбины после простоя любой длительности.

Контроль за состоянием турбины при пуске осуществляется по приборам, фиксирующим относительное удлинение и осевой сдвиг ротора; разность температур между верхом и низом цилиндра, по ширине фланцев, между фланцами и шпильками; искривление вала и вибрацию; тепловое расширение паропроводов и корпуса турбины и т. п. Предельные значения этих величин на отдельных этапах пуска указываются в инструкциях заводов-изготовителей и могут уточняться в процессе освоения оборудования и отработки его пусков.

Так, например, максимальная допустимая разность температур по ширине фланцев ЦВД и ЦСД, которые также могут оказаться в тяжелых условиях при пуске мощных паровых турбин, не должна превышать 100-120°C. Применение специального внешнего обогрева фланцев паром улучшает их температурный режим и позволяет существенно снизить или даже получить отрицательную разность температур по ширине (внешняя сторона фланцев горячее внутренней). При осуществлении внешнего обогрева фланцев необходимо учитывать условия прогрева ротора, чтобы обеспечить допустимое его относительное перемещение. Здесь следует иметь в виду соотношение масс цилиндров и роторов. Поэтому внешний обогрев фланцев ЦСД ввиду отмеченных выше особенностей роторов ЦСД применяется не для всех типов турбин. Обогрев шпилек позволяет сократить разность температур между ними и фланцами и уменьшить напряжения в них, а также может способствовать снижению температурных разностей по ширине фланца.

В инструкциях указываются, кроме того, допустимые скорости прогрева паропроводов, клапанов и цилиндров турбины. По мере повышения температурного уровня металла при пуске скорости прогрева обычно снижаются.

Из перечисленных выше факторов, определяющих термические напряжения при прогреве, управляемыми в процессе пуска являются температура пара, скорость прогрева и коэффициент теплоотдачи от пара к стенке. Последние два фактора в свою очередь зависят от расхода, температуры и давления пара. Поэтому управление прогревом при пуске турбины осуществляется соответствующим регулированием расхода пара, его температуры и давления, причем главным является регулирование температуры пара в соответствии с температурой металла.

Температура пара перед ЦВД и ЦСД при пуске турбины должна превышать температуру металла паровпуска. Это превышение определяется в зависимости от типа и конструктивных особенностей турбины и котла, их исходного теплового состояния и перед пуском с учетом дросселирования может достигать 100°C. При пуске полностью остывшей турбины температура поступающего в нее пара должна примерно на 40°C превышать

температуру насыщения, соответствующую давлению, которое будет иметь место в турбине при трогании и повышении частоты вращения роторов. Все это позволяет исключить охлаждение неостывших деталей в начале пуска, а также обеспечить наиболее благоприятные условия для прогрева турбины при пуске ее из любого теплового состояния.

С повышением исходного уровня теплового состояния турбины перед пуском требуется и более высокая температура свежего и вторично перегретого пара, не превышающая, однако, номинального значения. При прочих равных условиях меньшее различие указанных температур перед пуском турбины из любого теплового состояния требуется при более низком давлении пара вследствие уменьшения дросселирования. Отсюда следует, что надлежащее соответствие температур пара и металла проще достигается при пуске паром скользящих параметров. Скользящие параметры пара могут быть получены при блочном пуске котла и турбины. При этом температура и давление пара перед турбиной в процессе пуска повышаются с заданной скоростью.

Пуски барабанных котлов высокого давления проводятся с соблюдением следующих условий:

- 1) скорость повышения температуры насыщения в барабане - не более  $2^{\circ}\text{C}/\text{мин}$  при разности температур верхней и нижней образующих до  $40^{\circ}\text{C}$  [2-21];

- 2) расход пара (продувка) для надежного охлаждения труб пароперегревателя (включая его радиационные и ширмовые поверхности нагрева), равномерного прогрева контуров циркуляции и необходимого прогрева главных паропроводов должен составлять не менее 5% номинальной паропроизводительности в начале растопки и не менее 20% при давлении в барабане 8 МПа [2-22].

Для прямоточных котлов растопочный расход воды должен составлять 30% номинального [2-23], что обеспечивает минимальную по условиям надежности массовую скорость среды в экранах  $450\text{--}500 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$  [2-24]. При этом минимальное давление среды в топочных экранах должно поддерживаться на уровне 12-13 МПа для котлов с рабочим давлением 14 МПа и 24-25 МПа при сверхкритическом рабочем давлении. При выполнении этих условий обеспечивается необходимая устойчивость гидравлических характеристик экранов в режиме растопки. Растопка котла при пониженном или скользящем давлении среды в экранах допускается только по согласованию с заводом-изготовителем после проведения специальных испытаний [2-23].

*Организация пусков блока и общие требования к пусковым схемам.* Пуск блока имеет свои особенности, и для его осуществления требуется специальная пусковая схема.

Одной из особенностей является совместный пуск котла и турбины, т. е. пусковые операции на турбине, паропроводах и котле оказываются взаимосвязанными и должны выполняться согласованно. Обязательным условием является полное соблюдение всех перечисленных выше критериев

надежности пуска оборудования.

Пуск блока можно представить рядом последовательных этапов, которые именуются соответственно их целевому назначению:

- 1) подготовка к пуску;
- 2) растопка котла и повышение параметров пара до значений, необходимых для пуска турбины;
- 3) трогание роторов турбоагрегата впуском пара, повышение частоты их вращения до номинальной, синхронизация и включение генератора в электрическую сеть;
- 4) нагружение - повышение мощности блока до номинального или заданного значения.

Содержание и приемы выполнения всех пусковых операций на каждом из этапов, а также длительность последних в существенной мере зависят от типа и теплового состояния оборудования, характеристик пусковой схемы и регламентируются соответствующим образом инструкциями, графиками-заданиями и сетевыми графиками пуска блока. В инструкции имеются, кроме того, указания по объему контроля теплового и механического состояния оборудования, по использованию и порядку включения авторегуляторов, а также о разбивке технологических защит по группам и о порядке их включения при пуске блока.

Отметим здесь, что под растопкой котла подразумевают лишь начальную стадию его пуска, обеспечивающую получение необходимых «стартовых» для турбины параметров пара. При этом режим пуска котла зависит не только от его свойств и теплового состояния, но в существенной мере определяется и соответствующими условиями прогрева паропроводов и турбины. На последующих этапах эта зависимость сказывается еще более ощутимо.

В зависимости от исходного теплового состояния оборудования согласно ПТЭ условно различаются следующие режимы пуска блока:

- 1) из горячего состояния - при длительности предшествующего простоя (ориентировочно) менее 6-10 ч;
- 2) из неостывшего - при простое от 6-10 до 70-90 ч;
- 3) из холодного и близких к нему состояний - при простое более 70-90 ч.

Для блоков с прямоточными котлами дополнительно выделяют еще режим пуска из состояния горячего резерва после простоя блока не более 1 ч; этот режим может быть осуществлен при особых исходных условиях, оговоренных ПТЭ и инструкциями.

Каждой из перечисленных трех групп соответствует определенный исходный уровень температур металла паровпускных частей турбины, определяющий технологические особенности пуска блока. При этом учитывается также то обстоятельство, что оборудование блока остывает неодинаково: быстрее остывают котлы (особенно прямоточные), медленнее - паропроводы, значительно медленнее - отдельные части турбины. Такая картина является следствием различий как в металлоемкости оборудования, так и в условиях отвода тепла.

В соответствии с требованиями ПТЭ пуски блока из любого теплового состояния (кроме состояния горячего резерва) должны осуществляться при скользких параметрах пара, благодаря чему обеспечиваются:

1) оптимальные параметры пара, необходимые для пуска турбины и исключающие тепловые удары и прогрев металла с недопустимыми скоростями;

2) сокращение длительности растопки котла, поскольку в большинстве случаев отпадает необходимость предварительного повышения параметров пара до номинальных значений перед пуском турбины;

3) сокращение общей длительности пуска блока за счет полного или частичного совмещения прогрева элементов котла, паропроводов и турбины;

4) возможность работы турбины в широком диапазоне нагрузок с полностью открытыми регулирующими клапанами, благодаря чему исключается дросселирование и вызываемое им снижение температуры пара, а прогрев осуществляется равномерно и более быстро без превышения допустимых термических напряжений в металле;

5) возможность осуществления начального прогрева оборудования при пуске блока из холодного и близких к нему состояний при пониженном тепловыделении в топке котла, что способствует сокращению пусковых потерь тепла на данном этапе пуска;

6) существенное сокращение потерь тепла и электроэнергии при пуске блока, обусловленное предыдущими преимуществами.

Наличие промежуточного перегрева пара также является причиной некоторых особенностей блочного пуска, вытекающих из условий работы промежуточного перегревателя, прогрева системы промежуточного перегрева и пуска турбины.

При пуске турбины требуется довольно тонкое регулирование температуры подаваемого в нее свежего и вторично перегретого пара. Для этого наряду со штатными средствами регулирования необходимы и пусковые (впрыски, байпасы и т. п.).

Возможности и условия осуществления различных режимов пуска в значительной мере определяются пусковой схемой блока. Пусковая схема - это совокупность установок, устройств, арматуры и трубопроводов, необходимых при пуске и останове блока, а также при мгновенных сбросах нагрузки. К пусковым схемам блоков предъявляются следующие требования [2-24]:

1) возможность осуществления надежных пусков блока при любом исходном тепловом состоянии котла, паропроводов и турбины;

2) минимальные продолжительность пуска, потери топлива, электроэнергии и конденсата при оптимальных условиях прогрева оборудования блока;

3) возможность выполнения установленных норм водного режима при пуске блока;

4) предельное упрощение пусковых операций и возможность унификации программ автоматического управления пусками;

5) возможность удержания блока в работе при глубоком сбросе нагрузки вплоть до холостого хода.

Пусковая схема дубль-блока должна также обеспечивать возможность ремонта корпуса котла при работе турбины и второго корпуса.

Принципиальные отличия возможных вариантов пусковых схем обусловлены, главным образом, типом котла. Поэтому далее будут отдельно рассмотрены пусковые схемы и режимы пуска блоков с барабанными и прямоточными котлами.

Останов блока. В соответствии с ПТЭ остановки блока в зависимости от их причин и применяемой технологии подразделяются на следующие группы:

1) без расхолаживания оборудования - при выводе блока в резерв или для производства ремонтных работ, не зависящих от теплового состояния котла, паропроводов и турбины;

2) с расхолаживанием турбины - при выводе блока в капитальный ремонт или для производства ремонтных работ, требующих предварительного остывания турбины;

3) с расхолаживанием котла и паропроводов, если останов не вызван разрывом труб поверхностей нагрева - для производства ремонтных работ на котле и паропроводах;

4) с расхолаживанием тракта прямоточного котла до встроенной задвижки - для производства ремонтных работ по этому тракту;

5) аварийные остановки.

Технология остановов разрабатывается с учетом особенностей оборудования блока и подробно излагается в местных инструкциях.

Во всех случаях (кроме аварийных) при останове следует стремиться по возможности использовать тепло, аккумулированное в оборудовании, для выработки электроэнергии. Это достигается при постепенном снижении мощности турбины и давления в котле. Некоторое количество электроэнергии вырабатывается также при быстром разгрузке турбины после отключения всех горелок котла.

При останове блока в резерв отключение генератора и турбины производится при мощности, составляющей 20-30% номинальной. После этого обеспаривают систему промежуточного перегрева, а также пароперегреватель и паропроводы свежего пара. Все отключающие шиберы на газоходах, направляющие аппараты тягодутьевой установки, лазы и лючки после вентиляции газового тракта плотно закрываются. При останове блока с барабанным котлом на время, не превышающее 10 ч, пар из пароперегревателя не выпускается.

Останов блока производится действием защит, а при их отказах - обслуживающим персоналом. Скорости снижения мощности блока и давления пара в барабане котла должны находиться в пределах, исключающих возникновение недопустимых относительных укорочений ротора и термических напряжений в металле. Аварийные случаи, при которых блок должен быть остановлен немедленно или по указанию

главного инженера электростанции, оговорены ПТЭ.

## 2-6. ПУСКОВЫЕ СХЕМЫ, РЕЖИМЫ ПУСКА И ОСТАНОВА БЛОКОВ С БАРАБАНЫМИ КОТЛАМИ

Пусковые схемы. В настоящее время на электростанциях страны установлено достаточно большое количество блоков мощностью 150(160) и 200(210) МВт с барабанными котлами на параметры пара перед турбиной 13 МПа, 540°С и с промежуточным перегревом до 540°С (Первые в СССР четыре дубль-блока мощностью 150 МВт имеют проектные параметры 17 МПа, 555/525°С), причем подавляющее большинство их - моноблоки. Сооружение дубль-блоков с барабанными парогенераторами практически прекращено, и поэтому они далее не рассматриваются.

Принципиальной особенностью пусковых схем блоков мощностью 150 МВт является наличие в них двухступенчатого обвода турбины. Такие схемы называются двухбайпасными (рис. 2-7,а).

В этих схемах имеются две последовательно включенные БРОУ: первая (БРОУ-1) байпасирует часть высокого давления турбины и отводит пар из главных паропроводов в «холодные» паропроводы промежуточного перегрева; вторая (БРОУ-2) байпасирует часть среднего и низкого давления турбины, обеспечивая сброс пара из «горячих» паропроводов промежуточного перегрева в конденсатор.

Двухбайпасная пусковая схема была разработана для блоков с котлами, у которых промежуточный пароперегреватель расположен в зоне довольно высоких температур дымовых газов. Благодаря БРОУ автоматически обеспечивается надежное охлаждение промежуточного перегревателя во всех случаях, когда производительность котла существенно превышает потребление пара турбиной. С помощью БРОУ осуществляется также прогрев паропроводов системы промежуточного перегрева и ЧСД турбины при пусках блока.

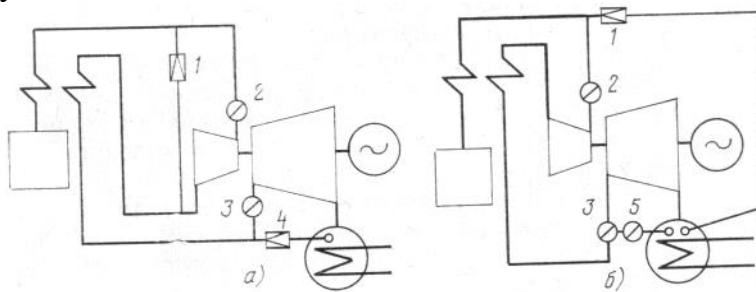


Рис. 2-7. Принципиальные пусковые схемы блоков: двухбайпасная (а) и однобайпасная (б).

1 - БРОУ-1; 2 - автоматический стопорный клапан (АСК); 3 — стопорный (защитный) клапан ЧСД (ЗК); 4 - БРОУ-2; 5 - сбросной клапан.

Применение БРОУ было обусловлено требованием удержания блока на холостом ходу при отсутствии повреждений его оборудования после полного сброса внешней нагрузки. В этом случае БРОУ автоматически обеспечивают достаточный проток пара через промежуточный перегреватель в наиболее ответственный период, когда котел, являющийся весьма инерционным звеном блока, без гашения топки переводится на работу с минимальной допустимой для него нагрузкой.

Для привода клапанов БРОУ использовались гидравлические сервомоторы с золотниками, имеющие время быстрогодействия около 5 с. При этом требуется полная синхронность в работе всех клапанов БРОУ и турбины при высокой надежности. Поэтому такие схемы оказались весьма сложными в исполнении и управлении. Отказ в работе авторегуляторов БРОУ может привести к серьезным аварийным последствиям. Кроме того, при нормальной работе блока имеют место ощутимые потери тепла, обусловленные как необходимостью постоянного поддержания в прогретом состоянии большого количества клапанов БРОУ, так и повышенными утечками через их возможные неплотности; требуется также повышенный расход электроэнергии на конденсатные насосы, обеспечивающие проток значительного количества конденсата через систему гидроприводов [2-25]. Опыт эксплуатации блоков с двухбайпасной пусковой схемой показал, что дальнейшее применение ее нецелесообразно.

Для блоков 200 МВт была предложена однобайпасная пусковая схема, которая значительно проще и надежнее, чем двухбайпасная. Поэтому однобайпасная пусковая схема в настоящее время принята в качестве типовой для всех отечественных блоков.

В этой схеме имеется только одна БРОУ, которая байпасирует сразу всю турбину и сбрасывает излишек свежего пара в конденсатор (рис. 2-7,6). Надежность схемы повышается, если промежуточный перегреватель при минимальной нагрузке котла (не превышающей 30% номинальной) не нуждается в охлаждении паром, для чего он должен располагаться в конвективном газоходе, т. е. в зоне умеренных температур дымовых газов.

На «горячих» паропроводах промежуточного перегрева перед ЦСД в такой схеме предусмотрены сбросные клапаны, которые открываются при закрытии отсечных (защитных) клапанов (ЗК) и обеспечивают сброс пара из ЦВД и системы промежуточного перегрева в паро-приемное устройство конденсатора при отключении турбины. Благодаря этому исключается запираание пара в ЦВД и системе промежуточного перегрева при одновременном закрытии автоматического стопорного клапана ЦВД (АСК) и ЗК ЦСД турбины. Вращение ротора в застойном паре недопустимо, так как может привести к чрезмерному его нагреву. Кроме того, если сразу после отключения турбины все-таки необходимо удерживать ее на холостом ходу, открывать вновь ЗК можно только после предварительного обеспаривания системы промежуточного перегрева, являющейся значительной паровой емкостью. При нарушении этого условия в ЦСД будет открыт доступ большому количеству пара достаточно высокого давления, что может вызвать повышенный заброс частоты вращения роторов и временную потерю управления турбиной регулирующими клапанами ЦВД.

Таким образом, сбросные клапаны ЦСД являются необходимым элементом защиты турбин с промежуточным перегревом при однобайпасной пусковой схеме. Время быстрогодействия этих клапанов определяется их типом и может быть как того же порядка, что и ЗК ЦСД, так и существенно большим; весьма высокое быстродействие их не является обязательным.

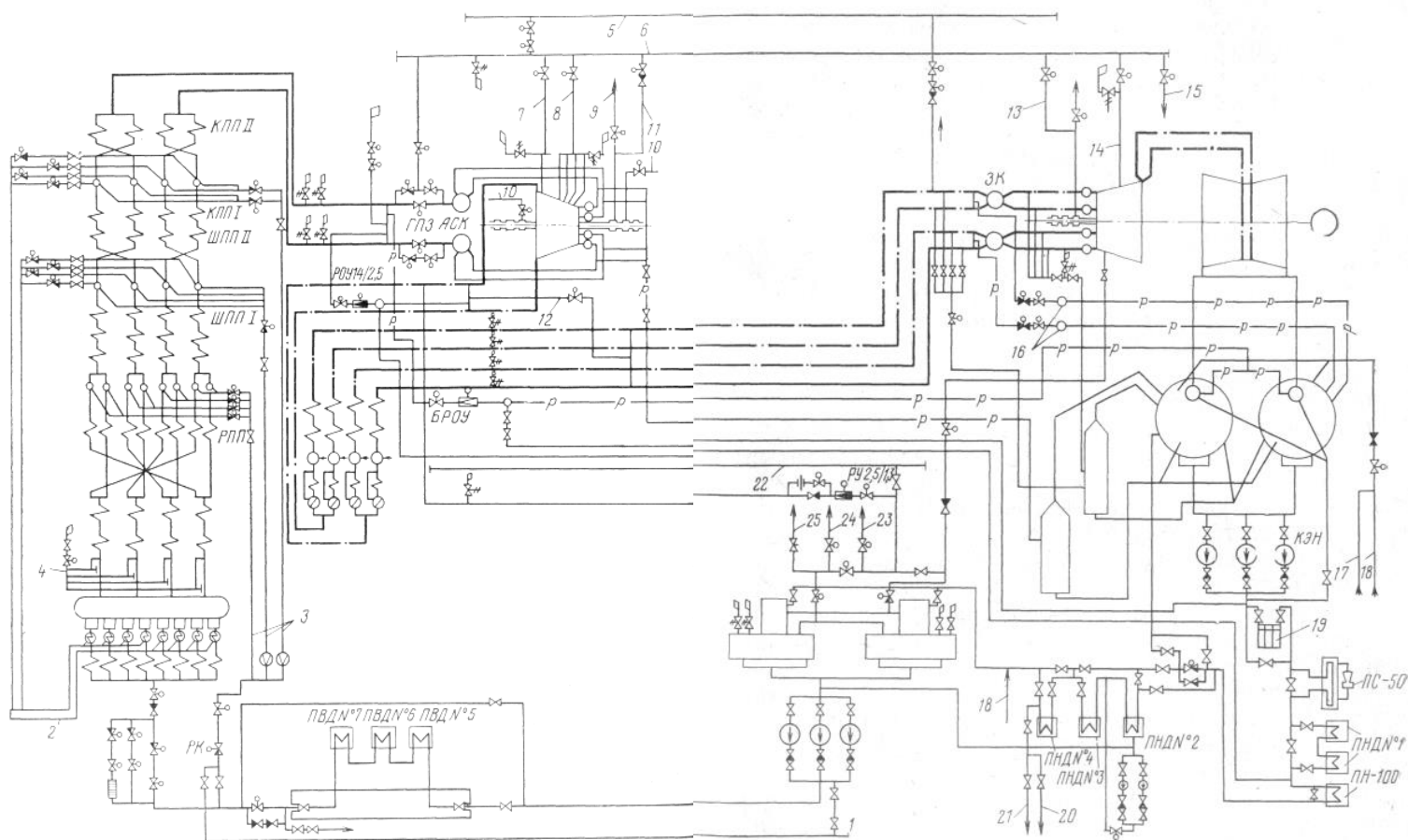


Рис. 2-8. Пусковая схема блока мощностью 200 МВт (турбина К-200-130, котел ТП-100).

1 – общестанционный коллектор питательной воды (растопочный); 2 – собственный конденсат на впрыск; 3 – пусковые впрыски; 4 – продувочный трубопровод; 5 – пар после промпрегрева от соседних блоков; 6 – пусковой коллектор турбины; 7,8 – на обогрев шпилек и фланцев ЦВД; 9,10 – отвод в отборы II и IV турбины; 11 – на уплотнения ЦВД; 12 – пусковой байпас; 13,14 – на уплотнения и обогрев шпилек ЦСД; 15 – в ПН-100; 16 – пароохладители; 17 – химобессоленная вода; 18 – от насосов БЗК; 19 – основной эжектор; 20 – в циркуляционный водовод; 21 – в БГК; 22 – общественный коллектор пара для собственных нужд; 23,24,25 – пар на разогрев мазута, концевые уплотнения турбины, эжекторы; р – сбросные и растопочные трубопроводы; РК – регулирующий клапан; РПП – радиационный пароперегреватель; ШПП I, ШПП II – ширмный пароперегреватель I, II; КПП I, КПП II – конвективный пароперегреватель I, II; ПС – сальниковый подогреватель; РУ – редукционная установка.

Кроме того, привод сбросных клапанов непосредственно не связан с приводом БРОУ. Все это способствует упрощению и повышению надежности системы сбросов пара в конденсатор турбины.

Один из усовершенствованных вариантов пусковой схемы моноблока мощностью 200 МВт показан на рис. 2-8. В этой схеме достаточно полно учтены все условия, обеспечивающие наиболее надежные пуски блока при сравнительно частых его остановах.

Основными элементами пусковой схемы являются: БРОУ 14/0,6 МПа пропускной способностью 70 кг/с (250 т/ч):

РОУ 14/2,4 МПа пропускной способностью 33-42 кг/с (120-150 т/ч);

трубопровод сброса пара из «горячих» паропроводов промежуточного перегрева в конденсатор с задвижками и пароохладителем 16;

система внешних обогревов турбины паром из «горячих» паропроводов промежуточного перегрева соседних блоков 5 (при пусках из неостывшего и горячего состояний) или собственным свежим паром 6 (при пусках из холодного состояния);

трубопроводы увеличенного сечения для дренирования перепускных труб ЦВД;

система пусковых впрысков 3 в ширмовые и конечный пароохладители с регулируемым давлением воды;

пусковой байпас промежуточного перегревателя 12;

трубопровод увеличенного диаметра 4 для продувки пароотводящих труб барабана;

общестанционный коллектор (малого диаметра) питательной воды;

коллектор 1,3-0,8 МПа 22 для приема пара, поступающего от посторонних источников и расходуемого при пуске блока;

трубопроводы для сброса загрязненного конденсата из тракта при пуске в циркуляционные водоводы 20 или в бак сбора загрязненного конденсата (БГК) 21;

трубопровод, связывающий деаэратор со сливными насосами ПНД-2 при предварительной деаэрации питательной воды;

пароприемные устройства в конденсаторе турбины.

Расположение главных паровых задвижек (ГПЗ) непосредственно у турбины предпочтительнее по ряду причин. В частности, это позволяет при закрытых ГПЗ осуществить надлежащий предварительный прогрев главных паропроводов без захлаживания АСК в тех случаях, когда температурные уровни их металла оказываются существенно различными. По этой же причине присоединение сбросных трубопроводов свежего пара и после промежуточного перегрева целесообразно выполнять как можно ближе к ГПЗ и ЗК соответственно. Каждая ГПЗ имеет байпас  $D_y=100$  с запорным и регулирующим клапанами с электроприводом. С помощью байпасов осуществляются: регулирование подачи пара на прогрев всех следующих после ГПЗ элементов турбины перед ее пуском; повышение частоты вращения роторов до номинальной при закрытых ГПЗ и открытых стопорных и регулирующих клапанах ЧВД.

Для отвода в конденсатор (помимо турбины) излишков пара, вырабатываемого котлом при пусках блока и сбросах нагрузки, используются БРОУ и РОУ. Кроме того, с помощью РОУ осуществляется предварительный прогрев паропроводов промежуточного перегрева, имеющий особенно важное значение при пуске блока из неостывшего состояния.

Опыт эксплуатации блоков показал, что в связи с достаточно высокой надежностью предохранительных клапанов котла нецелесообразно избегать их срабатывания при сбросах нагрузки. Это обстоятельство дает возможность не только ограничить пропускную способность БРОУ, но и упростить ее, что способствует снижению затрат и повышению надежности схемы. Так, вместо гидропривода клапанов БРОУ используется электропривод с временем быстрого действия 20-30 с. Поэтому БРОУ и РОУ с электроприводом клапанов называют также пускосбросными устройствами.

На сбросном трубопроводе из «горячих» паропроводов системы промежуточного перегрева в конденсатор также установлены последовательно две быстрозапорные задвижки с электроприводом,

существенно упрощающим данный узел. При этом задвижки сброкированы с парохладителями так, что одновременно с их открытием подается охлаждающая вода.

У многих турбин мощностью 200 МВт сбросные клапаны встроены в корпус ЗК, представляя вместе единый узел. Это обеспечивает высокую степень быстродействия системы сброса пара, однако существенно усложняет конструкцию данного узла, а в условиях эксплуатации возможно недостаточно плотное закрытие сбросных клапанов при нормальной работе блока. Замена сбросных клапанов задвижками с электроприводом хотя и приводит к удлинению процесса обеспаривания системы промежуточного перегрева, оказывается вполне оправданной, так как для турбины продолжительность «беспарового» режима вращения ротора ЧВД, соответствующая времени срабатывания системы сброса, является допустимой.

Для защиты системы промежуточного перегрева и выхлопа ЦВД от превышения допустимого давления пара в случае закрытия регулирующих или защитных клапанов ЦСД на «горячих» паропроводах предусмотрены предохранительные клапаны.

Для предварительного прогрева роторов и фланцевых соединений ЦВД и ЦСД с целью ускорения нагружения блока при пуске используется пар, подаваемый от «горячих» паропроводов промежуточного перегрева соседних блоков в пусковой коллектор турбины. В процессе нагружения блока при пуске из холодного состояния для обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД используется собственный свежий пар. Как отмечалось выше, эти мероприятия дают возможность обеспечить необходимые относительные перемещения роторов и существенно снизить термические напряжения в металлоемких узлах турбины при пуске. Высокая температура пара, подаваемого в системы обогрева, значительно повышает эффективность его применения на протяжении всего этапа нагружения, а также при пуске после кратковременного простоя.

Надежный температурный режим барабана при существенно ускоренных растопках обеспечивается благодаря наличию специального трубопровода  $D_y=100$ , объединяющего воздушники паровыводящих труб. При отсутствии избыточного давления в барабане или заполненном водой недренируемом пароперегревателе расход пара из барабана в начале растопки может быть значительно увеличен через указанный трубопровод. Это позволяет избежать недопустимых скорости повышения давления в барабане и температурных разностей в его стенках даже при достаточно высоком уровне тепловыделения в топке в начале растопки котла. Применение этого приема дает и другие важные преимущества [2-26], особенно при растопках после простоев продолжительностью более 35 ч. Продувочный паропровод закрывают после достижения расхода пара через ПСБУ, обеспечивающего надежный температурный режим барабана при пуске блока. Увеличенные сечения дренажных трубопроводов также способствуют улучшению условий прогрева узлов оборудования.

Пар для собственных нужд блока (на деаэратор, эжекторы, уплотнения и др.) при пуске поступает от общестанционной магистрали пара собственных нужд 1,3 МПа. Подпитка котла водой в начале пуска осуществляется от соседних работающих блоков через специальную перемычку 1. Благодаря этому уменьшается расход электроэнергии при пуске блока.

Для регулирования температуры свежего пара при пуске, когда система впрысков собственного конденсата котла неработоспособна, используется питательная вода, поступающая в специальные распыливающие форсунки ВТИ от узла впрысков. Поддержание необходимой разности давлений питательной воды и пара обеспечивается при этом общим регулирующим клапаном автоматически или вручную.

Пусковой байпас промежуточного перегрева используется для предупреждения возникновения предельно допустимой разности температур по ширине фланцев ЦСД в процессе повышения температуры пара промежуточного перегрева. Он открывается при значении указанной разности на 10-15°C ниже предельной и закрывается при температуре пара после промежуточного перегрева более 530°C. Возможен также аварийный впрыск питательной воды в промежуточный перегреватель от промежуточной ступени питательного насоса.

Необходимое качество воды и пара при пуске блока обеспечивается за счет сброса загрязненного конденсата из тракта низкого давления в циркуляционный водовод или в бак «грязного» конденсата (БГК). Взамен этого конденсата в тракт можно подать обессоленную воду от общестанционной ХВО или из баков запаса чистого конденсата (БЗК). Согласно установленным нормам [2-27] общая вместимость этих баков на ГРЭС должна составлять не менее 6000 м<sup>3</sup> при запасе конденсата, достаточном для одновременного пуска шести блоков мощностью по 200 МВт или четырех по 300 МВт.

Пуск из холодного состояния. Применительно к рассматриваемому типу блоков пуск из холодного состояния имеет место при остывшем оборудовании и температуре металла в зоне паровыпусков ЦВД и ЦСД турбины ниже 150°C. Пуск блока осуществляется при строгом соблюдении всех правил техники безопасности и в соответствии с эксплуатационной инструкцией, составляемой на базе типовой инструкции по пуску с учетом особенностей данного оборудования, тепловой и пусковой схем.

Конечная цель всех выполняемых эксплуатационным персоналом подготовительных работ (осмотр и опробование оборудования, сборка схем, включение контрольно-измерительных приборов, авторегуляторов и т. д.) - привести блок, включая и его электрическую часть, в состояние полной готовности к пуску.

Перед растопкой котел необходимо заполнить или подпитать водой до растопочного уровня в барабане, а также тщательно провентилировать топку и газоходы. Поскольку заполнение и питание котла недеаэрированной водой ПТЭ запрещается, следует произвести предварительную деаэрацию воды. Для этого надо создать циркуляцию воды в контуре деаэратор - сливной насос ПНД-2 — деаэратор и подать пар от общестанционной магистрали 1,3 МПа в деаэратор.

Сброс генерируемого пара в конденсатор разрешается при вакууме в нем около 50%. Для набора вакуума включаются конденсационная установка и валоповоротное устройство, подается пар от общестанционной магистрали

1,3 МПа в уплотнения и на эжекторы турбины (основные и пусковой).

Пуск блока с барабанным котлом из холодного состояния может быть осуществлен двумя способами:

1) подачей пара в турбину с начала растопки котла (так называемый «вакуумный» пуск);

2) с предварительным повышением параметров пара перед турбиной примерно до 1 МПа и 220-240°C.

Для трогания и первоначального вращения роторов данного типа турбин достаточно иметь пар с параметрами 0,15-0,20 МПа и 115-125°C, которые достигаются через 20-30 мин после разжига горелок и установления тепловыделения в топке, составляющего около 10% номинального.

Перед пуском блока по первому методу при отключенных БРОУ и полностью открытых запорных и регулирующих органах турбины под вакуум ставится весь паровой тракт, включая барабан котла. При достижении указанных выше минимальных параметров начинается вращение роторов турбины поступающим в нее паром. Данный метод пуска был разработан и рекомендован «Южтехэнерго». К достоинствам этого метода относятся: обеспечение наиболее благоприятных условий прогрева всего оборудования блока в начальный период пуска, благодаря чему существенно сокращается длительность этапов до включения генератора в сеть; уменьшение количества переключений и, следовательно, упрощение пуска; сокращение пусковых потерь тепла. Понятно, что рассматриваемый метод применим только при пуске блока из холодного состояния. Важным условием успешного осуществления этого метода пуска является полное и надежное дренирование паропроводов, стопорных и регулирующих клапанов и перепускных труб при низких давлениях пара, исключающее возможность заброса воды в турбину.

В практике эксплуатации пользуются преимущественно вторым способом, применимым для пусков блоков из любого теплового состояния. Поскольку изменение нагрузки барабанного котла происходит относительно медленно, целесообразно перед пуском турбины иметь некоторый запас по давлению и расходу пара. Этот запас позволяет без нежелательных колебаний параметров пара перед турбиной оперативно регулировать частоту вращения, достаточно быстро проходить критические частоты, уверенно взять первоначальную нагрузку после включения генератора в сеть. Во избежание временного повышения давления в конденсаторе на начальной стадии приема пара набор вакуума и последующий разжиг горелок производятся при открытых БРОУ, ГПЗ, АСК и закрытых регулирующих клапанах ЦВД. При этом следует стремиться включить возможно большее количество горелок (форсунок) с минимальной их производительностью для равномерного обогрева всех экранов топки.

Чрезвычайно важно, чтобы пар, подаваемый в турбину, был перегретым на 20-40°C. В этом случае конденсация пара, обуславливающая весьма быстрый нагрев холодного металла турбины, имеет место лишь в начале

прогрева. Так как давление в корпусе турбины ниже атмосферного, конденсация пара прекращается при температуре металла, не превышающей 80°C, и в последующем прогрев будет идти без образования влаги. Прогрев перегретым паром происходит медленнее, чем при конденсации, но более равномерно, без значительных температурных перекосов.

Чтобы обеспечить подачу в турбину перегретого пара и исключить попадание в нее воды, необходимо предварительно прогреть стопорные и регулирующие клапаны и перепускные трубы, общая масса которых близка к массе ЦВД. Прогрев этих элементов осуществляется со сбросом конденсата и пара через дренажи при полностью закрытых регулирующих клапанах и открытых стопорных и ГПЗ. Данная операция проводится сразу после прекращения конденсации пара в паропроводах и одновременно с повышением параметров пара до необходимых для пуска турбины.

После предварительного прогрева и достижения указанных выше параметров свежего пара переходят к следующему этапу - пуску турбины. Регулирование подачи пара в турбину при повышении частоты вращения роторов осуществляется либо пусковыми байпасами закрытых ГПЗ при полностью открытых регулирующих клапанах (турбина К-200-130), либо регулируемыми клапанами (турбина К-160-130). Это различие обусловлено особенностями пусковых схем и принятой технологии пуска. При однобайпасной пусковой схеме перед пуском турбины необходимо отключить РОУ и обеспарить систему промежуточного перегрева (при двухбайпасной схеме остается открытой БРОУ-2).

Одновременно с повышением частоты вращения роторов продолжают набор вакуума, а также подъем параметров пара, прикрывая БРОУ при постоянной тепловой нагрузке топки. При частоте вращения 600-700 об/мин делается выдержка для осмотра и прогрева турбины.

Синхронизацию и включение генератора в сеть удобно осуществлять с помощью механизма управления турбины, воздействующего на регулирующие клапаны. Сразу же после включения в электрическую сеть генератор необходимо нагрузить до 7-10 МВт с тем, чтобы иметь полную уверенность в отсутствии беспарового режима работы турбины. После включения генератора в сеть БРОУ отключают, а регулирующие клапаны открывают полностью и, таким образом, нагружение блока осуществляется при скользящих параметрах пара.

В процессе нагружения вследствие роста расхода пара и его параметров интенсивно прогреваются все узлы турбины. Чтобы исключить недопустимые температурные разности и перекосы, делаются выдержки на определенных нагрузках. При положительном относительном перемещении роторов включают также систему обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД собственным свежим паром. Необходимо следить за изменением всех параметров и строго соблюдать все указанные в инструкции критерии надежности пуска блока. Регулирование температуры пара осуществляется изменением тепловыделения в топке и другими имеющимися средствами.

По мере нагружения турбины включается регенеративный подогрев воды. При достижении нагрузки 25-30% пылеугольный котел постепенно переводят на сжигание пыли. Необходимо строго придерживаться указанной в инструкции последовательности включения пылепитателей, чтобы избежать превышения допустимой температуры металла пароперегревателя, особенно ширм и выходной конвективной ступени.

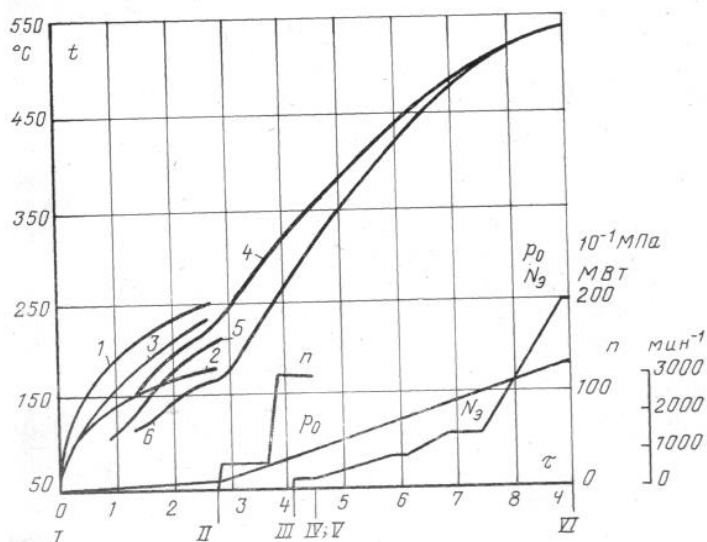


График задания пуска блока 200 МВт из холодного состояния.

I - начало растопки котла; II - начало пуска турбины; III - синхронизация и включение генератора в сеть; IV, V - включение систем обогрева шпилек ЦВД и ЦСД и фланцев ЦВД; VI - отключение систем внешнего обогрева турбины; температуры: 1 - дымовых газов перед промпрегревателем; 2 - насыщения в барабане; 3, 4 - свежего пара за котлом и перед турбиной, 5, 6 - пара после промпрегревателя и перед ЦСД турбины.

Перевод блока на работу с номинальным давлением свежего пара производится постепенным прикрытием регулирующих клапанов после практически полного прогрева турбины при заданных конечных значениях мощности и температуры пара.

В качестве примера на рис. 2-9 представлен график-задание пуска блока мощностью 200 МВт [2-21]. Основные особенности рассматриваемого пуска заключаются в следующем.

Растопка котла начинается при вакууме в конденсаторе не менее 550 мм рт. ст.; общий расход топлива не превышает при этом 6% номинального. На начальной стадии растопки с целью обеспечения замедленного повышения давления в барабане, соответствующего скорости повышения температуры насыщения не более 2°C/мин и разности температур «верх - низ», не превышающей 40°C, для сброса пара кроме БРОУ используются: РОУ, продувочный паропровод из барабана в атмосферу, трубопровод аварийного сброса воды и дренажи радиационного пароперегревателя. Предварительный прогрев ЦВД заканчивается после достижения температуры металла верха корпуса в зоне паровпуска 120-130°C. Прогрев перепускных труб ЦСД начинается после появления избыточного давления в системе промежуточного перегрева, которое во избежание трогания ротора паром при открытых ЗК (и при закрытых регулирующих клапанах) не должно превышать 0,2 МПа. Прогрев заканчивается после достижения температуры металла нижних участков перепускных труб 100°C.

При давлении свежего пара перед ГПЗ примерно 1 МПа и температуре 220-

230°C, температуре пара перед ЗК 140-160°C и температуре перепускных труб ЦВД не менее 150°C осуществляется трогание роторов паром, подаваемым через байпасы ГПЗ турбины. Перед этой операцией включают питательный насос блока, закрывают ГПЗ, РОУ и после обеспаривания системы промежуточного перегрева и перепускных труб открывают регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД.

Выдержка при частоте вращения роторов 600 об/мин необходима для прогрева РСД. Дальнейшее повышение частоты вращения до номинальной осуществляют плавно и достаточно быстро. После включения генератора в сеть и первоначального его нагружения открывают полностью ГПЗ и отключают БРОУ, байпасы ГПЗ и все дренажи турбины.

В процессе растопки необходимо также начать (открыть) сброс «грязного» конденсата (после ПНД-4) и производить его до достижения качества конденсата, требуемого действующими нормами.

При нагружении турбины в соответствии с графиком-заданием определяющими критериями являются разности температур по толщине стенки корпуса ЦВД и по ширине фланцев ЦСД. При положительных относительных перемещениях РВД и РСД следует подать свежий пар на обогрев фланцев и шпилек ЦВД и шпилек ЦСД, поддерживая давление пара в системах обогрева 0,2 МПа (система обогрева фланцев ЦСД не включается). Отключение системы внешнего обогрева турбины производится после выдержки на номинальной (или заданной конечной) мощности блока примерно в течение 30 мин.

Температуру свежего пара повышают со скоростью 1°C/мин, определяемой из условий соблюдения основных критериев надежности пуска. Для регулирования температуры включаются пусковые впрыски. При нагрузках 70-80 МВт и выше регулирование температуры пара осуществляется впрыском собственного конденсата. При 50 МВт включаются в работу пылесистемы и котел постепенно переводится на сжигание пыли.

В процессе пуска, блока необходимо соблюдать, в частности, следующие значения критериев надежности прогрева турбины (для барабана — см. выше):

разность температур по ширине фланца АСК 50-35°C в диапазоне температур 400-500 и выше 500°C соответственно;

разность температур по толщине стенки корпуса ЦВД 55°C;

предельная разность температур «фланец - шпилька» ЦВД и ЦСД 40-35°C;

разность температур по ширине фланцев ЦВД при их обогреве 60-50°C;

разность температур по ширине фланцев ЦСД 120, 90, 70°C при их температуре до 400°C, 400-500 и выше 500°C соответственно;

разность температур «верх — низ» ЦВД и ЦСД перед пуском и при пуске турбины  $\pm 50$ - $\pm 30$ °C соответственно.

Предельные допустимые значения других показателей даются в инструкциях заводов - изготовителей оборудования.

*Особенности пуска блока из неостывшего и горячего состояний.* Данная группа пусков характеризуется довольно высоким исходным температурным уровнем отдельных узлов оборудования блока, особенно турбины. Так, применительно к блокам мощностью 200 МВт значения температур металла

ЦВД и ЦСД турбины в зоне паровпуска следующие:

при пусках из горячего состояния -  $460^{\circ}\text{C}$  и выше;

при пусках из неостывшего состояния - менее  $460^{\circ}\text{C}$ , но не ниже  $150^{\circ}\text{C}$ .

Таким образом, пуски блока из неостывшего состояния имеют место в относительно широком диапазоне температур металла турбины. Кроме того, отдельные узлы и элементы турбины могут иметь при этом существенно различные температуры. Довольно медленно остывает верхняя часть ЦВД в зоне камеры регулирующей ступени наиболее быстро — перепускные трубы ЦСД. Процесс остывания роторов имеет свои особенности. Значительно быстрее турбины остывает котел. Так, например, ЦВД турбины К-200-130 остывает до  $150^{\circ}\text{C}$  через 5 суток после останова (без расхолаживания), тогда как для барабанного котла это время составляет примерно сутки.

Вследствие достаточно высокого общего температурного уровня турбины и существенных различий температур оборудования блока весьма важными становятся предварительный прогрев и получение соответствующих температур пара перед пуском. В связи с этим можно отметить ряд особенностей, присущих рассматриваемым пускам:

1. Во избежание расхолаживания турбины при ее пуске температура пара перед ГПЗ и ЗК должна превышать температуру наиболее нагретых частей ЦВД и ЦСД в момент трогания роторов на  $100$  и  $50-70^{\circ}\text{C}$  соответственно. Это условие предопределяет довольно высокий начальный уровень температур пара, который может быть достигнут только при повышенных значениях тепловыделения в топке (до 20% номинального) и давления в котле. Следовательно, и пуск турбины начинается при большем давлении свежего пара.

2. При пуске блока из горячего состояния условие п. 1 не может быть выполнено, поскольку температура пара во всех случаях не должна быть выше номинальной. Поэтому для исключения глубокого дросселирования необходимо задержать повышение давления пара? что достигается за счет полного открытия ПСБУ (БРОУ и РОУ) при растопке котла. Этим приемом пользуются и при других видах пусков. Кроме того, полное открытие ПСБУ способствует ускорению прогрева главных паропроводов, предшествующего началу прогрева АСК. Момент включения ПСБУ определяется исходным тепловым состоянием котла, паропроводов и турбины.

3. Для ускорения прогрева системы промежуточного перегрева при пусках после простоев более 40 ч, а также во избежание захолаживания выхлопа ЦВД при пусках после простоев 15-40 ч целесообразно использовать пар от общестанционной магистрали  $1,3$  МПа (см. обвод обратного клапана РУ на рис. 2-8). Собственный свежий пар можно подавать в систему промежуточного перегрева (через РОУ) только после того, как его температура будет равна температуре выхлопа ЦВД.

4. Одновременно с повышением параметров пара до необходимых для пуска турбины с целью ускорения последующего нагружения блока производится предварительный прогрев РВД и РСД и фланцевых соединений. Для этого используется пар из «горячих» паропроводов промежуточного перегрева или

свежий пар соседних блоков. Пар подается в передние уплотнения ЦВД и ЦСД, а также на обогрев фланцев и шпилек. Это мероприятие позволяет проводить нагружение блока при шпильках, перегретых относительно фланцев, и фланцах, перегретых относительно стенок корпуса, благодаря чему снижаются термические напряжения сжатия (см. рис. 2-6). Кроме того, достигаются положительные относительные перемещения роторов. Пар на обогрев фланцев начинают подавать в процессе нагружения блока и отключают через 0,5 ч после достижения номинальной нагрузки. При пусках после простоев 6-10 ч предварительно прогреваются только роторы.

5. При пусках блока после простоев более 15 ч для быстрого преодоления тепловой инерции котла и паропроводов с целью сокращения продолжительности растопки устанавливают расход топлива, превышающий необходимый для пуска турбины. Перед пуском турбины расход топлива снижают.

6. Допустимая скорость повышения температуры насыщения в барабане при весьма высоком уровне тепловыделения в топке обеспечивается за счет увеличенного сброса пара через ПСБУ и продувочный трубопровод барабана. При включенном продувочном трубопроводе исключается также возможность вытеснения влаги, образовавшейся в пароперегревателе после останова котла, в неостывшие коллекторы и паропроводы.

7. При пуске неостывшей турбины частота вращения роторов должна повышаться значительно быстрее, чем при пуске из холодного состояния, так как прогрева при этом нет. По этой же причине и нагружение до мощности, соответствующей исходному тепловому состоянию турбины, должно проводиться достаточно быстро (до 10 МВт/мин). Для улучшения условий работы котла (особенно барабана) и турбины на данной стадии пуска целесообразно поддерживать постоянное давление пара.

Прочие технологические принципы - те же, что и при пуске из холодного состояния. Обеспечению оптимальных условий пуска блока способствуют также совершенствования технологии останова его в резерв.

Особенностью пусков блока из горячего и неостывшего состояния является и то, что они должны проводиться довольно быстро. Задержки при выполнении отдельных операций приводят не только к дополнительным потерям времени и топлива, но и зачастую к ухудшению условий работы оборудования и, следовательно, снижают надежность пусков. В то же время при быстрых пусках более вероятны ошибки обслуживающего персонала. Поэтому необходимо особенно внимательно следить за состоянием оборудования и поддерживать все показатели в допустимых пределах. Эта задача существенно облегчается при наличии электроприводов вспомогательной арматуры и автоматизации пусков.

График-задание пуска блока 200 МВт из горячего состояния показан на рис. 2-10. Повышение частоты вращения роторов осуществляется открытием регулирующих клапанов при постоянном давлении пара и пониженном тепловыделении в топке; постоянство давления пара достигается регулированием с помощью БРОУ. Нагружение турбины до мощности,

соответствующей исходному тепловому состоянию, также осуществляется при постоянном давлении. Для этого с увеличением расхода топлива открываются постепенно регулирующие клапаны, получающие команду от стабилизатора давления свежего пара перед турбиной (постоянство температуры свежего пара в этот период определяется условиями прогрева регулирующего клапана № 3). Когда регулирующие клапаны достигнут положения, соответствующего номинальным значениям мощности и давления, дальнейшее нагружение осуществляется при скользящих параметрах пара.

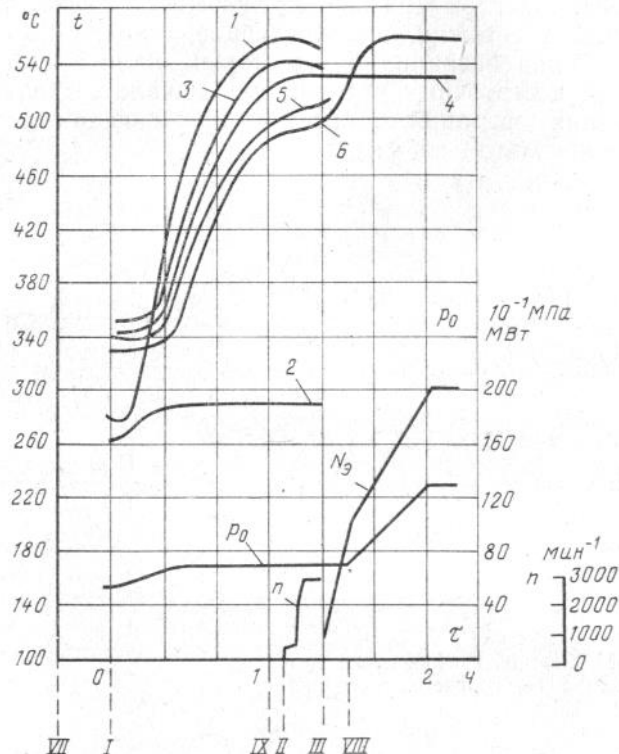


Рис. 2-10. График-задание пуска блока 200 МВт из горячего состояния (продолжительность простоя 6-10 ч).  
VII, VIII - подача и отключение греющего пара в передние уплотнения ЦВД и ЦСД; IX - начало прогрева перепускных труб ЦСД;  
остальные обозначения см. на рис. 2-9.

**Сетевой график пуска блока.** В процессе пуска блока одновременно или в строгой последовательности выполняется большое количество пусковых операций, Четкость и своевременность выполнения всех операций в значительной мере определяют качество пуска. В этом отношении важным организующим началом является сетевой график пуска. Такой график дает наглядное представление о содержании, последовательности и длительности выполняемых технологических операций.

Сетевой график пуска из горячего состояния блока мощностью 150 МВт, применяемый на одной ГРЭС, представлен (с незначительными упрощениями) на рис. 2-11. На этом графике кружками обозначены так называемые события, показывающие, во-первых, окончание данной операции, и, во-вторых, наличие необходимых и достаточных условий для начала выполнения следующих операций. Цифры в кружках обозначают содержание (код) событий.

По вертикали расположены операции (события), выполняемые одновременно (параллельно), по горизонтали - последовательно. Каждое последующее событие располагается правее предыдущего, а стрелки между

кружками являются графическим изображением данной операции. Цифры над стрелками обозначают шифр каждого работника вахты, выполняющего ту или иную операцию, длительность которой в минутах указана в скобках под стрелкой. Штриховые стрелки обозначают так называемые фиктивные работы, показывающие только последовательность событий и не требующие, естественно, времени для выполнения. Ниже приводятся шифры персонала и перечень основных операций пуска:

Старший машинист блока.....	01
Машинист блока (турбины).....	02
Машинист блока (котла).....	03
Машинист-обходчик турбины.....	04
Машинист-обходчик котла.....	05
Машинист-обходчик вспомогательного оборудования.....	06
Дежурный по мельницам.....	07
Дежурный слесарь.....	08
Дежурный электромонтер.....	09
Дежурный приборист.....	10
Зольщик.....	11
Дежурный лаборант химической лаборатории.....	12

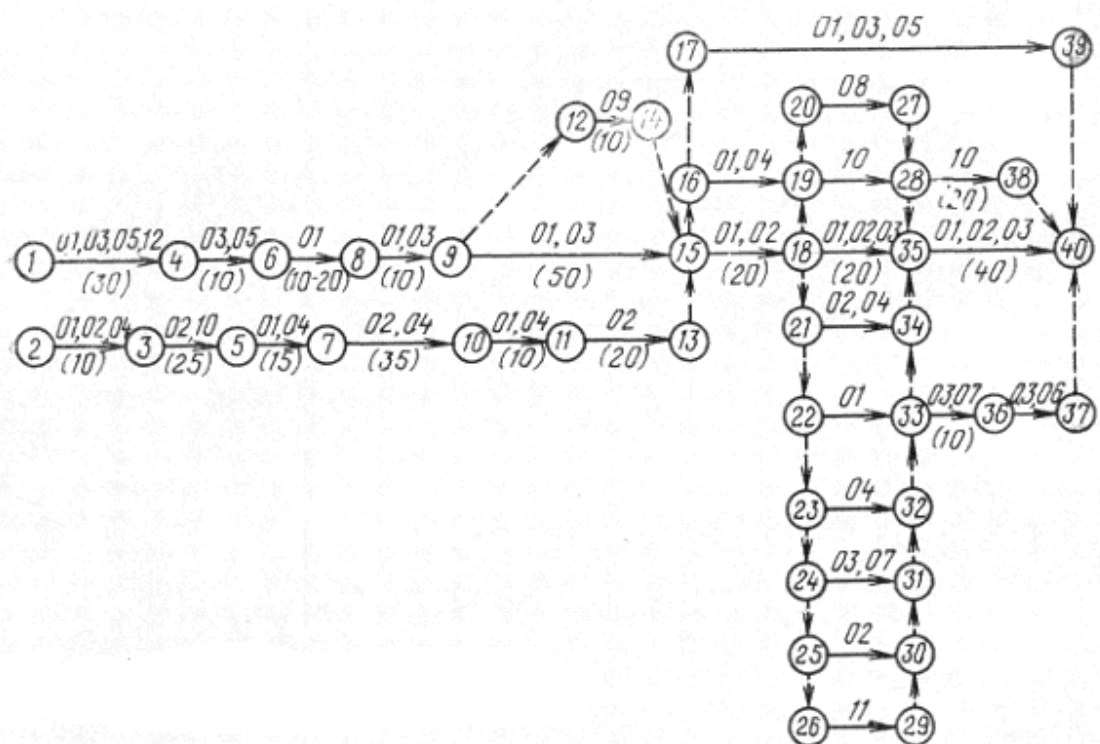


Рис. 2-11. Сетевой график пуска блока 150 МВт из горячего состояния.

Перечень основных пусковых операций:

Наличие необходимого уровня воды в барабане, деаэраторе, конденсаторе; подготовлен газозоудушный тракт; опробованы КДУ предохранительных клапанов системы промпрегрева и установлены вставки; подготовлен для продувки газопровод; подготовлен конденсатный тракт турбины; проверены и включены защиты по осевому сдвигу и давлению масла на смазку подшипников турбины; включены резервный маслоснасос, маслоочистка и валоповоротное устройство турбины; подана охлаждающая вода в конденсатор, на газомаслоохладители, на охлаждение леток, на мокрые золоуловители, шлаковые ванны; подготовлены к работе электрические схемы.....	1,2
Вентиляция топки и продувка газопроводов.....	1-4
Включен конденсатный насос, подан пар на эжекторы и уплотнения.....	2-3
Набор вакуума 550 мм рт. ст. в конденсаторе.....	3-5
Включены газовые горелки.....	4-6
Включение ПЭН.....	5-7
Открыта продувка пароперегревателя; закрыта БРОУ-1 и полностью открыта БРОУ-2.....	6-8

Переведен сброс пара через БРОУ-1 в конденсатор.....	8-9
Подготовлена схема регенерации высокого давления.....	7-10
Включен пусковой масляный электронасос и взведены АСК.....	10-11
Прогреты АСК и перепускные трубы ЦВД.....	11-13
Включен мотор-генератор.....	12-14
Трогание роторов паром, набор номинальной частоты вращения, синхронизация и включение генератора в сеть.....	15-18
Включен бустерный насос.....	16-19
Повышение параметров пара до номинальных.....	17-39
Нагрузка блока до 80 МВт.....	18-35
Включена защита отпадения вакуума в конденсаторе.....	19-28
Сняты вставки предохранительных клапанов на «горячих» паропроводах промперегрева.....	20-27
Взведены обратные клапаны на паропроводах отборов турбины.....	21-34
Закрыты БРОУ.....	22-33
Снято ограничение предохранительных клапанов на «холодных» паропроводах промперегрева.....	23-32
Включены вентиляторы первичного воздуха и пылепитатели.....	24-31
Включен сливной насос ПНД.....	25-30
Включены механизмы шлакоудаления.....	26-29
Включена пылесистема.....	33-36
Тягодутьевые машины переключены на вторую скорость.....	36-37
Включение защит и автоматики.....	28-38
Нагрузка блока до 150 МВт.....	35-40

Так, например, цифры 1 и 2 означают, что завершены все предшествующие технологические операции (заполнение котла водой до растопочного уровня в барабане, сборка схем электрических соединений, опробование защит и блокировок, подготовка вспомогательного оборудования и т. д.), необходимые для того, чтобы начать выполнение операций по вентиляции топки, продувке газопроводов и включению конденсационной установки турбины. Совокупность последовательных работ, требующих в сумме наибольшего времени для их выполнения, составляет так называемый критический путь.

Применительно к блокам критический путь представляет собой общую продолжительность пуска от начала вентиляции топки до достижения номинальной мощности блока и определяется графиком-заданием пуска. Однако операции, не входящие в критический путь, могут увеличивать продолжительность пуска, поскольку они являются необходимыми для своевременного выполнения тех работ, которые лежат на критическом пути. Сетевой график дает возможность выявить те «узкие» места, которые обуславливают удлинение пуска блока, с тем, чтобы принять необходимые меры по их устранению.

Критический путь может быть сокращен или удлинен только при соответствующих изменениях технологии пуска. Продолжительность этапа подготовки блока к пуску сокращается путем сжатия этого участка сетевого графика по горизонтали и растягивания его по вертикали, что может быть достигнуто за счет рационализации распределения и организации работ, выполняемых каждым работником вахты, механизации и автоматизации технологических операций, повышения готовности оборудования.

## **2-7. ПУСКОВЫЕ СХЕМЫ, РЕЖИМЫ ПУСКА И ОСТАНОВА БЛОКОВ С ПЯМОТОЧНЫМИ КОТЛАМИ**

*Пусковые схемы.* Прямоточный режим растопки котла с соблюдением указанных ранее критериев надежности исключает возможность пуска турбины

паром скользящих параметров. Пуск при номинальном давлении перед турбиной вследствие значительного дросселирования требует наличия номинальной или близкой к ней температуры перегретого пара. В результате продолжительность пуска увеличивается, что в совокупности со значительным растопочным расходом топлива приводит к большим пусковым потерям тепла. Кроме того, такой режим растопки приводит к отложению в перегревательном тракте солей и окислов, выносимых из парогенерирующих поверхностей нагрева при их отмывке, а также исключает возможность пуска неостывшего котла, так как попадание воды в горячие коллекторы и паропроводы приводит к резкому их охлаждению и возникновению трещин. Перечисленные существенные недостатки этого режима ограничивают возможности его применения и в конечном счете сильно ухудшают маневренность блока.

Значительное улучшение пусковых характеристик блоков данного типа достигается благодаря применению сепараторного режима растопки котла. Именно этот принцип был положен в основу разработанной технологии пусков блока из различного теплового состояния. Поэтому обязательными элементами пусковой схемы блока являются специальные растопочные сепараторы и задвижки, разделяющие водопаровой тракт котла на две части: парогенерирующую и перегревательную.

Для первых блоков были разработаны и применены два варианта пусковых схем: с выносными сепараторами и встроенными [2-24].

Схема с выносным сепаратором не обеспечивает необходимой надежности пусков блока, особенно из неостывшего состояния [2-24, 2-28], и поэтому в настоящее время не применяется.

Предпочтительнее оказалась схема со встроенным сепаратором, усовершенствованный вариант которой показан на рис. 2-12. В этой схеме на каждом регулируемом потоке среды предусматривается установка встроенного сепаратора (ВС), рассчитанного на полное (рабочее) давление. Благодаря высокой эффективности центробежно-пленочной сепарации диаметр ВС мало отличается от диаметров присоединительных трубопроводов. Растопка котла ведется при закрытой ВЗ. Весь растопочный расход питательной воды после нагрева в тракте до ВЗ через трубопровод с дроссельным клапаном 5, поддерживающим номинальное давление среды до него, поступает в ВС, в котором устанавливается пониженное давление. Когда температура среды перед ВЗ превысит температуру насыщения, соответствующую давлению в ВС, в последнем начнется процесс испарения воды. Выделяющийся при этом пар (выпар ВС) направляется в перегревательный тракт, а оставшаяся вода сбрасывается в специальный растопочный расширитель (РР), расчетное (максимальное) давление в котором составляет 2 МПа. Поскольку рабочее давление в РР будет ниже, чем в ВС (около 0,5 МПа), поступающая в него вода вновь частично испаряется. Образовавшийся пар отводится в конденсатор турбины или в деаэратор. (В некоторых схемах предусмотрена возможность использования этого пара для прогрева паропроводов промежуточного перегрева при пуске блока из холодного состояния). Вода из РР на начальной стадии пуска сбрасывается в циркуловод, а по мере осветления - в БГК или

конденсатор для последующей ее очистки в фильтрах БОУ.

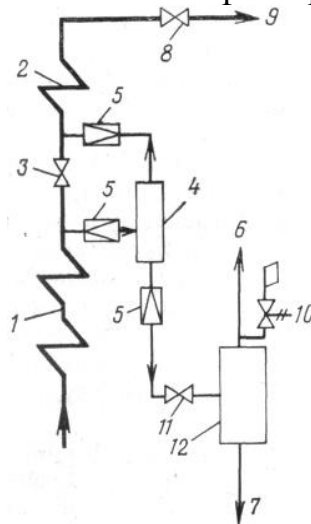


Рис. 2-12. Принципиальная схема растопочного узла прямоточного котла со встроенным сепаратором.  
1 – парогенерирующие поверхности нагрева; 2 – перегреватель; 3 – встроенная задвижка; 4 – встроенный сепаратор (ВС); 5 – дроссельные клапаны; 6, 7 – отвод пара и воды из растопочного расширителя; 8 – ГПЗ-1; 9 – пар к турбине; 11 – отключающая задвижка сброса из сепаратора; 12 – растопочный расширитель (РС).

Важнейшее преимущество схемы со встроенными сепараторами состоит в том, что она позволяет осуществлять вполне надежные пуски блока из любого теплового состояния при скользких параметрах пара. Параметры пара и его количество определяются при этом величиной тепловыделения в топке и соответствующим открытием дроссельных клапанов ВС и ПСБУ.

Расход пара на начальной стадии растопки обычно поддерживают на уровне 10% номинальной паропроизводительности котла. Такого количества пара вполне достаточно для предварительного прогрева паропроводов и турбины, а также для трогания роторов турбоагрегата. Температуру пара можно регулировать специальными пусковыми впрысками в паропроводы на выходе из котла.

Небольшой расход пара на начальной стадии пуска обуславливает и сравнительно низкий стартовый расход топлива (около 15% номинального). Это не только способствует сокращению затрат топлива на пуск, но и дает возможность получить в начале растопки котла относительно низкую температуру дымовых газов на выходе из топки (450-500°C). В этих условиях перегреватель-ные поверхности можно не охлаждать паром, что весьма важно с точки зрения обеспечения надежных пусков неостывшего котла. При таком пуске перед растопкой ВС клапаном 5 на выпаре отключается от пароперегревателя, и последний при закрытой ВЗ находится в безрасходном режиме. Весь растопочный расход среды при этом сбрасывается через ВС в РР. После повышения давления в ВС до значения, соответствующего паросодержанию поступающей в него смеси 10-15%, и при первоначальном (стартовом) расходе топлива открытием указанного выше клапана 5 обеспечивается отвод пара в пароперегреватель. По мере роста расхода пара увеличивается и тепловыделение в топке.

Результаты специальных опытов [2-24] показали, что расход топлива, при котором металл неохлаждаемой паром части перегревателя в установившемся режиме имеет допустимую температуру, заметно превышает соответствующий

оптимальным условиям включения выпара ВС. Кроме того, открытие клапана на выпаре ВС производится до достижения установившегося режима, вследствие чего имеется дополнительный запас надежности. Таким образом, начальный период растопки котла при «отсеченном» перегревательном тракте является совершенно безопасным.

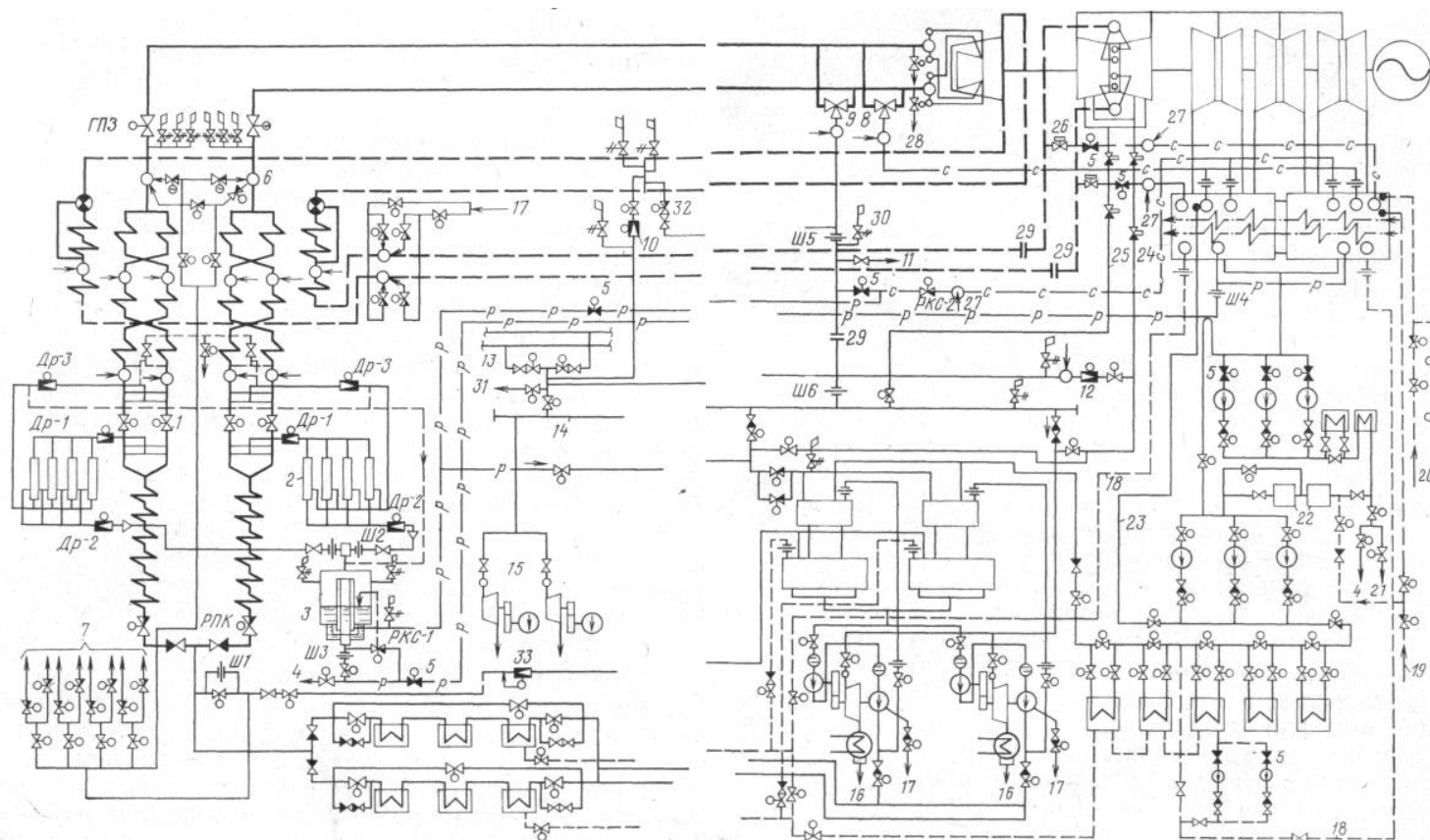


Рис. 2-13. Пусковая схема блока 800 МВт.

1 – встроенная задвижка; 2 – встроенные сепараторы; 3 – растопочный расширитель; 4 – сброс воды в циркуляционные; 5 – вакуумные задвижки; 6 – пусковые впрыски; 7 – на штатные впрыски; 8 – ПСБУ; 9 – ПСБУСН; 10 – РУ 4/1,3; 11 – на уплотнения турбины; 12 – РОУ 1,6/1,3; 13 – общестанционная магистраль пара 1,3 МПа, 250°C для собственных нужд; 14 – коллектор собственных нужд блока (1,0-1,3 МПа); 15 – турбовоздуховоды; 16 – в основной конденсатор и в дренажные баки; 17 – вода после промступени питательного насоса на впрыски в промперегреватель, ПСБУ, ПСБНСН; 18 – сброс дренажей ПВД и ПНД при промывках; 19 – от насосов БЗК; 20 – из ХВО; 21 – в БГК; 22 – БОУ; 23 – линия рециркуляции конденсата; 24 – пар III отбора турбины; 25 – пар IV отбора турбины; 26 – быстродействующий клапан (БВК); 27 – впрыск от конденсатных насосов второй ступени; 28 – дренажи в конденсатор; 29 – фланцевые разъемы для установки заглушек; 30 – предохранительный клапан; 31 – пар на мазутные форсунки; 32,33 – клапан-регулятор; р – растопочные трубопроводы; с – сбросные трубопроводы.

Сепараторный режим пуска имеет место вплоть до 30% номинальной производительности котла, при достижении которой наступает прямоточный режим пуска. Благодаря наличию ВС исключается занос пароперегревателя солями и продуктами коррозии, так как в тракт после ВЗ поступает только пар с высокой степенью сухости. Кроме того, эта схема позволяет производить горячую отмывку парогенерирующих поверхностей одновременно с прогревом паропроводов и пуском турбоустановки. При этом загрязненная вода выводится из тракта через сбросы РР.

Пусковая схема с ВС во всех отношениях соответствует предъявляемым к ней требованиям и поэтому в настоящее время является типовой. В связи с этим при проектировании всех прямоточных котлов предусматривается установка встроенных задвижек и сепараторов для каждого самостоятельного потока; учитывается также, что схема должна быть однобайпасной.

Место подключения ВС выбирается из условия получения прироста энтальпии среды после ВЗ 550-630 кДж/кг при номинальной нагрузке котла. Это позволяет получить параметры пара перед турбиной, наиболее близкие к необходимым для пуска блока из неостывшего состояния, при умеренном расходе топлива (до 20% номинального). При пусках из холодного состояния за счет уменьшения тепловыделения не удастся получить температуру пара ниже 320-300°C, что значительно выше необходимой. Однако это затруднение снимается благодаря использованию пускового впрыска в паропроводы при допустимом снижении температуры их металла (100-120°C) [2-24].

Изложенные выше основополагающие технологические принципы сепараторного пуска котла с применением ВС впервые нашли наиболее полное отражение в типовой пусковой схеме дубль-блока мощностью 300 МВт, разработанной ВТИ, Союзтехэнерго и ТЭП [2-24, 2-29]. Переход к моноблокам способствовал, естественно, упрощению и дальнейшему совершенствованию их пусковых схем [2-24], включая блоки 500-800 МВт.

Пусковая схема головного моноблока мощностью 800 МВт с газомазутным котлом ТГМП-204, разработанная ВТИ, Союзтехэнерго и ТЭП [2-30] (рис. 2-13), также выполнена одnobайпасной и рассчитана на сепараторный режим пуска блока из всех исходных тепловых состояний (без заполнения водой тракта после ВЗ) и на удержание его в работе при сбросах нагрузки.

Главные паропроводы и паропроводы промежуточного перегрева выполнены двухниточными. Отключающие задвижки предусмотрены только на главных паропроводах, они устанавливаются непосредственно за котлом и используются для проверки плотности пароперегревателя после ремонта. Для проверки плотности системы промежуточного перегрева после монтажа или капитального ремонта предусмотрена возможность установки заглушек в «холодных» паропроводах (в фланцевый разъем 29) и ЗК ЦСД турбины.

Пуск турбины осуществляется регулирующими клапанами, причем для одновременного их открытия предусмотрено специальное устройство.

Для отвода пара из котла при пусках блока и сбросах нагрузки предусмотрены два присоединяемых непосредственно у АСК турбины пускосбросных устройств, одно из которых (ПСБУСН) предназначено также для резервирования подачи пара на собственные нужды (в коллектор 14), прогрева тракта промежуточного перегрева и проведения водных промывок промежуточного перегревателя (через клапан 32). Общая пропускная способность ПСБУ составляет около 208 кг/с ( $2 \times 104$  кг/с), что соответствует производительности котла после сброса нагрузки блока до холостого хода и снижения давления свежего пара перед турбиной до 16-17 МПа. Привод клапанов ПСБУ выполнен от электродвигателей переменного и постоянного тока, обеспечивающих время быстрого действия устройств 15 и 30 с.

Характеристики сепараторов и их клапанов, растопочного расширителя и всех сбросных трубопроводов выбраны из условия, что растопочная нагрузка котла составляет 30% номинальной, т. е. примерно 222 кг/с. Пар из РР используется только для деаэрации питательной воды; возможный избыток пара сбрасывается в конденсатор через регулирующий клапан. Загрязненная

вода из РР сбрасывается в циркуляционные водоводы, а при содержании окислов железа и кремнекислоты около 300 мкг/кг отводится в водоприемное устройство конденсатора для последующей очистки в фильтрах БОУ.

Питательные насосы и воздухоподувки котла снабжены турбоприводом, не имеют резерва и должны обеспечить работу блока во всех режимах. Для подачи пара к потребителям (турбоприводам, деаэраторам, калориферам и др.) при пусках и остановах блока, изменениях нагрузки в диапазоне 30-100% номинальной и сбросах ее до холостого хода в схеме имеется система трубопроводов пара собственных нужд. При пуске блока потребности указанных потребителей составляют около 55 кг/с пара и обеспечиваются от коллектора собственных нужд, связанного перемычкой с общестанционными двухниточными магистралями пара 1,3 МПа, 300°С, секционированными на два блока и питающимися из отборов работающих турбин (через РОУ 12 и РУ 10) и от пусковой котельной. При сбросах нагрузки автоматически включаются оба ПСБУ, и пар от ПСБУСН 16/4 МПа в необходимом количестве отводится через дроссельные шайбы Ш-5 и Ш-6 в коллектор собственных нужд блока, давление в котором поддерживается при этом на уровне примерно 1,2 МПа с помощью клапана РКС-2 и парового клапана ПСБУСН. Излишки пара сбрасываются в конденсатор.

При нормальной работе блока коллектор собственных нужд отключен от общестанционной магистрали и питается паром IV из отбора турбины (при частичных нагрузках блока деаэраторы переключаются на третий отбор, а турбоприводы питательных насосов - от третьего). Для проведения промывок промежуточного перегревателя сбросной трубопровод ПСБУСН отсоединяется от коллектора собственных нужд установкой заглушки в фланцевый разъем 29. Для повышения надежности схемы и исключения повреждений при быстрых или ошибочных переключениях на отдельных трубопроводах и коллекторах низкого давления установлены предохранительные и обратные клапаны.

В схеме не предусматриваются какие-либо специальные устройства для заполнения котла водой и питания его при малых нагрузках блока. Это стало возможным благодаря тому, что питательный турбонасос допускает длительную работу с частотой вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$  и менее, а развиваемый им при этом напор не превышает 3,5 МПа и является приемлемым для данного типа регулирующих питательных клапанов (РПК), диапазон регулирования которых находится в пределах от 5 до 100% номинального расхода. В результате количество арматуры сокращается, а схема питания котла упрощается.

Регулирование температуры свежего и вторично перегретого пара в соответствии с графиком-заданием при пуске блока осуществляется с помощью пусковых впрысков в главные паропроводы и «горячие» паропроводы промежуточного перегрева. Распыливающие устройства пусковых впрысков выполнены двухпоточными, поэтому регулирование подачи воды к ним производится последовательно двумя клапанами. Наличие линии рециркуляции в деаэратор от узла подачи питательной воды на пусковые впрыски позволяет поддерживать с помощью клапана 33 наилучшее соответствие давления воды перед авторегулятором пускового впрыска давлению свежего пара на сепараторной фазе пуска блока.

При пуске блока важное значение имеет надежное дренирование трубопроводов, особенно их застойных и тупиковых участков. Так, например, опыт пусков показал, что в первый момент подключения «отсеченного» пароперегревателя возможно попадание в него влаги из паропроводов выпара ВС и, как следствие, резкое охлаждение металла коллекторов и змеевиков. Чтобы исключить это опасное явление, необходимо тщательно прогревать и дренировать указанный паропровод, для чего в схеме предусмотрены специальные дренажи 28.

Принятые в схеме решения в большинстве своем применимы и при установке пылеугольных котлов, а также для блоков мощностью 1200 МВт.

*Пуск блока.* Рассмотрим основные положения технологии пусков энергоблоков на примере моноблока мощностью 300 МВт [2-31] (некоторые особенности пуска дубль-блока при последовательной растопке корпусов котла мы отметим по ходу изложения) {основные технологические принципы

организации режимов пуска и останова дубль-блока мощностью 300 МВт изложены в [2-32]}.

Тепловое состояние оборудования такого блока, определяющее особенности технологии, характеризуется следующими показателями перед пуском:

1) из холодного состояния - полностью остывшие котел и паропроводы, а температура металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины не превышает соответственно 150 и 100°C;

2) из неостывшего состояния - температура металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины составляет более 150 и 100°C соответственно, но не превышает 400°C;

3) из горячего состояния - температура металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины превышает 400°C, а в тракте котла до ВЗ имеется избыточное давление.

Все перечисленные пуски проводятся при скользящих параметрах пара. Сепараторный режим растопки котла позволяет осуществлять пуски блока из любого теплового состояния по унифицированной технологии. При этом данная технология предполагает останов блока с обязательным обеспариванием пароперегревателя, благодаря чему исключается опасность попадания влаги, образующейся при простое блока вследствие конденсации пара в пароперегревателе, в коллекторы котла и в главные паропроводы.

Основными особенностями унифицированной технологии пуска блока на сепараторном режиме являются [2-31]:

заполнение водой тракта котла только до ВЗ и начало растопки при «отсеченном» со стороны входа пара пароперегревателе;

прогрев паропроводов сразу до регулирующих клапанов турбины при открытых ГПЗ и АСК;

низкие начальные («стартовые») параметры пара, обеспечивающие возможность полного открытия всех регулирующих клапанов турбины после включения генератора в сеть;

пониженный вакуум в конденсаторе на начальной стадии растопки котла, обеспечивающий благоприятные условия для равномерного и интенсивного прогрева узлов турбины на данном отрезке времени и способствующий уменьшению охлаждения паровпускных частей ЦВД и ЦСД уплотняющим паром при пусках блока из горячего и неостывшего состояний;

использование пусковых впрысков и паровых байпасов для регулирования температуры свежего и вторично перегретого пара;

использование РР для вывода продуктов коррозии металла из пароводяного тракта блока и обеспечения паром деаэратора при пуске блока;

прогрев системы промежуточного перегрева (если он необходим) паром из ЦВД турбины при частоте вращения роторов 800 мин<sup>-1</sup>, закрытых ЗК ЦСД и открытых сбросах из «горячих» паропроводов промежуточного перегрева.

Одной из особенностей пусковых схем моноблоков 300 МВт последних модификаций является отсутствие специальных дополнительных устройств и паропроводов, предназначенных для прогрева системы промежуточного перегрева перед пуском турбины. Ранее для этой цели использовался либо собственный свежий пар, подаваемый через специальную РОУ (что усложняло и удорожало схему), либо пар выпара РР. Однако

вследствие сравнительно низкой температуры пара от РР использование его для прогрева системы промежуточного перегрева при пуске блока из неостывшего состояния исключается, так как ввиду отсутствия запорной арматуры на «холодных» паропроводах системы промежуточного перегрева, это приводит к захлаживанию выхлопа ЦВД. Кроме того, при подаче пара из РР в тракт промежуточного перегрева процесс прогрева удлиняется, а деаэрактор приходится переводить на питание от общестанционной магистрали 1,3 МПа, вследствие чего увеличиваются пусковые потери. Потери оказываются еще большими, если пар от этой магистрали использовать для прогрева системы промежуточного перегрева.

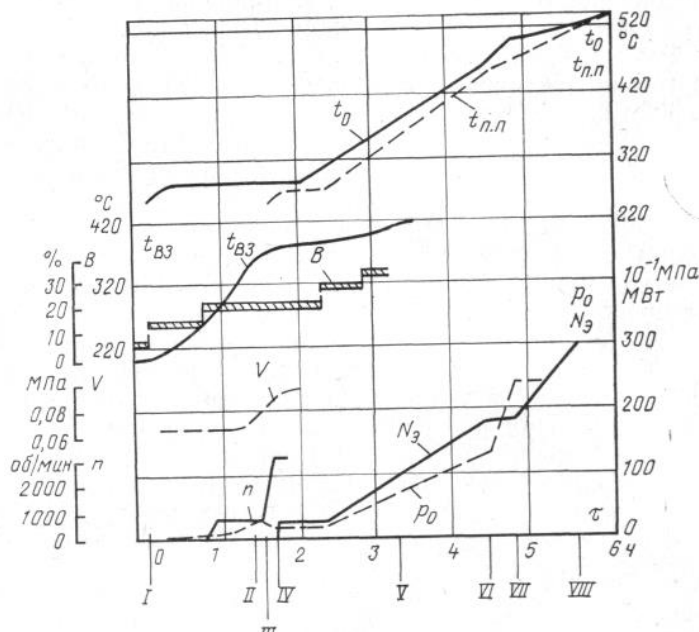


Рис. 2-14. График-задание пуска моноблока 300 МВт из холодного состояния.

$t_0, t_{n.n}$  - температура свежего и вторично перегретого пара перед турбиной;  $t_{B3}$  - температура среды перед ВЗ;  $B$  - расход топлива, % номинального;  $p_0$  - давление свежего пара перед турбиной;  $V$  — вакуум в конденсаторе;  $n$  - частота вращения;  $N_3$  - электрическая нагрузка.

I - разжиг горелок (форсунок) и открытие клапанов Др-3; II — открытие стопорных клапанов ЦСД и закрытие БВК; III, VII - включение и отключение обогрева фланцевого соединения ЦВД; IV - включение генератора в сеть, закрытие ПСБУ, полное открытие регулирующих клапанов турбины, включение системы обогрева фланцевого соединения ЦСД; V - перевод котла на прямоточный режим; VI - переход с ПЭН на ПТН; VIII - отключение системы обогрева фланцевого соединения ЦСД.

В результате проведенных исследований было установлено, что в предварительном прогреве системы промежуточного перегрева при пуске после простоя продолжительностью не более 55 ч и при тщательно выполненной изоляции примыкающих к ЦСД паропроводов необходимости нет, так как температуры указанных элементов в этом случае достаточно близки. При пусках после простоев большей длительности прогрев системы промежуточного перегрева оказывается необходимым [2-31]. Поэтому было предложено начало прогрева тракта промежуточного перегрева совмещать с повышением частоты вращения роторов до 900-1000 мин<sup>-1</sup> при обеспаренных ЦСД и ЦНД (т. е. при закрытых ЗК ЦСД). Такая технология была отработана и рекомендована как типовая для блоков с турбинами ХТГЗ [2-33]. Основные ее преимущества: исключается предварительный прогрев системы промежуточного перегрева перед пуском турбины; повышается эффективность прогрева «горячих» паропроводов промежуточного перегрева и интенсифицируется прогрев наиболее металлоемких узлов турбины; сокращается длительность пуска; деаэрация воды осуществляется «собственным» паром; упрощается пусковая схема. Сейчас такой же ограниченный прогрев применяется и для моноблоков 300 МВт с турбинами

ЛМЗ.

Пуски блока проводятся в соответствии с графиками-заданиями, разработанными с учетом указанных заводами-изготовителями показателей надежности.

*Пуск из холодного состояния.* При пуске блока из холодного состояния (рис. 2-14) растопке котла должна предшествовать интенсивная прокачка воды через его тракт до ВЗ при рабочем давлении и открытых воздушниках для удаления воздуха. Она осуществляется по контуру деаэратор - тракт до ВЗ - РР - циркуляционные водоводы и при расходе воды не менее растопочного. Эта операция необходима и при пуске блока из неостывшего состояния, при отсутствии избыточного давления в тракте до ВЗ. Кроме того, при пусках после простоев более трех суток требуется «горячая» отмывка тракта до ВЗ от продуктов коррозии металла и солей, для чего предусматривается дополнительное время.

Отмывка производится при огневом подогреве с тепловыделением в топке 6-7% номинального и температуре среды перед ВЗ 180-200°C. Переключение сброса из РР в конденсатор производится при уменьшении содержания соединений железа и кремнекислоты в воде до 300 мкг/кг. Отмывка тракта заканчивается при достижении жесткости воды на входе в котел 3 мкг-экв/кг, содержания соединений железа и кремнекислоты до 100 мкг/кг, меди - до 20 мкг/кг.

После простоев длительностью менее трех суток дополнительное время для отмывки не предусматривается, и загрязнения из пароводяного тракта выводятся за время работы котла на сепараторном режиме.

Необходимо отметить, что проведение «горячей» отмывки и показатели водного режима не вносят каких-либо изменений в условия подключения пароперегревателя к ВС. При пуске блока из холодного и близкого к нему состояний коллекторы и паропроводы котла имеют довольно низкую температуру, поэтому пароперегреватель подключается к ВС полным открытием клапана Др-3 сразу же после разжига одной - двух мазутных форсунок (газовых горелок).

Предварительный прогрев главных паропроводов до подачи пара в турбину завершается при температуре пара в АСК 220-230°C, что на 50-60°C превышает температуру насыщения и исключает попадание влаги в турбину. Трогание роторов и плавное повышение частоты вращения до 800 мин<sup>-1</sup> осуществляются регулирующими клапанами турбины при полностью открытом ПСБУ. Последнее условие и пониженный вакуум в конденсаторе обуславливают открытие всех регулирующих клапанов при указанной частоте вращения. Соблюдение этих условий и последующая выдержка и 800 мин<sup>-1</sup> обеспечивают допустимый темп и равномерность прогрева регулирующих клапанов и вторых перепускных труб ЦВД.

Выдержка при 800 мин<sup>-1</sup> необходима также для прогрева системы промежуточного перегрева до уровня, необходимого для ЦСД. Прогрев проводится при обеспаренных ЦСД и ЦНД, поэтому ЗК ЦСД должны быть закрыты, а БВК - открыты.

При исходной температуре ЦСД менее 100°C требуется прогрев ротора для устранения опасности его хладоломкости. Эта операция начинается после окончания прогрева системы промежуточного перегрева подачи пара в ЦСД. При необходимости такого прогрева длительность выдержки при 800 мин<sup>-1</sup> должна быть больше указанной в графике-задании на 90 мин.

Последующее повышение частоты вращения до номинальной осуществляется дальнейшим открытием регулирующих клапанов плавно и весьма быстро. После синхронизации и включения генератора в сеть при нагрузке около 20 МВт регулирующие клапаны полностью открываются, а ПСБУ закрывается. Выдержка при данной нагрузке необходима для прогрева оборудования.

Перед началом повышения частоты вращения роторов до номинальной включают обогрев свежим паром фланцев ЦВД, а после синхронизации - обогрев фланцевого соединения ЦСД паром, отбираемым из паропроводов перед ЗК. Отключение системы обогрева фланцевых соединений ЦВД проводится при нагрузке блока около 180 МВт, а фланцевых соединений ЦСД - при номинальной нагрузке блока или при номинальной температуре пара после промежуточного перегрева. Применение усовершенствованной ЛМЗ и ВТИ (модернизированной) системы обогрева фланцевых соединений ЦСД [2-31] повышает эффективность этого мероприятия, благодаря чему длительность нагружения сокращается. Системы обогрева рекомендуется включать при начальной температуре фланцевых соединений ЦСД и ЦВД не более 420 и 300°C соответственно.

Переход на прямоточный режим (при закрытой ВЗ) имеет место при нагрузке блока около 100 МВт.

Переход с ПЭН на ПТН в целях повышения надежности этой операции должен проводиться при нагрузке блока около 180 МВт до перехода на номинальное давление свежего пара. Включению ПТН должен предшествовать его прогрев при частоте вращения ротора насоса около 1000 мин<sup>-1</sup> паром из III отбора турбины. Перевод блока на номинальное давление свежего пара происходит при нагрузке 180 МВт, что с достаточным запасом обеспечивается пропускной способностью узла ВС, байпасирующего ВЗ, при допустимом гидравлическом сопротивлении парового тракта. Перевод осуществляется прикрытием регулирующих клапанов при одновременном повышении температуры свежего пара на 40°C, что обусловлено допустимыми термическими напряжениями в АСК и необходимостью исключения захлаживания корпуса и ротора ЦВД. Контроль соответствия температуры свежего пара давлению в процессе перевода рекомендуется осуществлять по температуре пара в камере регулирующей ступени. После перехода на номинальное давление ВЗ полностью открываются.

Допустимая скорость нагружения блока с модернизированной системой обогрева фланцевых соединений ЦСД, обеспечивающей равномерный прогрев с высокой скоростью, определяется при пусках из холодного и неостывшего состояний только условиями прогрева роторов. При немодернизированной системе обогрева продолжительность нагружения определяется условиями

прогрева фланцевого соединения ЦСД.

Пуск дубль-блока можно проводить как при одновременной растопке котлов (с небольшим сдвигом во времени), так и при последовательной. Во втором случае пуск и нагружение блока до 90 МВт, а также переход на номинальное давление свежего пара при указанной мощности осуществляются при работающем одном корпусе котла. В целях унификации технологии и сокращения потерь тепла пуск второго корпуса проводят также на сепараторном режиме и значительно быстрее, чем первого. Подключение его к работающему корпусу котла и турбине осуществляется после выхода на прямоточный режим и перевода на номинальное давление прикрытие клапана ПСБУ при соответствующей температуре пара.

*Пуск блока из неостывшего и горячего состояний.* В зависимости от исходного температурного состояния моноблока 300 МВт пуск может проводиться как с прогревом, так и без прогрева паропроводов промежуточного перегрева. Режим без прогрева системы промежуточного перегрева возможен, если температура металла паропроводов перед ЦСД составляет не менее  $100^{\circ}\text{C}$ , а разность температур металла верха паровпуска ЦСД и «горячих» паропроводов на большей части их длины не превышает  $100^{\circ}\text{C}$ . При температурном состоянии, не соответствующем названным условиям, требуется ограниченный прогрев, осуществляемый аналогично описанному выше.

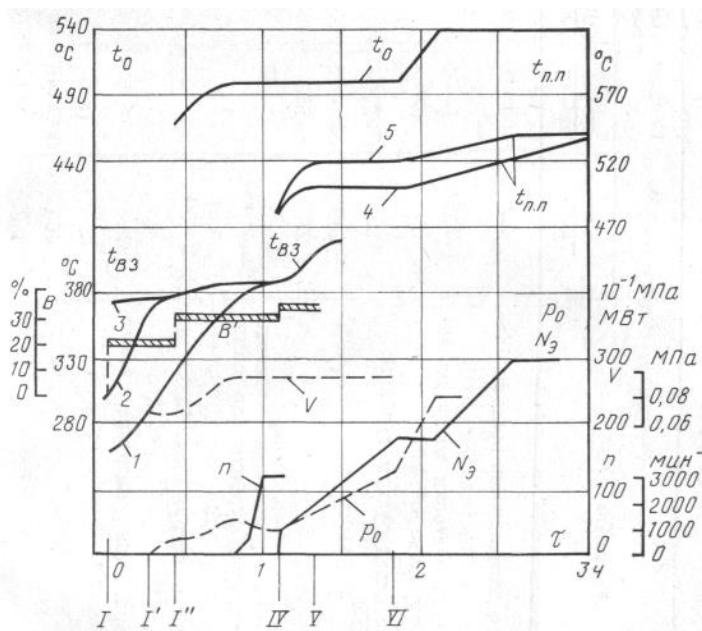


Рис. 2-15. График-задание пуска моноблока 300 МВт после 2-8 ч простоя.

Изменение  $t_{B3}$  при пусках после 8 ч (1), 5 ч (2) и 2 ч (3) простоя блока; изменение  $t_{n,n}$  при исходной температуре металла паровпуска ЦСД  $400^{\circ}\text{C}$  (4) и  $420^{\circ}\text{C}$  и более (5). I – разжиг горелок (форсунок); I'-II' – открытие клапанов Др-3; остальные обозначения см. на рис. 2-14.

Начальный расход топлива составляет 17-18% номинального. Подключение пароперегревателя к ВС начинается при температуре среды перед ВЗ 260-270 $^{\circ}\text{C}$  плавным открытием клапанов Др-3 (см. рис. 2-15), что вместе с тщательным дренированием паропроводов ВС и за ВЗ гарантирует надежный температурный режим пароперегревателя и паросбросных камер в процессе подключения.

Температура свежего и вторично перегретого пара перед пуском турбины должна быть на 80-100 $^{\circ}\text{C}$  выше температуры верха паровпуска ЦВД и ЦСД.

При пусках моноблока из горячего состояния (рис. 2-15) начальный расход топлива составляет 21-22% номинального и определяется температурными условиями работы неохлаждаемого пароперегревателя. Последний

подключается к ВС при температуре дымовых газов в поворотной камере котла, не превышающей 530°C, что исключает захлаживание паросборных коллекторов и паропроводов. Температура среды перед ВЗ в начале растопки должна быть тем выше, чем меньше длительность простоя блока.

Таблица 2-4.

**Пуск блока 300 МВт из различных температурных состояний.**

Показатели	Исходная температура металла верха корпуса турбины в зоне паровпуска (ЦВД/ЦСД), °C						
	$\leq 150$ 100	280 – 180 220 – 160	340 – 280 300 – 220	360 – 320 350 – 300	400 – 360 400 – 360	$\geq 400$ $\geq 400$	Аварий ный останов
Ориентировочная длительность простоя блока, ч.	-	60-90	32-55	18-30	10-16	2-8	$\leq 1,0$
Продолжительность растопки котла до начала пуска турбина, ч - мин.	0-30*	1-30	1-55	1-55	1-35	0-50	0-25
Параметры пара перед пуском турбины: $p_0^{**}, \text{МПа}$ $t_0, ^\circ\text{C}$ $t_{н.п}^{***}, ^\circ\text{C}$	- 280 270	2,0 380-280 280	2,0 440-380 400-320	2,5 460-420 450-400	5,0 500-460 500-460	5,0 500 520-500	16-18 540 520
Продолжительность повышения частоты вращения роторов турбины до номинальной, ч – мин.	1-10 (2-40)****	0-45	0-30	0-30	0-25	0-15	0-05
Продолжительность нагружения блока до 180 МВт, ч – мин.	2-50	2-20	1-20	1-10	1-10	0-45	0-15
Параметры пара при нагрузке блока 180 МВт: $p_0, \text{МПа}$ $t_0, ^\circ\text{C}$ $t_{н.п}, ^\circ\text{C}$	13,0 460 450	13,0 500-460 440	13,0 480-450 460-420	13,0 500-470 490-465	13,0 500-490 515-485	13,0 500 520-500	16-18 540 520
Продолжительность перехода на номинальное давление, ч – мин.	0-20	0-20	0-20	0-20	0-20	0-15	0-05
Продолжительность нагружения до 300 МВт, ч – мин.	0-50	0-50	0-50	0-50	0-30	0-30	0-15
Температура пара при достижении 300 МВт $t_0, ^\circ\text{C}$ $t_{н.п}, ^\circ\text{C}$	520 520	540-520 520	540-520 520	540-520 520	540 540-520	540 540	540 540
Общая продолжительность нагружения блока, ч – мин.	4-00	3-30	2-30	2-00	2-00	1-30	0-35
Общая продолжительность пуска блока, ч - мин	5-40	5-45	4-55	4-25	4-00	2-35	1-05

\* Взято от момента подфорсировки топки после окончания горячей промывки.

\*\* Давление пара за котлом перед началом прикрытия клапана Др-3.

\*\*\* Температура пар в ЗК ЦСД примерно через 10 мин после включения генератора в сеть.

\*\*\*\* При исходной температуре ЦСД < 100°C.

Температура свежего пара перед пуском турбины должна быть на 80- 100°C выше температуры верха паровпуска ЦВД, но не более 500°C; температура пара промежуточного перегрева должна иметь такое же превышение и не превосходить номинального значения.

При пусках блока из горячего состояния продолжительности этапов повышения частоты вращения роторов и нагружения блока не ограничиваются термонапряженным состоянием деталей турбины и определяются возможностями оперативного выполнения всех технологических операций. По этой причине отпадает необходимость в обогреве фланцевых соединений ЦВД и ЦСД, а прогрев ПТН следует начинать как можно раньше (при нагрузке блока 30-40 МВт).

При пуске дубль-блока из горячего состояния сдвиг во времени начала растопки корпусов должен быть минимальным с тем, чтобы обеспечить повышение паропроизводительности котла со скоростью, определяемой графиком нагружения турбины.

Основные показатели пусков моноблока мощностью 300 МВт приведены в табл. 2-4 (при модернизированной системе обогрева фланцевых соединений ЦСД).

## **2-8. РАСХОДЫ И ПОТЕРИ ТЕПЛА ПРИ ПУСКЕ ЭНЕРГООБЛОКОВ**

*Общие положения и определения.* Важной характеристикой блока является полный расход тепла (Здесь и далее при отсутствии дополнительных пояснений теплом для краткости называется совокупность обоих видов энергии: тепловой и электрической) на пуск. Он складывается из расходов тепла (топлива и пара от посторонних источников) и электроэнергии на блок за весь пуск, включая этап подготовки. При этом суммирование разных видов энергии следует производить на основе удельных показателей по выработке электроэнергии с учетом энергетической ценности пара от посторонних источников.

Потери тепла при пуске представляют собой разность между полным расходом тепла и той его частью, которая была затрачена на выработку электроэнергии при нагружении блока. Из этого определения следует, что расходы тепла и электроэнергии на этапах до включения генератора в сеть являются только потерями, так как в это время электроэнергия блоком не производится. Основную долю этих потерь составляет тепло сжигаемого топлива, однако при большой длительности рассматриваемых этапов и другие составляющие могут оказаться значительными. Поэтому следует избегать неоправданного удлинения этих этапов, связанного, как правило, с существенным увеличением потерь тепла.

Потери тепла на этапе нагружения блока связаны, в частности, с нестационарностью данного режима, обуславливающей дополнительный подвод тепла для повышения параметров пара, компенсации потерь при неустановившемся топочном процессе и на аккумулирование в оборудовании при его прогреве. Кроме того, некоторое количество тепла теряется при промывке ПВД

и ПНД, со сбросом воды из растопочного расширителя в конденсатор (до выхода котла на прямоточный режим) и по другим причинам. Отвод тепла в конденсаторе (холодному источнику), являющийся необходимым условием преобразования тепловой энергии в работу, в рассматриваемых пусковых потерях, естественно, не учитывается.

К потерям на этапе нагружения относится также перерасход тепла, обусловленный тем, что выработка электроэнергии при номинальной и близких к ней нагрузках блока значительно экономичнее, чем при низких. При таком подходе учитывается влияние графика изменения мощности блока в процессе нагружения на потери тепла.

Таким образом, полезно использованное на этапе нагружения тепло определяется по отпущенной электроэнергии и удельному расходу тепла (нетто) для номинальной или наиболее характерной в условиях эксплуатации мощности блока. Разность между общим расходом тепла на данном этапе и полезно использованным представляет собой потери при нагружении.

С пуском блока непосредственно связаны также потери тепла в процессе стабилизации режима после окончания нагружения. Эти потери обусловлены необходимостью подвода некоторого количества тепла для получения номинальной температуры пара и окончательного прогрева оборудования. Процесс стабилизации заканчивается при достижении установившегося режима. При этом температурное состояние оборудования соответствует данной мощности, а к. п. д. блока не меняется. По имеющимся в литературе сведениям длительность процесса стабилизации изменяется в широких пределах (от нескольких часов до нескольких суток) и зависит от многих факторов.

Задача достаточно точного определения длительности процесса стабилизации режима и обусловленных этим тепловых потерь в условиях эксплуатации является весьма трудной. Аналитическое решение данной задачи ввиду ее сложности не представляется возможным. Поэтому сведения об этом виде потерь крайне ограничены. Из результатов исследований пусков, приведенных в [2-34], следует, что потери тепла до достижения установившегося состояния для блоков мощностью не выше 150 МВт составляют 5-13% общих потерь при длительностях пусков 5-8 ч и 24-28% при 2-4,5 ч. Основная доля потерь при этом приходится, естественно, на начальный период процесса стабилизации.

К перечисленным потерям прибавляют еще потери при останове и простое блока, которые в значительной мере зависят от технологии останова и содержания блока в резерве, которая, в свою очередь, должна обеспечивать оптимальные условия для последующего пуска. Снижение нагрузки при останове может сопровождаться понижением параметров пара и высвобождением вследствие этого некоторого количества тепла, аккумулированного в паре, воде и металле оборудования (и расходуемого на выработку электроэнергии). Это способствует сокращению расхода топлива и, следовательно, снижению потерь тепла, что следует учитывать в расчетах.

Потери тепла при простое обусловлены работой некоторого

вспомогательного оборудования и зависят от длительности этого периода. Потери вследствие естественного остывания оборудования компенсируются в процессе пуска. В большинстве случаев потери тепла при простое составляют незначительную долю общих потерь, поэтому ими часто пренебрегают.

Вследствие этого и поскольку в большинстве случаев длительность процесса останова сравнительно невелика, определяющими для цикла «останов — пуск» являются потери тепла при пуске.

Потери тепла являются основным показателем экономичности пуска. Они отражают особенности оборудования блока, а также совершенство пусковой схемы и принятой технологии пуска. Пусковые потери нормируются и учитываются при определении показателей тепловой экономичности блока. Данные по пусковым потерям тепла необходимы также для выбора режима работы блока при снижении нагрузки электростанции.

*Определение пусковых расходов и потерь тепла.* Расходы тепла при останове, простое и пуске блока можно определить расчетным путем или экспериментально. Расчет можно проводить, в частности, методом составления балансов тепла, расходуемого на отдельных отрезках времени на турбину, деаэраторы, нагрев металла и обмуровки котла, паропроводов, а также сбрасываемого помимо турбины, и тепла, получаемого от котла. Такой метод является весьма трудоемким, так как связан с обработкой большого объема исходных данных и по ряду причин не гарантирует высокой точности окончательных результатов. Поэтому предпочтение отдается экспериментальному определению расходов тепла и электроэнергии методом прямого баланса.

При этом методе в процессе пуска блока экспериментально определяются: расход топлива; расход и параметры пара от посторонних источников; потребление электроэнергии от резервного и рабочего трансформаторов собственного расхода; выработка электроэнергии блоком. Тогда полный расход тепла на пуск  $<2П$  можно определить следующим образом:

$$Q_n = Q_{mл} + Q_{n.и} + q'_n \mathcal{E}'_{с.н} \quad (2-18)$$

$$Q_{mл} = \int_0^{\tau} (BQ_n^p)_{(\tau)} d\tau - \text{тепло сжигаемого при пуске топлива, количество которого}$$

определяется планиметрированием диаграммы расходов  $B=f(\tau)$  для соответствующего промежутка времени  $\tau$ ;  $Q_n^p$  - теплота сгорания топлива;

$$Q_{n.и} = \int_0^{\tau} (\xi q_{n.и} D_{n.и} i_{n.и})_{(\tau)} d\tau - \text{тепло, подводимое паром от посторонних источников}$$

при расходе  $D_{n.и}$ , энтальпии  $i_{n.и}$  и коэффициенте ценности тепла  $\xi$ ;  $q_{n.и}$  - удельный расход тепла на производство пара, кДж/кДж, посторонними источниками;  $q'_n$  — удельный прирост тепла (нетто) для установок, обеспечивающих собственный расход электроэнергии (собственные нужды) пускаемого блока;  $\mathcal{E}'_{с.н}$  — потребление электроэнергии блоком на собственные нужды при пуске до перехода на рабочий трансформатор собственного расхода.

В соответствии с данным ранее определением потери тепла при пуске

$$\Delta Q_n = Q_n - q_n (\mathcal{E}_в - \mathcal{E}''_{с.н}), \quad (2-19)$$

где  $q_n$  - удельный расход тепла (нетто) при номинальной или характерной мощности пускаемого блока;  $\mathcal{E}_g$  - выработка электроэнергии на этапе нагружения блока до конечной мощности;  $\mathcal{E}_{c.n}''$  - потребление электроэнергии пускаемым блоком после перехода на рабочий трансформатор собственного расхода.

Приведенные зависимости используются также для определения соответствующих характеристик при останове и простое блока. Потери тепла при стабилизации режима работы после нагружения определяются по формуле

$$\Delta Q_{cm} = \int_0^{\tau_{cm}} (BQ_n^p)_{(\tau)} - q_n (\mathcal{E}_g^{cm} - \mathcal{E}_{c.n}^{cm}), \quad (2-20)$$

где  $\mathcal{E}_g^{cm}, \mathcal{E}_{c.n}^{cm}$  - соответственно выработка и собственное потребление электроэнергии блоком за время стабилизации режима  $\tau_{cm}$ .

Экспериментальное определение расходов и потерь методом прямого баланса обеспечивает вполне приемлемую точность при сравнительно небольшом объеме измерений, что видно из приведенных выше зависимостей. Расход и параметры пара от посторонних источников, выработка и собственное потребление электроэнергии блоком замеряются достаточно точно с помощью соответствующих штатных или лабораторных приборов и электросчетчиков; выработка электроэнергии, кроме того, может быть определена планиметрированием диаграммы изменения мощности блока при нагружении.

Расход газообразного или жидкого топлива также можно определить достаточно точно путем непосредственных замеров. Надежные методы непосредственного замера расхода твердого топлива пока не найдены. В этом случае приходится использовать метод обратного баланса, для чего производятся замеры величин, необходимых для подсчета отдельных составляющих (потерь). Вследствие практически непрерывного изменения измеряемых параметров и трудностей в осуществлении достаточно точных замеров отдельных величин (например, определение содержания горючих в шлаке) опыт усложняется и дает повышенную погрешность. Поэтому наиболее точные результаты могут быть получены при работе котла на газе или мазуте.

Возможные другие методы экспериментального определения пусковых расходов и потерь тепла широкого применения не получили и здесь не рассматриваются.

При проведении опытов следует определять расходы и потери тепла для каждого из этапов цикла останова - пуск в отдельности; целесообразно также вести раздельный учет количества электроэнергии, потребляемой наиболее мощными электродвигателями, или пара на турбоприводы отдельных вспомогательных механизмов (питательных насосов, дутьевых вентиляторов, дымососов и др.). Это необходимо для последующего анализа и обобщения экспериментальных данных.

Как видно из приведенных выше соотношений, расход и потери тепла зависят от конкретных условий пуска на данной электростанции. Здесь

учитываются: состав, нагрузка и характеристики работающего оборудования ( $q'_n$ ), характеристика источников стороннего пара ( $q_{n.и}, \xi$ ), удельные показатели при мощности, до которой нагружается пускаемый блок или при которой он большую часть времени работает. Кроме того, желательно также учесть возможное ухудшение экономичности других одновременно работающих блоков, если их режимы по разным причинам, связанным с пуском данного блока, не соответствовали оптимальным. Поэтому, строго говоря, пусковые расходы и потери тепла не являются всегда одинаковыми даже для данного блока и одной и той же технологии останова и пуска. Пользуясь данными выше зависимостями, можно определить фактические расходы и потери тепла в каждом отдельном случае.

Такая многозначность конечных результатов обуславливает определенные неудобства при нормировании, а также сравнении блоков разных типов или различных пусковых схем, графиков и технологии пуска. Поэтому целесообразно свести к минимуму влияние различия конкретных условий. Это необходимо также для анализа и обобщения данных, взятых из разных источников, для чего и расчеты производятся по несколько иной методике. Пусковые потери тепла в этом случае условно определяют по отношению к режиму номинальной (экономической) мощности блока, а вырабатываемую ( $\mathcal{E}_e$ ) и потребляемую ( $\mathcal{E}_{с.н}$ ) блоком в течение всего пуска электроэнергию пересчитывают в тепловую по удельному расходу тепла для указанной мощности. Тогда выражение для определения потерь тепла при пуске блока будет иметь следующий вид:

$$\Delta Q_n = Q_{мл} + Q_{н.и} - q_n''(\mathcal{E}_e - \mathcal{E}_{с.н}), \quad (2-21)$$

где  $q_n''$  - удельный расход тепла (нетто) для номинальной (экономической) мощности пускаемого блока.

При этом часто не учитывают также потери тепла при останове и простое блока и при стабилизации режима. Таким образом, расчет расходов и потерь тепла упрощается.

На основании обобщения экспериментальных данных можно получить эмпирические зависимости, позволяющие определить расчетным путем расход и потери тепла при заданном графике пуска блока. Одна из таких методик расчета была впервые предложена МЭИ [2-35].

По этой методике расчеты ведутся для каждого этапа пуска блока в отдельности по соответствующим обобщенным зависимостям. Так, результаты экспериментов показывают, что расход топлива на отдельных этапах растопки котла и повышения частоты вращения роторов прямо пропорционален их длительности, что дает возможность с достаточной точностью принять расход топлива в единицу времени  $B = k_{мл} B_{ном}$ , причем доля  $k_{мл}$  этого расхода от номинального  $B_{ном}$  определяется на основании обобщения экспериментальных данных и в соответствии с указаниями инструкции по пуску. Это же положение справедливо и для расхода электроэнергии на данных этапах, и, с некоторым приближением, при подготовке к пуску.

Таким образом, для каждого из этих этапов пуска имеем в общем виде:

$$\left. \begin{aligned} Q_{ml} &= k_{ml} (BQ_n^p)_{ном} \tau \\ \mathcal{E}_{c,л} &= k_{c,л} N_{c,л}^{ном} \end{aligned} \right\} \quad (2-22)$$

На этапе нагружения расход тепла топлива и электроэнергии зависит не только от длительности, но и от графика изменения мощности блока. Поэтому необходимо иметь энергетические характеристики  $Q_{ml} = f(N)$ ,  $N_{c,л} = f(N)$  и  $N = f(\tau)$  для режимов пуска, т. е. с учетом нестационарности процесса нагружения.

Расход тепла (топлива) на блок при нагружении можно представить следующим образом:

$$Q_N^n = Q_N + \Delta Q_N^n, \quad (2-23)$$

$Q_N, Q_N^n$  - расходы тепла при данной мощности в стационарных условиях и при пуске соответственно;  $\Delta Q_N^n$  - надбавка на пуск при данной мощности, определяемая на основании обработки экспериментальных данных.

Если эта надбавка для отдельных значений мощности известна, то можно построить тепловую характеристику блока при пуске.

Применительно к блоку мощностью 200 МВт при пуске и работе барабанного котла на газе такая характеристика показана на рис. 2-16. Там же приведена и тепловая характеристика вида  $Q_N = Q_{x,x} + r_Q N$  для стационарных условий, спрямленная (для упрощения) во всем диапазоне мощностей:  $Q_{x,x}$  - расход тепла при  $N=0$  (холостой ход);  $r_Q$  — удельный прирост расхода тепла. Разность ординат для любой мощности и является надбавкой, относительная величина которой представлена также на рис. 2-16 и может быть приближенно описана следующими аналитическими зависимостями:

$$\Delta Q_N^n = \frac{0,35 Q_N}{1 + 3 \frac{N}{N_{ном}}}$$

при  $0 \leq N/N_{ном} \leq 0,8$  и  $\Delta Q_N^n = (0,32 - 0,27 N/N_{ном}) Q_N$  при  $0,8 \leq N/N_{ном} \leq 1,0$  (где  $N, N_{ном}$  - текущее и номинальное значения мощности блока).

Следовательно, имея график нагружения блока (т. е. изменение мощности блока во времени), можно определить общий расход тепла топлива на этом этапе интегрированием аналитических выражений для тепловой характеристики блока в стационарных условиях и величины надбавки на пуск. При этом в данных выражениях мощность представляется в виде временной функции типа  $N_{(\tau)} = N_0 + \alpha \tau$  ( $N_0$  - мощность блока в начале рассматриваемого промежутка времени,  $\alpha$  — скорость нагружения).

Для упрощения интегрирования этап нагружения разбивается на отдельные участки, в пределах которых  $\alpha = \text{const}$ . Тогда для любого участка имеем в общем виде

$$Q_N = Q_{x,x} + r_Q (N_0 + \alpha \tau) = Q_{N_0} + r_Q \alpha \tau,$$

по тепловой характеристике блока в стационарных условиях

$$Q_{ml}^{cm} = \int_0^{\tau_i} Q_{N(\tau)} d\tau; \quad (2-24)$$

для надбавок тепла на пуск

$$\Delta Q_{мл}^n = \int_0^{\tau_i} \Delta Q_{N(\tau)}^n d\tau; \quad (2-24a)$$

Суммируя затем эти величины по всем участкам, получаем общий расход тепла топлива на этапе нагружения. Аналогично поступаем и при определении потребления электроэнергии блоком на данном этапе. Выработку электроэнергии можно определить планиметрированием графика нагружения.

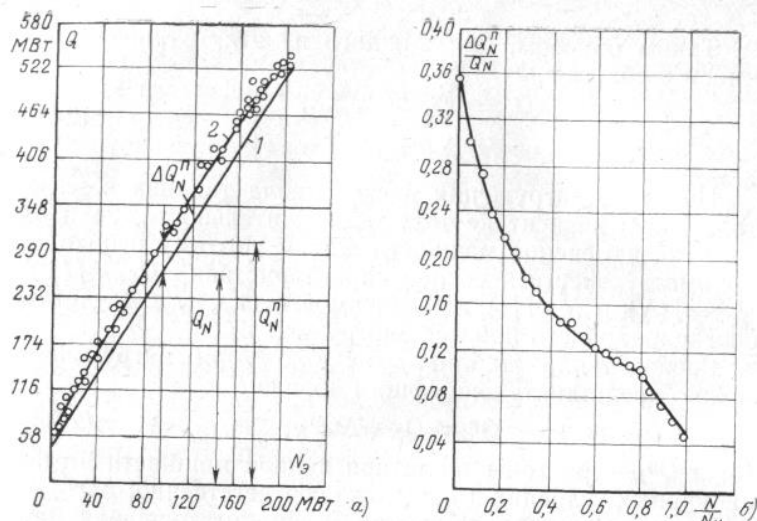


Рис. 2-16. Характеристики блока 200 МВт с котлом ТП-100 при сжигании природного газа.  
а - тепловая характеристика блока в стационарных условиях (1) и при пуске (2); б - надбавка тепла на пуск.

В качестве примера использования изложенной методики в табл. 2-5 даны последовательность и результаты расчета расходов и потерь тепла при пуске блока мощностью 200 МВт из холодного состояния и работе котла на природном газе. Расчет проведен по типовому графику пуска, приведенному на рис. 2-9. При расчете использовались данные МЭИ; полученные в результате обобщения экспериментальных исследований. Длительность этапа подготовки к пуску условно принята равной 2 ч. Отклонение фактической длительности этого этапа в ту или другую сторону не вносит существенных изменений в окончательные результаты.

Уровень форсировки топki на этапах до нагружения блока принимался с учетом указаний [2-21]. Принято, что питательный насос блока включается в работу непосредственно перед пуском турбины. В расчетах не учтены потери тепла при останове и простое блока, а также при стабилизации режима.

Как видно из результатов расчета, пусковые потери составляют 81 т условного топлива, т. е. более половины полного расхода тепла на пуск. Потери тепла оказываются значительными на всех этапах пуска, кроме подготовительного. Около половины общих потерь падает на этап нагружения, что объясняется довольно большой выработкой электроэнергии в диапазоне мощностей, при которых экономичность блока существенно ниже, чем при номинальном режиме. При этом надбавка тепла на пуск составляет около 13% общего расхода тепла при нагружении, т. е. является довольно существенной. Как показали результаты экспериментальных исследований, расход тепла с паром от посторонних источников не превышает для данного блока 10% расхода тепла топлива за весь пуск.

## Определение расхода энергии на пуск блока 200 МВт.

Этап пуска	Наименование показателей	Расчетная формула	Значение	Примечание
Подготовка	Продолжительность $\tau^I$ , ч	-	2,0	$N_{с.н}^I = 1,5 MBm [2 - 35]$
	Потребление электроэнергии $\mathcal{E}_{с.н}^I, MBm \cdot ч$	$\mathcal{E}_{с.н}^I = 1,5 \tau^I$	3,0	
Растопка котла	Продолжительность $\tau^{II}$ , ч	-	2,75	-
	Расход тепла условного топлива $Q_{мл}^{II}$ , ГДж (т)	(2-22)	30,4(10,3)	
	Потребление электроэнергии $\mathcal{E}_{с.н}^{II}, MBm \cdot ч$	$\mathcal{E}_{с.н}^{II} = 1,5 \tau^{II}$	7,4	$k_{мл}^{II} = 0,06; (BQ_n^p)_{ном} = 512 MBm$ $N_{с.н}^{II} = 2,7 MBm [2 - 35]$
Повышение частоты вращения роторов и синхронизация	Продолжительность $\tau^{III}$ , ч	-	1,33	-
	Расход тепла условного топлива $Q_{мл}^{III}$ , ГДж (т)	(2-22)	246(8,4)	
	Потребление электроэнергии $\mathcal{E}_{с.н}^{III}, MBm \cdot ч$	$\mathcal{E}_{с.н}^{III} = 1,5 \tau^{III}$	6,65	$k_{мл}^{III} = 0,10$ $N_{с.н}^{III} = 5,0 MBm [2 - 35]$
Нагружение блока до 200 МВт	Продолжительность $\tau^{IV}$ , ч	-	4,67	-
	Расход тепла условного топлива $\Delta Q_{мл}^{cm}$ , ГДж (т)	(2-24a)	3110(106)	
	$\Delta Q_{мл}^n$ , ГДж (т)	(2-24б)	455(15,5)	
	$Q_{мл}^{IV}$ , ГДж (т)	$Q_{мл}^{IV} = Q_{мл}^{cm} + \Delta Q_{мл}^n$	3565(121,5)	
	Выработка электроэнергии $\mathcal{E}_e, MBm \cdot ч$	По графику нагружения	282	
	Потребление электроэнергии $\mathcal{E}_{с.н}^{IV}, MBm \cdot ч$	$\mathcal{E}_{с.н}^{IV} = 0,6 N_{с.н}^{номIV} + 0,4 \mathcal{E}_e \frac{N_{с.н}^{ном}}{N_{ном}}$	40,5	
Всего	Продолжительность $\tau_n$ , ч	$\tau = \tau^{II} + \tau^{III} + \tau^{IV}$	8,75	Без этапа подготовки
	Расход тепла условного топлива $Q_{мл}$ , ГДж (т)	$Q_{мл} = Q_{мл}^{II} + Q_{мл}^{III} + Q_{мл}^{IV}$	4115(140,2)	-
	С учетом тепла от посторонних источников $Q_n$ , ГДж (т)	$Q_n = Q_{мл} / 0,9$	4570(55,5)	-
	Потребление электроэнергии $\mathcal{E}_{с.н}$ , MBm · ч	$\mathcal{E}_{с.н} = \mathcal{E}_{с.н}^I + \mathcal{E}_{с.н}^{II} + \mathcal{E}_{с.н}^{III} + \mathcal{E}_{с.н}^{IV}$	57,50	-

	Отпущенная электроэнергия $\mathfrak{E}_o, \text{МВт} \cdot \text{ч}$	$\mathfrak{E}_o = \mathfrak{E}_в + \mathfrak{E}_{сн}$	224,6	-
	Потери тепла при пуске $\Delta Q_n$ , ГДж (т) %	(2-21) -	2369(81) 100	- $q_n'' = 9,8 \text{ ГДж} / (\text{МВт} \cdot \text{ч})$ [2 – 35]
	Потери по этапам: Подготовка к пуску, т % Растопка котла, т % Повышение частоты вращения и синхронизация, т % Нагружение до 200 МВт, т %	- - - - - - - -	6,0 7,4 20,0 24,6 14,0 17,4 41,0 50,6	- - - - - - - -

По изложенной выше методике в ВТИ определены потери тепла при пусках блоков различной мощности с барабанными и прямоточными котлами. На основании результатов проведенных экспериментов и обобщения имеющихся материалов предложен метод определения форсировки топки в отдельные периоды пуска, а также получены значения коэффициентов пропорциональности, необходимых для расчета всех составляющих потерь. Это дало возможность более полно учесть влияние конструктивных особенностей оборудования и режимных факторов и, следовательно, повысить точность расчета пусковых потерь тепла [2-36].

Факторы, влияющие на пусковые потери. Потери тепла при пуске зависят от многих факторов, среди которых можно назвать, в частности, следующие: мощность блока, конструктивные и эксплуатационные характеристики его оборудования, начальные параметры пара, тип котла и вид сжигаемого топлива, длительность простоя и пуска. На величину потерь определенное влияние оказывают, кроме того, пусковая схема и технологические особенности режимов останова и пуска блока. Важное значение имеет также уровень освоения оборудования и пусковых режимов.

Систематизированные в необходимой мере данные о количественном влиянии перечисленных факторов на пусковые потери практически отсутствуют. Возможно отметить лишь общие положения и следующие наиболее существенные факторы.

С увеличением мощности блока и повышением начальных параметров пара пусковые потери возрастают, но в иной пропорции. Масса металла оборудования меняется медленнее, чем мощность, однако чем выше металлоемкость оборудования и начальные параметры пара, тем больше время прогрева и пуска, что и приводит к увеличению потерь.

Тип котла также оказывает ощутимое влияние на пусковые потери. Для блоков с прямоточными котлами потери тепла при пуске на прямоточном

режиме значительно выше, чем для блоков с барабанными котлами [2-34]. Внедрение пусков на сепараторном режиме по унифицированной технологии позволяет существенно сократить пусковые потери. Так, согласно [2-24] при пуске блока 300 МВт из холодного состояния разность в пусковых потерях для прямоточного и сепараторного режимов составляет не менее 45 т условного топлива (при оптимальных графиках пуска).

Потери тепла при пуске из холодного и близких к нему состояний для дубль-блока несколько выше, чем для моноблока, что вытекает из условий пуска турбины и технологии растопки корпусов котла. Так, по расчетам МЭИ разность между потерями для дубль - и моноблока 300 МВт при пуске из холодного состояния составляет около 30 т условного топлива. Исследования, выполненные Южтехэнерго, показали, что одновременная растопка обоих корпусов дубль-блока 300 МВт экономически целесообразнее, чем последовательная.

Значительное влияние на пусковые потери оказывает исходное тепловое состояние оборудования, определяемое в основном длительностью простоя блока. Под длительностью простоя чаще всего подразумевают промежуток времени между моментами отключения генератора от сети и последующего его включения в сеть. По данным МЭИ зависимость потерь топлива от длительности простоя блока мощностью 150 МВт с барабанным котлом ТП-90 близка к экспоненциальной (рис. 2-17). Наиболее простое аналитическое выражение этой зависимости дано в [2-37] :

$$\Delta B_n = \Delta B_{n.x} (1 - e^{-k\tau_{np}}),$$

где  $\Delta B_{n.x}$  и  $\Delta B_n$  - потери топлива при пуске блока соответственно из холодного состояния и после простоя в течение времени  $\tau_{np}$ ;  $k$  - коэффициент, зависящий от типа и мощности блока (для более крупных блоков значение  $k$  выше).

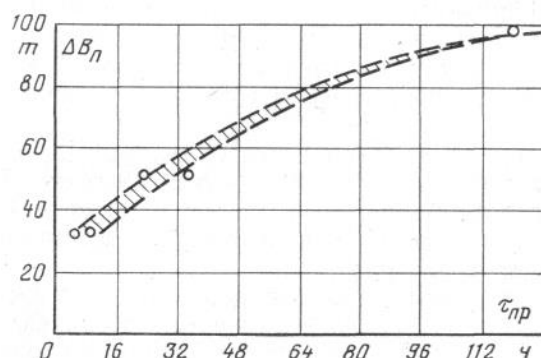


Рис. 2-17. Потери условного топлива при пуске моноблока 150 МВт с барабанным котлом в зависимости от длительности простоя.

Очевидно, что эта формула применима только для пусков, осуществляемых в строгом соответствии с графиком-заданием. Однако в эксплуатационных условиях нередко имеют место существенные отклонения фактических показателей пуска от предполагаемых, что в формуле не учитывается. Возможны и другие способы аппроксимации рассматриваемой зависимости, в том числе и линейной в отдельных диапазонах длительностей простоя.

Данные о потерях условного топлива при пусках из различного теплового состояния оборудования отдельных типов блоков приведены в табл. 2-6 [2-38]. Для дубль-блоков мощностью 300 МВт потери топлива при пуске одного корпуса котла даны в знаменателе.

В табл. 2-6 достаточно полно отражено влияние характеристик сжигаемого топлива на потери. Большие значения потерь относятся к блокам, работающим на топливах, бедных летучими веществами (АШ, Т и др.). При рассмотрении

таблицы можно убедиться, что зависимости пусковых потерь от длительности простоя и мощности блока не являются линейными. Различия блоков по типам котлов в приведенных данных не нашли отражения. В настоящее время введены в действие в качестве обязательных для электростанций разработанные в ВТИ временные нормы пусковых потерь топлива для пылеугольных и газомазутных дубль- и моноблоков мощностью 160, 200 и 300 МВт с барабанными и прямоточными котлами.

Таблица 2-6

Пусковые потери в тоннах условного топлива.				
Мощность блока, МВт	Топливо	Время простоя		
		120	50	8
300	Твердое	240 – 300	170 – 200	80 – 100
		80 – 100	60 – 80	25 – 30
	Газ, мазут	200	140	60
		60	40	15
200	Твердое	100-120	70-80	40-45
	Газ, мазут	80	55	30
150	Твердое	90-100	60-65	25-30
	Газ, мазут	70	45	20

Длительность пуска также может оказывать существенное влияние на потери топлива (см. пример расчета выше). Этот фактор особенно важен для этапов до нагружения блока, поскольку подводимая в это время энергия целиком относится к потерям. В практике эксплуатации по многим причинам возможно существенное превышение оптимальной длительности пуска, обуславливающее увеличение пусковых потерь. Поэтому длительность пусков блока также должна нормироваться. Существенные отклонения фактической длительности пуска от нормативной должны учитываться при определении пусковых потерь.

При определении потерь тепла в процессе останова блока следует учитывать возможный возврат части аккумулированного тепла, способствующей сокращению потерь. По данным Южтехэнерго возврат тепла при рациональных режимах останова блоков с барабанными котлами составляет 2,5-6,0 т условного топлива.

По мере освоения пусковых режимов длительность пусков сокращается, и пусковые потери снижаются. Этому способствуют также повышение надежности оборудования, внедрение рациональных сетевых графиков пуска, автоматизация пусков с применением управляющих машин.

## ГЛАВА ТРЕТЬЯ

### МОБИЛЬНОСТЬ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

#### 3-1. ПОДХВАТ НАГРУЗКИ ВРАЩАЮЩИМСЯ РЕЗЕРВОМ

При системных авариях в результате отключения линии электропередачи происходит разделение энергосистем на две части: на часть с дефицитом мощности и на часть с избытком мощности. При появлении дефицита мощности возникает небаланс между вращающимися моментами на валах турбин и моментами сопротивления генераторов, в результате чего снижаются частота вращения турбин и частота в энергосистеме; при появлении избытка мощности процесс протекает в обратном направлении - частота растет. Регуляторы

скорости турбин реагируют на изменение частоты вращения и в соответствии со своими статическими характеристиками при снижении частоты дают команду на открытие регулирующих клапанов, что приводит к набросу нагрузки. При повышении частоты клапаны прикрываются и турбины разгружаются от избытка мощности. И в том, и в другом случае при благоприятных условиях изменение частоты в энергосистеме может притормозиться, а затем и прекратиться, после чего возможно восстановление нормальной частоты. Однако при неблагоприятных условиях снижение частоты не удается затормозить, что приводит к срабатыванию защит, отключающих оборудование, к отключению генераторов от сети и к аварийному развалу энергосистемы.

Именно так случилось в ночь на 14 июля 1977 г. с энергосистемой, обеспечивающей электроснабжение Нью-Йорка [3-1]. В результате грозы оказались выведенными из строя две 345-киловольтные линии электропередачи от АЭС Индиан-Пойнт мощностью 900 МВт. Последующие удары молний вывели из строя еще две 345-киловольтные линии, подающие электроэнергию в Нью-Йорк от электростанций, расположенных к северу от Нью-Йорка. В результате энергосистема потеряла 2000 МВт, и дефицит мощности составил около 35% номинальной. После этого сработала защита на понижение в сети напряжения сначала на 5, а затем на 8%. Далее ЭВМ, управляющая энергосистемой, дала команду на отключение ряда малонаселенных районов. Это не спасло положения, так как системная авария разрасталась, поскольку из-за перегрузки перегрелись кабельные линии, подававшие электроэнергию от соседней энергосистемы, вследствие чего и они были отключены защитой. В дополнение к этому из-за продолжающейся грозы удар молнии вывел из строя последнюю ЛЭП с севера. После этого из-за перегрузки были отключены защитой и две последние питающие энергосистему линии. Развитие аварии продолжалось более часа, после чего электроснабжение полностью прекратилось, и огромный город погрузился в темноту. Остановились метро, электрический транспорт, лифты - все, приводимое в действие электричеством. Полное восстановление электроснабжения потребовало значительных усилий и происходило в течение 25 ч.

Еще более крупная авария произошла в том же районе в 1965 г. Несмотря на то, что после «аварии века» 1965 г. был принят ряд мер к предотвращению подобного в будущем, оказалось, что уязвимость энергосистем осталась еще достаточно велика.

Полный развал объединенной энергосистемы Франции произошел в конце декабря 1978 г. в преддверии темной ночи, когда аварийно отключилась ЛЭП, связывающая Францию с ФРГ. Возникший дефицит мощности был особенно велик из-за массового использования населением электроотопительных приборов в связи с внезапно наступившим похолоданием.

В отечественной практике также имели место случаи прекращения электроснабжения отдельных районов в результате системных аварий, однако, как правило, исправить положение удавалось в течение 4-5 ч.

Все сказанное говорит о большом значении мобильности оборудования ТЭС для надежности электроснабжения.

Под мобильностью понимают способность ТЭС изменять мощность при отклонении частоты в энергосистеме. Быстрый подхват нагрузки оказывается возможным при этом режиме благодаря значительной аккумулялирующей способности котлов, которые выдают дополнительный пар при открытии клапанов и соответствующем снижении давления. Аккумулялирующая способность котлов широко использовалась еще в то время, когда электростанции не были объединены в мощные энергосистемы, и все толчки нагрузки приходилось покрывать за счет мобильности оборудования. В наше время с аналогичными явлениями приходится сталкиваться при проектировании ТЭС для развивающихся стран, не имеющих энергосистем с достаточно мощными связями. Так, в случае ТЭЦ для металлургического завода приходится принимать во внимание мгновенные периодические толчки нагрузки от электродвигателей прокатных станов.

В отечественной практике при резких понижениях частоты из-за системных аварий используется автоматическая разгрузка по частоте (АРЧ), которая при

снижении частоты больше чем на одну переменную автоматически отключает определенных потребителей. Для расчета настройки АРЧ нужно знать влияние различных факторов на процесс изменения частоты во времени при возникновении начального дефицита.

Эта задача требует детального рассмотрения [3-2, 3-3]. Запишем для системы турбина—генератор уравнение второго закона Ньютона для вращательного движения

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{M_m - M_n}{I}, \quad (3-1)$$

где  $\omega$  - угловая частота вращения;  $\tau$  - время;  $M_m$  - вращательный момент передаваемый генератору от турбины;  $M_n$  - момент сопротивления от нагрузки генератора;  $I$  - момент инерции вращающихся масс.

Угловое ускорение  $d\omega/d\tau$  возникает при нарушении равенств моментов:  $M_m = M_n$ . Умножим обе стороны уравнения (3-1) на величину  $\omega$ :

$$\frac{\omega d\omega}{d\tau} = \frac{M_m \omega - M_n \omega}{I}.$$

Принимая во внимание, что мощность турбины  $M_m \omega = N_m$ , и мощность нагрузки  $M_n \omega = N_n$ , получаем:

$$\frac{\omega d\omega}{d\tau} = \frac{N_m - N_n}{I}. \quad (3-1a)$$

Уравнения (3-1) и (3-1 а) справедливы как для отдельной установки, так и для всех установок энергосистемы. В последнем случае введем индекс «с»:  $N_{н.с}$  - суммарная нагрузка энергосистемы;  $N_{м.с}$  — суммарная мощность всех турбин;  $I_c$  - суммарный момент инерции вращающихся масс в энергосистеме;  $N_{с.ном}$  — номинальная мощность энергосистемы.

Введем постоянную времени

$$T = \frac{I_c \omega_0^2}{N_{с.ном}}, \quad (3-2)$$

где  $\omega_0$  - номинальная угловая частота вращения.

После подстановки значения  $I_c$  из (3-2) в (3-1a) получаем:

$$\frac{\omega d\omega}{d\tau} = \frac{\omega_0^2}{T} \frac{\Delta N_c}{N_{с.ном}} \quad (3-3)$$

где  $\Delta N_c = N_{м.с} - N_{н.с}$  - небаланс мощности и нагрузки в энергосистеме. Заменим угловую скорость  $\omega$  на частоту  $f$ , так как  $f$  однозначно зависит от  $\omega$ :

$$\frac{f df}{d\tau} = \frac{f_0^2}{T} \frac{\Delta N_c}{N_{с.ном}}. \quad (3-3a)$$

Поскольку приходится считаться с малыми изменениями  $f$ , принимаем  $f \approx f_0$  и тогда получаем

$$\frac{df}{d\tau} = \frac{f_0}{T} \frac{\Delta N_c}{N_{с.ном}}. \quad (3-3б)$$

Рассмотрим небаланс мощностей  $\Delta N_c$ . Одновременно с появлением

начального дефицита мощности  $\Delta N_{нач}$  возникает падение частоты  $f$ , которое тормозится инерцией вращающихся масс, подхватом нагрузки турбинами  $\Delta N_{m.c}$  и саморегулированием потребителей  $\Delta N_n$ : под саморегулированием потребителей понимают снижение потребляемой мощности вращающимися агрегатами, возникающее при снижении частоты:

$$\Delta N_c = \Delta N_{нач} - \Delta N_{m.c} - \Delta N_n. \quad (3-4)$$

Обычно считают, что

$$\Delta N_n = c_n \Delta f N_{нач} = C_n f, \quad (3-5)$$

где  $C_n$  - коэффициент саморегулирования потребителя. Подхват нагрузки турбинами представляет собой мгновенную реализацию мощности вращающегося резерва. Расчеты показывают, что для начального периода подхвата нагрузки можно принять

$$\Delta N_{m.c} = M_c \Delta f \quad (3-6)$$

где коэффициент  $M_c$  характеризует мобильность всех энергоблоков системы, которая складывается из мобильности отдельных энергоблоков:

$$M_c = \sum_{i=1}^{i=n} M_i; \quad (3-7)$$

здесь  $i$  — число энергоблоков в системе.

Подставляем  $\Delta N_n$  и  $\Delta N_{m.c}$  из (3-5) и (3-6) в  $\Delta N_c$  из (3-4), затем подставляем значение  $\Delta N_c$  в (3-3б), при этом получаем:

$$\frac{df}{d\tau} = \frac{f_0}{TN_{с.ном}} [\Delta N_{нач} - (C_n + M_c) \Delta f] \quad (3-8)$$

Уравнение (3-8) является дифференциальным уравнением изменения частоты в энергосистеме при возникновении начального дефицита мощности.

Обозначив  $\frac{f_0}{TN_{с.ном}} = \varphi_0$ , перепишем уравнение (3-8) в форме

$$\frac{d\Delta f}{\Delta N_{нач} - (C_n + M_c) \Delta f} \varphi_0 d\tau. \quad (3-8a)$$

Поскольку  $f = f_{0+\Delta f}$ , то  $df = d\Delta f$ . Интегрируем уравнение (3-8a) и получаем:

$$\Delta f = \frac{\Delta N_{нач}}{C_n + M_c} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{C_n + M_c}{TN_{с.ном}} f_0 \tau \right) \right]. \quad (3-9)$$

Без учета влияния факторов падения давления пара в тракте котел - турбина и паровой емкости системы промежуточного перегрева статическая мобильность энергоблока равна

$$M_{ст} = \frac{N_{ном}}{\delta_0 f_0}, \quad (3-10)$$

где  $\delta_0$  - статическая неравномерность регулятора скорости. Так, для энергоблока 200 МВт.

$$M_{ст} = \frac{200}{0,04 \cdot 50} = 100 \text{ МВт} / \text{Гц}.$$

Однако действительная мобильность блока 200 МВт с барабанным котлом

значительно ниже и на основании обработки опытов на набросу нагрузки может быть оценена значением  $M = 45 \text{ МВт/Гц}$ , что может быть объяснено наличием тормозящих факторов и учтено соотношением

$$M = M_{cm} k_{\Delta p} k_{емк}, \quad (3-11)$$

где  $k_{\Delta p}$  - понижающий коэффициент, учитывающий влияние понижения давления пара перед турбиной;  $k_{емк}$  - коэффициент, учитывающий влияние промежуточной паровой емкости системы промежуточного перегрева пара.

Влияние этих тормозящих факторов снижает мобильность энергоблоков и приводит к тому, что при подхвате нагрузки вращающийся резерв в решающий начальный период полностью не может быть реализован.

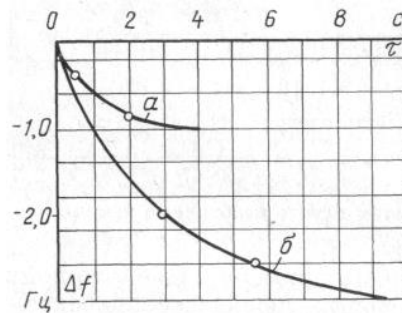


Рис. 3-1. График изменения частоты во времени при возникновении дефицита мощности в энергосистеме.  
а - ночной режим; б - дневной режим работы энергосистемы.

Для иллюстрации этого рассмотрим пример для энергосистемы, состоящей из 20 энергоблоков 210 МВт и ГЭС мощностью 1000 МВт (всего 5200 МВт). Рассмотрим аварийный случай - отключение ЛЭП от ГЭС и возникновение начального дефицита 1000 МВт.

Принимаем, что  $C_p = 0,015$ , и что для блока 200 МВт  $M_{бл} = 45 \text{ МВт/Гц}$ ;  $T=10 \text{ с}$ . Принимаем, что все блоки имеют вращающийся резерв, т. е. авария возникла в часы ночного провала нагрузки. По (3-9) имеем:

$$\Delta f = \frac{1000}{0,015 \cdot 5200 + 20 \cdot 45} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{0,015 \cdot 5200 + 20 \cdot 45}{10 \cdot 5200} 50\tau \right) \right] = 102 [1 - \exp(-0,9\tau)]$$

Результаты расчетов следующие:

$\tau, \text{ с} \dots\dots\dots$	0,5	1,0	2,0	2,4	4,0
$\Delta f, \text{ Гц} \dots\dots\dots$	0,38	0,6	0,86	0,9	0,94

На рис. 3-1 результаты расчета показаны графически (кривая а): из графика видно, что уже через 4 с падение частоты стабилизируется, однако при таком падении частоты диспетчер принимает меры к снижению нагрузки и вступает в действие АРЧ.

Таким образом, при значительном начальном дефиците

$$\frac{\Delta N_{нач}}{N_{с.ном}} = \frac{1000}{5200} = 0,185$$

падение частоты стабилизируется даже без включений АРЧ за счет значительного подхвата нагрузки энергоблоками:

$$\Delta N_{т.с} = M_c \Delta f = 900 \cdot 0,94 = 840 \text{ МВт}$$

Иначе может сложиться ситуация при условиях, когда вращающийся резерв имеется на пяти энергоблоках из двадцати (т. е. при дневной нагрузке).

В этих условиях имеем:

$$\Delta f = \frac{1000}{96 + 5 \cdot 45} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{320}{10 \cdot 5200} 50\tau \right) \right] = 3,13 [1 - \exp(-0,32\tau)]$$

Результаты расчета следующие:

$\tau, \text{ с} \dots\dots\dots$	1,0	3,0	5,0	10,0
$\Delta f, \text{ Гц} \dots\dots\dots$	0,98	1,94	2,5	3,0

Как видно, в этом случае необходимо немедленное снижение нагрузки.

Из приведенного примера видно, что помимо размера начального дефицита решающее значение имеет вращающийся резерв, который меняется в течение

суток. Естественно, что самые опасные ситуации могут возникнуть при пике электрической нагрузки.

### 3-2. АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РЕЖИМЕ НАБРОСА НАГРУЗКИ

Выше (в гл. 2) были рассмотрены переходные процессы при режиме нагружения энергоблоков. При режиме наброса нагрузки можно использовать те же дифференциальные уравнения, что и для режима нагружения [3-4, 3-5].

Существенная разница состоит в том, что наброс нагрузки протекает за секунды, а нагружение - за минуты.

Предполагаем, что при толчке частоты все регулирующие клапаны полностью открываются и выдерживаются весь начальный период наброса в открытом положении. Принимаем, что открытие клапанов происходит мгновенно (в действительности - доля секунды). При постоянном открытии клапанов уравнение пропускной способности получается из (2-9) при  $\varphi = \text{const}$ :

$$d\Delta D_{ЦВД} = k_2 d\Delta p_{ту}, \quad (3-12)$$

где  $\Delta p_{ту}$  - падение давления пара перед турбиной.

Поскольку при набросе нагрузки давление пара  $p_{ту}$  перед турбиной падает, величина  $\Delta p_{ту}$  отрицательна, и формула (3-12) дает величину снижения пропуска пара после начального наброса паровой нагрузки  $\Delta D_{ЦВДнач}$ .

При полном открытии клапанов и номинальном давлении пара достигается максимальный пропуск пара  $D_{макс}$ . Однако из-за снижения давления пара перед турбиной пропуск пара понижается и равен

$$\Delta D_{ЦВДнач} = (D_{макс} - D_{нач}) + k_2 \Delta p_{ту.нач}. \quad (3-13)$$

При этом, поскольку  $\varphi_{нач} = \varphi_{макс}$ ,  $k_2 = \frac{D_{макс}}{p_{0ном}}$ . Падение давления пара перед турбиной в начальный момент определяется увеличением гидравлического сопротивления паропроводов (см. (2-11)):

$$\Delta p_{ту.нач} = \Delta p_{тр.нач} = -2 \frac{\Delta p_{тр}^0}{D_{нач}} \Delta D_{ЦВДнач}, \quad (3-14)$$

где  $D_{нач}$  - пропуск пара турбиной до наброса;  $\Delta p_{тр}^0$  - гидравлическое сопротивление парового тракта в режиме до наброса.

Подставляем значение  $\Delta p_{ту.нач}$  из (3-14) в (3-13) и после преобразования получаем:

$$\Delta D_{ЦВДнач} = \frac{D_{макс} - D_{нач}}{2k_2 \frac{\Delta p_{тр}^0}{D_{нач}} + 1}. \quad (3-14а)$$

Подставляя значение  $\Delta D_{ЦВДнач}$  из (3-14а) в (3-14), получаем:

$$\Delta p_{тр.нач} = \frac{2k_2 \Delta p_{тр}^0 (D_{макс} - D_{нач})}{D_{нач} [2k_2 \frac{\Delta p_{тр}^0}{D_{нач}} + 1]}. \quad (3-14б)$$

Для получения зависимости  $\Delta D_{ЦВД} = f(\tau)$  в уравнение пропускной способности (3-12) подставляем величину падения давления:

$$d\Delta p_{my} = d\Delta p_{mp} d\Delta p_{\kappa}. \quad (3-15)$$

Выше (в гл. 2) уже использовались соотношения

$$d\Delta p_{mp} = -\frac{2\Delta p_{mp}^0}{D_{нач}} d\Delta D_{цвд}; \quad (3-16)$$

$$d\Delta p_{\kappa} = -\frac{\Delta D_{цвд}}{\Delta D_{ак}} d\tau. \quad (3-17)$$

Уравнение аккумулирующей способности в форме (3-17) действительно для первого этапа наброса нагрузки, в котором весь паровой наброс реализуется за счет аккумулирующей способности.

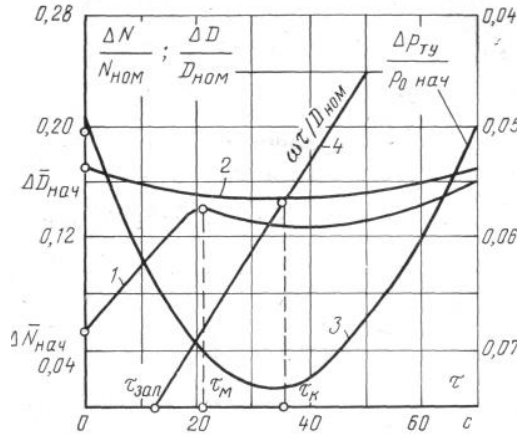


Рис. 3-2. Кривые переходного процесса наброса нагрузки.

Длительность первого этапа на рис. 3-2 обозначена  $\tau_{зан}$  и соответствует времени запаздывания котла, после которого идет рост его паровой нагрузки.

Подставляем  $d\Delta p_{mp}$  из (3-16) и  $d\Delta p_{\kappa}$  из (3-17) в (3-15), а затем полученное выражение для  $d\Delta p_{my}$  в (3-12) и получаем:

$$d\Delta D_{цвд} = -\frac{k_2}{\Delta D_{ак}} \Delta D_{цвд} d\tau - k_2 \frac{2\Delta p_{mp}^0}{D_{нач}} d\Delta D_{цвд}.$$

Преобразуем полученное выражение

$$\left(1 + k_2 \frac{2\Delta p_{mp,нач}}{D_{нач}}\right) d\Delta D_{цвд} = -\frac{k_2}{\Delta D_{ак}} \Delta D_{цвд} d\tau.$$

Обозначим комплекс  $\frac{k_2}{\Delta D_{ак}} = k'_2$  и

$$\left(1 + k_2 \frac{2\Delta p_{mp,нач}}{D_{нач}}\right) = \left(1 + k_2 \frac{2\Delta p_{mp,макс}}{D_{макс}}\right) = k_3.$$

Тогда имеем:  $d\Delta D_{цвд} = -\frac{k'_2}{1 + k_3} \Delta D_{цвд} d\tau.$

Обозначим комплекс  $\frac{k'_2}{1 + k_3} = \varphi$  и получим

$$\frac{d\Delta D_{цвд}}{\Delta D_{цвд}} = -\varphi d\tau. \quad (3-18)$$

После интегрирования уравнения (3-18) получаем:

$$\ln \frac{d\Delta D_{ЦВД}}{\Delta D_{ЦВДнач}} = -\varphi \tau.$$

или

$$\Delta D_{ЦВД} = \Delta D_{ЦВДнач} \exp(-\varphi \tau). \quad (3-18a)$$

Кривая  $\Delta D_{ЦВД} = f(\tau)$  изображена на рис. 3-2 линией 2.

Для того чтобы подсчитать наброс нагрузки, помимо  $\Delta D_{ЦВД} = f(\tau)$  нужно знать также  $\Delta p_{my} = f(\tau)$  и  $\Delta D_{ЧСД} = f(\tau)$ . Из (3-12) имеем:

$$d\Delta p_{my} = \frac{1}{k_2} d\Delta D_{ЦВД}.$$

Подставляя значение  $\Delta D_{ЦВД}$  из (3-18a), получаем:

$$\Delta p_{my} = \frac{\Delta D_{ЦВДнач}}{k_2} \exp(-\varphi \tau). \quad (3-19)$$

Рассмотрим переходный процесс изменения пропуска пара через ЧСД при набросе паровой нагрузки, т. е. в зависимости от  $\Delta D_{ЦВД}$ . При набросе паровой нагрузки  $\Delta D_{ЦВД}$  из ЦВД выходит поток пара

$$\Delta D_{ЦВД}^{вх} = K_{рег}^{ЦВД} \Delta D_{ЦВД}. \quad (3-20)$$

Коэффициент  $K_{рег}^{ЦВД}$  учитывает отборы пара из ЦВД на регенерацию. При набросе паровой нагрузки давление пара в отборах возрастает и в отборы идут дополнительные потоки пара на уплотнение пара в паровых емкостях отборов [3-6]. Аналогичный процесс имеет место при набросе паровой нагрузки  $\Delta D_{ЦВД}$ . В соответствии с рис. 3-3 поток пара  $\Delta D_{ЦВД}^{вх}$  поступает в систему промежуточного перегрева с объемом  $V_{n.n}$ , где частично затрачивается на уплотнение пара, что связано с изменением его расхода  $\Delta D_1$  и лишь часть его  $\Delta D_{ЧСД}$  достигает ЧСД. В первый момент наброса  $\Delta D_{ЧСД} = 0$  и начальный подхват нагрузки получается лишь за счет прироста мощности ЦВД. Переходный процесс изменения пропуска пара через ЧСД описывается следующей системой уравнений:

$$1) \text{ уравнение заполнения емкости системы промежуточного перегрева пара} \\ V_{n.n} d\rho_{n.n} = \Delta D_1 d\tau, \quad (3-21)$$

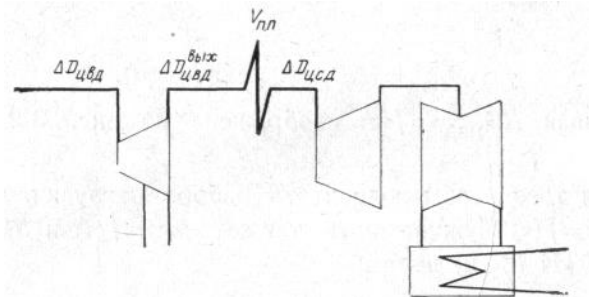


Рис. 3-3. Схема распределения потока пара,

где  $\rho_{n.n}$  - плотность пара в системе промежуточного перегрева.

2) уравнение состояния

$$d\rho_{n,n} = \frac{\rho_{n,n}^0}{p_{n,n}^0} dp_{n,n}, \quad (3-22)$$

где  $dp_{n,n}$  и  $dp_{n,n}^0$  - текущее и расчетное давления пара перед системой промежуточного перегрева.

Принятая линейная зависимость (3-22) является приближенной. Более точно:

$$\rho_1 = \rho_{1o} \left( \frac{p_1}{p_{1o}} \right)^{\frac{1}{n}},$$

где  $n$  - показатель политропы.

Подставляем  $d\rho_{n,n}$  из (3-22) в (3-21) и получаем:

$$V_{n,n} \frac{\rho_{n,n}^0}{p_{n,n}^0} dp_{n,n} = \Delta D_1 d\tau. \quad (3-23)$$

Обозначим

$$V_{n,n} \frac{\rho_{n,n}^0}{p_{n,n}^0} = a_{n,n}, \quad (3-23a)$$

тогда получим:

$$a_{n,n} dp_{n,n} = \Delta D_1 d\tau; \quad (3-23b)$$

3) уравнение пропускной способности ЧСД

$$D_{ЧСД} = D_{ЧСД}^0 \frac{p_{ЧСД}}{p_{ЧСД}^0}; \quad (3-24)$$

$$dD_{ЧСД} = \frac{D_{ЧСД}^0}{p_{ЧСД}^0} dp_{ЧСД} = a_{ЧСД} dp_{ЧСД}, \quad (3-24a)$$

где  $p_{ЧСД}$  и  $p_{ЧСД}^0$  - текущее и расчетное давление пара перед ЧСД;

4) уравнение расхода. Прирост потока пара после ЧВД идет на заполнение емкости  $V_{n,n}$  и на увеличение пропуска пара через ЧСД:

$$\Delta D_{ЧВД}^{60X} = \Delta D_1 + \Delta D_{ЧСД}; \quad (3-25)$$

$$d\Delta D_{ЧВД}^{60X} = d\Delta D_1 + d\Delta D_{ЧСД}; \quad (3-25a)$$

5) уравнение сопротивления промежуточного пароперегревателя

$$p_{n,n} = p_{ЧСД} + \delta p_{n,n}; \quad (3-26)$$

$$\delta p_{n,n} = \delta p_{n,n}^0 \frac{D_{ЧСД}}{D_{ЧСД}^0} = a_{mp} D_{ЧСД}. \quad (3-27)$$

Подставляем  $\delta p_{n,n}$  из (3-27) в (3-26):

$$p_{n,n} = p_{ЧСД} + a_{mp} D_{ЧСД};$$

$$dp_{n,n} = dp_{ЧСД} + a_{mp} dD_{ЧСД}; \quad (3-27a)$$

Решаем систему из пяти дифференциальных уравнений, описывающих переходный процесс. Подставляем  $dp_{n,n}$  из (3-27a) в (3-23b) и получаем:

$$a_{n,n} dp_{ЧСД} + a_{n,n} a_{mp} dD_{ЧСД} = \Delta D_1 d\tau. \quad (3-27b)$$

В (3-27b) подставляем  $d\Delta D_{ЧСД}$  из (3-24a):

$$a_{n,n} dp_{ЧСД} + a_{n,n} a_{mp} a_{ЧСД} dp_{ЧСД} = \Delta D_1 d\tau.$$

или

$$(a_{n,n} + a_{n,n} a_{mp} a_{чсд}) dp_{чсд} = \Delta D_1 d\tau.$$

Обозначим  $A_{чсд} = (a_{n,n} + a_{n,n} a_{mp} a_{чсд})$  и получим

$$A_{чсд} dp_{чсд} = \Delta D_1 d\tau.$$

Подставим значение  $\Delta D_1 = \Delta D_{цвд}^{вх} - \Delta D_{чсд}$  из (3-25) и с учетом (3-20) получим:

$$A_{чсд} \Delta D_1 = k_{рег} \Delta D_{цвд} - a_{чсд} \Delta p_{чсд} d\tau.$$

Подставляем выражение для  $\Delta D_{цвд}$  для I этапа наброса нагрузки из (3-18а) и получаем

$$A_{чсд} d\Delta D_1 = k_{рег} \Delta D_{цвднач} e^{-\varphi\tau} d\tau - a_{чсд} \Delta p_{чсд} d\tau$$

или

$$\frac{d\Delta p_{чсд}}{d\tau} = \frac{k_{рег} \Delta D_{цвднач}}{A_{чсд}} e^{-\tau/T} - \frac{a_{чсд}}{A_{чсд}} \Delta p_{чсд}, \quad (3-28)$$

где  $T=1/\varphi$ .

Дифференциальное уравнение (3-28) приводим к табличному виду:

$$\frac{dy}{dx} = py + Ae^{kx}, \quad (3-28a)$$

где

$$k = -1/T = \varphi; x = \tau; y = \Delta p_{чсд};$$

$$A = \frac{k_{рег} \Delta D_{цвднач}}{A_{чсд}}; p = -\frac{a_{чсд}}{A_{чсд}}.$$

Решением уравнения (3-28а) является выражение

$$y = \frac{A}{k - p} e^{kx} + Ce^{px}.$$

После подстановки значений  $x, y, k, p, A$  имеем:

$$\Delta p_{чсд} = \frac{k_{рег} \Delta D_{цвднач}}{A_{чсд} \left( \frac{a_{чсд}}{A_{чсд}} - \frac{1}{T} \right)} e^{-\frac{\tau}{T}} + Ce^{-\frac{a_{чсд}}{A_{чсд}} \tau}.$$

При  $\tau = 0$  и  $\Delta p_{чсд} = 0$  получаем:

$$C = \frac{k_{рег} \Delta D_{цвднач}}{A_{чсд} \left( \frac{a_{чсд}}{A_{чсд}} - \frac{1}{T} \right)};$$

$$\Delta D_{чсд} = a_{чсд} \Delta p_{чсд} = C_1 e^{-\frac{\tau}{T}} + C_1 e^{-\frac{\tau}{T_1}}, \quad (3-29)$$

где  $C_1 = a_{чсд} C, T_1 = A^{чсд} / a_{чсд}$ .

Уравнение (3-29) показывает, что  $\Delta D_{чсд}$  изменяется по экспоненте. Это соответственно влияет на наброс электрической нагрузки (показана на рис. 3-2 линией 1 в относительном выражении).

Рассмотрим переходный процесс наброса нагрузки на II этапе, когда паропроизводительность котла растет прямолинейно во времени  $\omega t$ . При этом за счет аккумулирующей способности котла покрывается лишь часть наброса

паровой нагрузки  $\Delta D_{цвд} - \omega(\tau - \tau_{зан})$ . Тогда уравнение аккумулирующей способности на II этапе наброса записывается в виде

$$d\Delta p_{\kappa} = -\frac{\Delta D_{цвд} - \omega(\tau - \tau_{зан})}{\Delta D_{ак}} d\tau. \quad (3-30)$$

Подставляем  $d\Delta p_{\kappa}$  из (3-30) в (3-15) и далее  $d\Delta p_{my}$  в (3-12), получаем:

$$d\Delta D_{цвд} = -\frac{k_2}{\Delta D_{ак}} \Delta D_{цвд} d\tau + \frac{k_2 \omega}{\Delta D_{ак}} \tau d\tau - \frac{k_2 \omega \tau_{зан}}{\Delta D_{ак}} d\tau - \frac{k_2 2\Delta p_{тр.макс}}{D_{макс}} d\Delta D_{цвд}.$$

После преобразований имеем:

$$d\Delta D_{цвд} = -\frac{k'_2}{1+k_3} \Delta D_{цвд} d\tau + \frac{k'_2 \omega \tau d\tau}{1+k_3} - \frac{k'_2 \omega \tau_{зан}}{1+k_3} d\tau. \quad (3-31)$$

Обозначаем:

$$\begin{aligned} \Delta D_{цвд} &= y; \tau = x; \\ p &= -\frac{k'_2}{1+k_3}; A = -\frac{k'_2 \omega \tau_{зан}}{1+k_3} = p \omega \tau_{зан}; \\ l &= -\frac{k'_2}{1+k_3} \omega = -p \omega. \end{aligned}$$

В результате имеем:

$$\frac{dy}{dx} = A + py + lx. \quad (3-31a)$$

После дифференцирования получаем:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = l + p \frac{dy}{dx}.$$

Обозначив  $\frac{dy}{dx} = z$ , имеем:

$$\frac{dz}{dz} = l + pz. \quad (3-31б)$$

Решение этого уравнения:

$$z = -\frac{1}{p} + C_0 e^{px}. \quad (3-31в)$$

Определим постоянную  $C_0$ . При  $x = \tau = \tau_{зан}$ ;  $y = \Delta D_{цвд}$ . Из (3-31) получаем:

$$z_1 = A + p\Delta D_{цвд} + l\tau_{зан}.$$

Подставляем  $z_1$  в (3-31в) и получаем:

$$C_0 = \frac{\left( A + p\Delta D_{цвд} + l\tau_{зан} + \frac{l}{p} \right)}{e^{p\tau_{зан}}}. \quad (3-32)$$

Подставляем значение  $z$  из (3-31в) в (3-31а):

$$-\frac{l}{p} + C_0 e^{p\tau} = A + p\Delta D_{цвд} + l\tau$$

и далее

$$\Delta D_{цвд} = -\frac{l}{p^2} + \frac{1}{p} C_0 e^{p\tau} - \frac{A}{p} - \frac{l}{p} \tau$$

или

$$\Delta D_{цвд} = -\left(\frac{l}{p^2} - \frac{A}{p}\right) - \frac{l}{p}\tau + \frac{C_0}{p}e^{p\tau}.$$

Подставляем  $l = -p\omega$ ;  $A = p\omega\tau_{зан}$ :

$$\Delta D_{цвд} = \omega\left(\frac{l}{p^2} - \tau_{зан}\right) + \omega\tau + \frac{C_0}{p}(1+k_3)e^{p\tau}$$

и после преобразований

$$\Delta D_{цвд} = \omega\tau - \omega\left(\frac{1+k_3}{k'_2} - \tau_{зан}\right) - \frac{C_0}{k'_2}(1+k_3)e^{\frac{\tau}{T}},$$

где  $T = -1/p$ .

II этап наброса заканчивается при пересечении на рис. 3-2 линии  $2\left(\frac{\Delta D_{цвд}}{D_{ном}}\right)$  линией 4 ( $\omega\tau$ ), т. е. в момент, когда весь наброс паровой нагрузки покрывается за счет роста паропроизводительности котла. После этого начинается восстановление давления пара перед турбиной.

Как видно, переходные процессы описываются экспоненциальными зависимостями, расчет по которым для различных значений достаточно громоздок. Еще более громоздким оказывается расчет  $\Delta N$ . Поэтому численные расчеты предпочтительнее выполнять с помощью ЭВМ.

### 3-3. АККУМУЛИРУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ КОТЛОВ

Выше при рассмотрении переходных процессов в пароводяном тракте уже применялось понятие аккумулирующей способности котлов. Поскольку нас интересует численное значение этой величины для различных типов котлов, рассмотрим методы ее определения [3-5, 3-7, 3-8].

Аккумулирующая способность котла  $\Delta D_{ак}$  складывается из аккумулирующих способностей водяного и парового объемов, а также металла поверхностей нагрева. Соответственно рассчитать аккумулирующую способность котла можно по следующей формуле:

$$\Delta D_{ак} = \frac{0,75V_m\rho_m c_m \Delta t_a + V_g\rho_g c_g \Delta t_n}{r} + V_n \Delta \rho_n, \quad (3-33)$$

где  $r$  - теплота парообразования, кДж/кг;  $c_m, c_g$  - теплоемкости металла и воды, кДж/(кг°C);  $\Delta t_n$  - изменение температуры насыщения воды при изменении давления на один МПа, °C/МПа;  $\rho_m, \rho_n, \rho_g$  - плотность металла, пара и воды, кг/м³;  $V_m, V_g, V_n$  - объемы металла, водяной и паровой, м³.

Как видно из (3-33), для расчета  $\Delta D_{ак}$  надо определить значения  $V_m, V_g, V_n$ , что может быть сделано на основе данных теплового и гидродинамического расчетов и геометрических размеров элементов котлов.

При подсчете  $V_g, V_n$  учитывается объем, занимаемый паром: в кипящих трубах, по которым движется пароводяная смесь.

Доля сечения трубы, занимаемого паром  $\varphi = \frac{f_n}{f}$ , может быть определена по результатам расчета циркуляции котла.

Паровой объем зависит от нагрузки котла и от давления пара:

$$V_n = V_n^0 \left(\frac{D}{D_0}\right)^{0,68} \left(\frac{\rho_n^c}{\rho_n}\right)^{0,5}. \quad (3-34)$$

В качестве примера ниже приведены расчетные данные для определения  $V_m, V_g, V_n, \rho_m$  барабанного котла ТП-100:

Полный объем трубной системы и барабана котла, м³.....	169
Объем воды в барабане, опускных трубах и нижних коллекторах, м³.....	75
Объем воды в экранных трубах до точки закипания, м³.....	20
Объем труб и коллекторов с пароводяной смесью (без барабана), м³.....	46

Кратность циркуляции при паропроизводительности 640 т/ч.....	6,48
Объем воды в паросодержащей части трубной системы, м³.....	21,5
Полный объем воды, м³:	
в трубной системе и в барабане.....	116,5
пара.....	52,7
Масса барабана, т.....	113
Активная часть металла, т.....	360

Для прямоточных котлов на докритическое давление  $V_g$  - объем воды в испарительной части, м³;  $V_n$  - объем пара в испарительной части, м³.

Паровой объем определяется как

$$V_n = \int_0^{l_{исп}} \phi F dx, \quad (3-35)$$

где  $\phi$  - объемное паросодержание (доля сечения, занятого паром);  $F$  - площадь поперечного сечения параллельно включенных труб испарительной части;  $l_{исп}$  - длина параллельно включенных труб испарительной части.

Таблица 3-1

Показатели	Марки котлов								
	ТП-230	ТП-100	ТГМ-96	ПК-33	ПК-47	ПК-39	ПК-41	П-50	ТПП-100
Давление пара, МПа	9,9	13,7	13,7	13,7	13,7	25	25	25	25
Паропроизводительность, кг/с	64	178	134	178	178	263	263	263	263
Аккумулирующая способность котлов, кг/МПа	1580	3700	2570	1540	815	1470	1080	910	1100

Интегрирование (3-35) дает [3-8]:

$$V_n = \frac{F \rho_g l_{исп}}{\rho_g - \rho_n} - \frac{D F \rho_g \rho_n r}{q(\rho_g - \rho_n)} \ln \left[ 1 - \frac{(\rho_g - \rho_n) q l_{исп}}{\rho_n r D} \right], \quad (3-36)$$

где  $D$  - паропроизводительность котла;  $q$  - средняя тепловая нагрузка испарительной части.

В табл. 3-1 приведены данные об аккумулялирующей способности различных типов котлов. Для котлов на закритическое давление аккумулялирующая способность определена по экспериментальным данным [3-7], поскольку формула (3-33) непригодна для закритического давления, при котором  $\gamma = 0$ .

Из табл. 3-2 видно, что аккумулялирующая способность при паде-ещ давления, равном одному проценту от давления пара за котлом, одного порядка для котлов различной производительности и на различное давление пара превосходит секундную паропроизводительность.

### 3-4. ПОКАЗАТЕЛИ МОБИЛЬНОСТИ БЛОКОВ 200 и 300 МВт

Из рис. 3-2 видно, что подхват нагрузки характеризуется несколькими показателями:

начальным подхватом  $\Delta N_{нач}$ ;

максимальным подхватом  $\Delta N_{макс}$ ;

временем до максимального подхвата  $\tau_{макс}$ ;

конечным подхватом  $\Delta N_k$  в момент максимального падения давления  $\Delta p_{макс}$ .

Расчет этих показателей с помощью ЭВМ и обработка результатов расчетов с применением регрессионного анализа позволили дать зависимость показателей мобильности от некоторых определяющих факторов [3-7]. Для блоков 200 МВт получены следующие зависимости от  $D_{нач}$  и начального наброса паровой нагрузки  $\Delta D_{нач}$

блок К-200-130 + ТП-100:

$$\frac{\Delta N_{нач}}{\Delta N_{ном}} = -0,002 + 0,4771x_2 - 0,1931x_1^2 + 0,2693x_2^2;$$

$$\frac{\Delta N_{\text{макс}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = -0,0033 + 1,254x_2 - 0,4174x_1^2 + 0,7265x_2^2;$$

блок К-200-130 + ПК-33:

$$\frac{\Delta N_{\text{нач}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = -0,0031 + 1,254x_2 - 0,6595x_1x_2.$$

Для приведенных полиномов принято:

$$x_1 = \frac{D_{\text{нач}}}{D_{\text{макс}}}; x_2 = \frac{\Delta D_{\text{нач}}}{D_{\text{макс}}}.$$

Максимальное скачкообразное ' изменение нагрузки  $\Delta D_{\text{нач}}$  лимитируется допустимой скоростью и падением давления за котлом и перед турбиной.

Для блоков 300 МВт получены следующие зависимости:

$$\frac{\Delta N_{\text{нач}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = -0,06052 + 0,007756x_1 + 0,02504x_2 - 0,003826x_1x_2 - 0,002567x_2^2;$$

$$\frac{\Delta N_{\text{макс}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = -0,1754 + 0,0043x_1 + 0,01569x_2 + 0,06577x_3 - 0,00716x_2x_3 - 0,00427x_3^2.$$

В этих зависимостях

$$x_1 = \frac{\Delta D_{\text{ак}} - 120}{17,82}; x_2 = \frac{D_{\text{нач}} - 150}{17,82}; x_3 = \frac{\Delta D_{\text{рег}} - 60}{23,4}.$$

С учетом ограничений максимальный и вращающийся резерв, который может быть использован для подхвата нагрузки, составляет 20-30%  $N_{\text{ном}}$ . При этих условиях подхват нагрузки при резком открытии клапанов составит:

для К-200-130 + ПК-33:

$$\frac{\Delta N_{\text{нач}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = 2,5 \div 3\%; \quad \frac{\Delta N_{\text{макс}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = 7 \div 10\%;$$

для К-300-240 + ТПП-110:

$$\frac{\Delta N_{\text{нач}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = 5 \div 8\%; \quad \frac{\Delta N_{\text{макс}}}{\Delta N_{\text{ном}}} = 15 \div 18\%.$$

Возможно некоторое повышение мобильности за счет использования «внутренних ресурсов» турбины. Одним из методов является отключение ПНД по водяной стороне, что приводит к быстрому увеличению потока пара в конденсатор и соответствующему возрастанию мощности [3-3]. Подобные мероприятия, однако, могут иметь лишь вспомогательный характер ввиду ограниченного повышения мощности.

## ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

### РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ

#### 4-1. ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ

Основная задача ТЭЦ - обеспечение надежной подачи потребителям пара заданных параметров и горячей воды при заданных температуре и расходе. Поскольку ТЭЦ при работе в режимах с отборами имеют наименьший удельный расход топлива, при покрытии электрического графика нагрузки они должны занимать его базовую часть и, следовательно, их участие в регулировании мощности большей частью ограничено. В то же время ТЭЦ, имеющие преобладающую отопительную нагрузку, в летнее время часто

привлекаются к работе преимущественно по конденсационному режиму и потому в этот период участвуют в регулировании мощности в системе.

Привлечение ТЭЦ к регулированию электрической мощности как в часы пик за счет сокращения теплофикационного отбора и увеличения конденсационной мощности, так и в часы провала нагрузки за счет разгрузки турбин является вынужденным мероприятием, имеющим следствием значительный перерасход топлива на ТЭЦ и в энергосистеме в целом.

Выше уже отмечен сезонный характер режимов работы ТЭЦ, которые в летний период разгружаются по отборам и соответственно по свежему пару, в результате чего часть котлов высвобождается и выводится в резерв или в ремонт. Топливоснабжение ряда ТЭЦ также носит сезонный характер: уголь и мазут - зимой, природный газ - летом. Работа котлов на газе снижает их минимальную допустимую нагрузку и облегчает возможность маневрирования при сниженной нагрузке летом как числом работающих парогенераторов, так и их разгрузкой.

Большинство ТЭЦ имеет неблочную схему при отсутствии промежуточного перегрева пара, что сказывается как на конструкциях котлов ТЭЦ, так и на режимах их работы. Неблочная схема позволяет выводить часть котлов в резерв при снижении потребления свежего пара турбинами подобно тому, как это было описано выше (гл. 2) для неблочных КЭС.

На ТЭЦ с начальным давлением пара 12,75 МПа применяются исключительно барабанные котлы с непрерывной продувкой котловой воды.

Применение на отопительных ТЭЦ энергоблоков на закритическое давление пара с прямоточными котлами и турбинами Т-250-240 приводит к изменению режимов работы ТЭЦ в сторону приближения их к режимам блочных КЭС.

На некоторых новых ТЭЦ с турбинами Т-100-130 и с котлами, работающими на газомазутном топливе, был осуществлен переход к блочной схеме, что приблизило режимы работы котлов к условиям блочной КЭС.

На значительном числе ТЭЦ система водоснабжения оборотная, с градирнями. Работа системы водоснабжения на ТЭЦ также носит сезонный характер. В зимнее время паровая нагрузка конденсаторов отопительных ТЭЦ резко сокращается. При работе турбин Т-100-130 в режиме трехступенчатого подогрева конденсаторы охлаждаются сетевой водой и циркуляция охлаждающей воды уменьшается столь значительно, что часть градирен приходится выводить в резерв и принимать меры против замораживания действующих градирен.

В летний период паровая нагрузка конденсаторов таких ТЭЦ увеличивается и возникают трудности с поддержанием достаточно глубокого вакуума, что обусловлено повышенной температурой воды, охлаждаемой в градирнях, а также, как правило, недостаточной производительностью градирен. При повышении температуры охлаждающей воды сверх 33°C приходится снижать паровую нагрузку конденсаторов.

Для поддержания нормального вакуума необходима обеспечивать чистоту конденсаторов.

К особенностям ТЭЦ относится наличие дополнительного по сравнению с

КЭС оборудования водоподогревательных установок: сетевых подогревателей, сетевых насосов, пиковых водогрейных котлов.

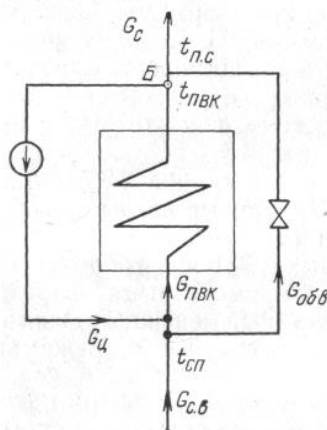


Рис. 4-1ю Схеме рециркуляции сетевой воды для водогрейного котла.

При работе турбин в теплофикационных режимах выработка электроэнергии на тепловом потреблении определяется в основном давлением пара в теплофикационных отборах, которое зависит от режима тепловой нагрузки и от чистоты поверхностей нагрева сетевых подогревателей.

В тех случаях, когда пиковые водогрейные котлы обычно работают на сернистом мазуте, они подвержены низкотемпературной коррозии, для предотвращения которой необходимо, чтобы температура сетевой воды на входе в водогрейный котел при всех режимах, была выше  $105^{\circ}\text{C}$  [4-1]. Такая же температура необходима для того, чтобы пиковые котлы могли развивать расчетную тепловую мощность.

Поскольку температура сетевой воды после сетевых подогревателей при многих длительных режимах оказывается ниже  $105^{\circ}\text{C}$ , предусмотрена схема рециркуляции сетевой воды, показанная на рис. 4-1.

К пиковому водогрейному котлу подводится сетевая вода  $G_{пвк}$  при постоянной температуре  $105^{\circ}\text{C}$ . В то же время из сетевой подогревательной установки в подающую тепловую сеть направляется расход сетевой воды  $G_{с.в}$  при температуре  $t_{сп}$ , которые определяются режимом тепловой нагрузки. Для того чтобы посредством рециркуляции сетевой воды с расходом  $G_{ц}$  обеспечить на входе в водогрейный котел для всех режимов  $105^{\circ}\text{C}$ , надо поддерживать за водогрейным котлом температуру  $t_{пвк} > 105^{\circ}\text{C}$ . Поэтому в диапазоне режимов, в которых температура сетевой воды в подающей линии  $t_{н.с} < 105^{\circ}\text{C}$ , необходимо, чтобы  $t_{пвк} > t_{н.с}$ .

Температура и расход сетевой воды в подающей линии  $t_{н.с}$  и  $G_{с.в}$  достигаются за счет перепуска части сетевой воды  $G_{обв}$  по обводной линии.

Система рециркуляции требует системы регулирования величин  $G_{ц}$ ,  $G_{обв}$ ,  $t_{пвк}$ . Найдем зависимость  $G_{ц}$ ,  $t_{пвк}$ ,  $G_{обв}$  от режимов тепловой нагрузки, т. е. от параметров  $G_{с.в}$ ,  $t_{н.с}$ ,  $t_{сп}$ ,  $G_{пвк}$ . При этом принимаем расход сетевой воды через водогрейный котел постоянным:  $G_{пвк} = \text{const}$ .

Уравнение материального (массового) баланса:

$$G_{с.в} = G_{пвк} - G_{ц} + G_{обв}. \quad (4-1)$$

Уравнение теплового баланса для точки А (см. рис. 4-1):

$$(G_{c.в} - G_{ПВК})t_{СП} + G_{ц}t_{ПВК} = G_{ПВК} \cdot 105; \quad (4-2)$$

то же для точки Б:

$$(G_{ПВК} - G_{ц})t_{ПВК} + G_{обв}t_{СП} = G_{c.в}t_{n.c}. \quad (4-3)$$

Решая систему трех уравнений (4-1), (4-2), (4-3), находим значения  $G_{ц}$ ,  $G_{обв}$ ,  $t_{ПВК}$ :

$$t_{ПВК} = 105 + (t_{n.c} - t_{СП}) \frac{G_{c.в}}{G_{ПВК}}; \quad (4-4)$$

$$G_{ц} = \frac{G_{ПВК}(105 - t_{СП})}{t_{ПВК} - t_{СП}}; \quad (4-5)$$

$$G_{обв} = G_{ц} - G_{ПВК} + G_{c.в}. \quad (4-6)$$

Имея значения  $G_{c.в}$ ,  $t_{n.c}$ ,  $t_{СП}$  для различных режимов, которые поддерживаются постоянным, можно последовательно подсчитать  $t_{ПВК}$ ,  $G_{ц}$ ,  $G_{обв}$ .

На рис. 4-2 в качестве примера приведен температурный график сетевой воды и график тепловой нагрузки  $Q_c$  для сетевой подогревательной установки к турбине Т-100-130 с водогрейным котлом ПТВМ-180. На рис. 4-2 построен график величины  $t_{ПВК}$ , подсчитанный по приведенным выше формулам при температуре сетевой воды на входе в водогрейный котел  $105^\circ\text{C}$ , если принять постоянной температуру сетевой воды после водогрейного котла и равной максимальной, т. е.  $t_{n.c} = 150^\circ\text{C} = \text{const}$ , то расход воды по линии рециркуляции сократится, но расход сетевой воды через водогрейный котел  $G_{ПВК}$  будет переменным.

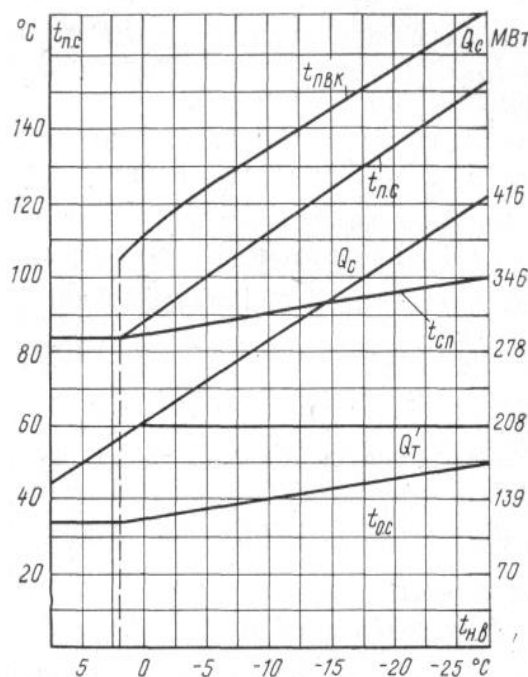


Рис. 4-2. Температурный график и график тепловой нагрузки для сетевой подогревательной установки к турбине Т-100-130 с водогрейным котлом ПТВМ-180 при рециркуляции сетевой воды.  $Q'_т$  — тепловая нагрузка теплофикационных отборов;  $t_{с.п}$  — температура сетевой воды в обратной линии.

Большие трудности в работе водогрейных котлов создают нарушения водного режима тепловой сети (подпитка сырой водой).

## 4-2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ С ПРОМЫШЛЕННЫМ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА И КОНДЕНСАЦИЕЙ

Многообразные режимы турбины с промышленным и теплофикационным отборами определяются, как правило, режимами тепловой нагрузки. Последняя характеризуется четырьмя параметрами: расходами пара в промышленный и теплофикационный отборы  $D_n$  и  $D_m$  и уровнями давлений этих отборов  $p_n$  и  $p_m$ . Если при этом электрическая мощность однозначно определяется режимом тепловой нагрузки, такой режим относится к режимам работы по тепловому графику. Если при данном режиме тепловой нагрузки имеется возможность варьировать электрическую мощность турбины в некотором диапазоне за счет пропуска пара в конденсатор, такой режим относится к режимам работы по электрическому графику.

Технически режим работы турбины по тепловому графику осуществляется при закрытой поворотной диафрагме, пропускающей в часть низкого давления вентиляционный расход пара. При полностью закрытой диафрагме расход пара в ЧНД, осуществляемый через зазоры диафрагмы, пропорционален давлению теплофикационного отбора и однозначно им определяется. Поскольку замыкающий поток пара в турбине  $D_{\text{ЧНД}}$  определяется режимом тепловой нагрузки, то и все потоки пара, включая и расход пара на турбину  $D$ , однозначно определяются заданным режимом тепловой нагрузки:

$$D_{\text{ЧСД}}^{\text{бвх}} = D_{\text{ЧНД}}^{\text{мин}} + D_m; D_{\text{ЧСД}} = f(D_{\text{ЧСД}}^{\text{бвх}}, p_m);$$

$$D_{\text{ЧСД}}^{\text{бвх}} = D_{\text{ЧСД}} + D_n + D_d + D_{\text{П5}};$$

$$D = f(D_{\text{ЧСД}}^{\text{бвх}}, p_n);$$

Все обозначения приняты в соответствии со схемой турбины ПТ-60-130/13, приведенной на рис. 4-3.

Таким образом, для режимов с минимальным пропуском пара в конденсатор, являющихся режимами работы по тепловому графику, имеем:

$$D = \psi(D_n, p_n, D_m, p_m); \quad (4-7)$$

$$N_g = \varphi(D_n, p_n, D_m, p_m). \quad (4-8)$$

Режимы работы по тепловому графику можно классифицировать на режимы с одним теплофикационным отбором и режимы с двумя отборами - промышленным и теплофикационным. Для последних при заданном расходе одного из отборов предельное значение другого отбора определяется максимальным расходом пара на турбину. Если задан расход одного отбора и мощность, то максимально возможный расход другого отбора оказывается однозначно определенным; при этом имеется в виду, что давления отборов также заданы.

Допустим, заданы значения  $N_g, D_n, p_n, p_m$ . В этом случае  $D_{\text{ЧНД}}^{\text{мин}} = f(p_m)$ . Задаемся рядом значений  $D_m$  и для каждого из них можем определить  $D$  и  $N_g$ , т. е. для заданного режима получить зависимость  $N_g = f(D_m)$ . Тогда по заданному значению  $N_g$  получим максимально возможное значение  $D_m$ . Эта же

задача решается и с помощью диаграммы режимов для турбины ПТ-60-130, в нижнем квадранте которой нанесена сетка линий постоянных максимально возможных отборов  $D_n$  в зависимости от  $D_m$  и  $N_g$  при номинальных давлениях регулируемых отборов 1,27 и 0,118 МПа (13 и 1,2 кгс/см<sup>2</sup>). При использовании диаграммы режимов нужно внести поправки к мощности на отклонения давлений отборов от их номинальных значений.

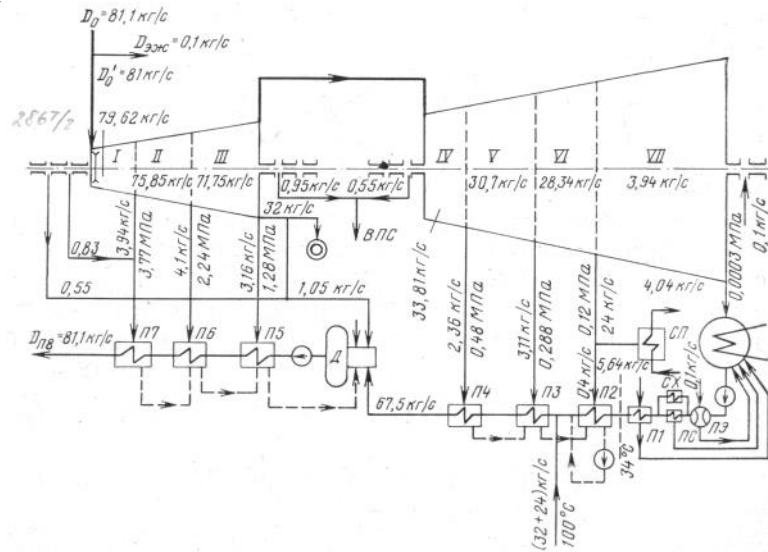


Рис. 4-3. Расчетная схема турбины ПТ-60/13-130.

Преимущественно в летнее время применяются режимы с нагрузкой обоих регулируемых отборов и работой по электрическому графику. При таких режимах поворотная диафрагма приоткрыта и расход пара в ЧНД больше минимального.

Если задаться значением  $D_{\text{ЧНД}}$ , то по заданному режиму тепловой нагрузки можно найти расход пара на турбину  $D$  и мощность  $N_g$ .

Для этих режимов:

$$D = f(D_n, p_n, D_m, p_m, D_{\text{ЧНД}}); \quad (4-9)$$

$$N_g = f'(D_n, p_n, D_m, p_m, D_{\text{ЧНД}}); \quad (4-10)$$

$$Q_g = f''(D_n, p_n, D_m, p_m, D_{\text{ЧНД}}). \quad (4-11)$$

Иначе можно записать:

$$Q_g = f'''(D_n, p_n, D_m, p_m, N_g). \quad (4-12)$$

При полном открытии поворотной диафрагмы действуют режимы с нерегулируемым давлением теплофикационного отбора, значение которого однозначно определяется  $D_{\text{ЧНД}}$ .

При полностью открытых регулирующих клапанах, установленных перед ЧСД, получают режимы с нерегулируемым давлением промышленного отбора; это давление однозначно определяется расходом пара через ЧСД. Режимы с установлением «естественного» давления в промышленном отборе имеют место при малых или нулевых промышленных отборах и значительных теплофикационных отборах. В гл. 5 описывается испытание турбины ПТ-60-130/13, работающей с использованием только одного теплофикационного отбора.

Любой из перечисленных режимов может быть рассчитан по методике,

рассмотренной детально в гл. 1 для конденсационных турбин. При расчете режимов теплофикационных турбин с регулируемыми отборами пересчет давлений нерегулируемых отборов следует вести по формуле Флюгеля; при этом для отборов ЧВД противодавлением является давление промышленного отбора, для отборов ЧСД - давление теплофикационного отбора.

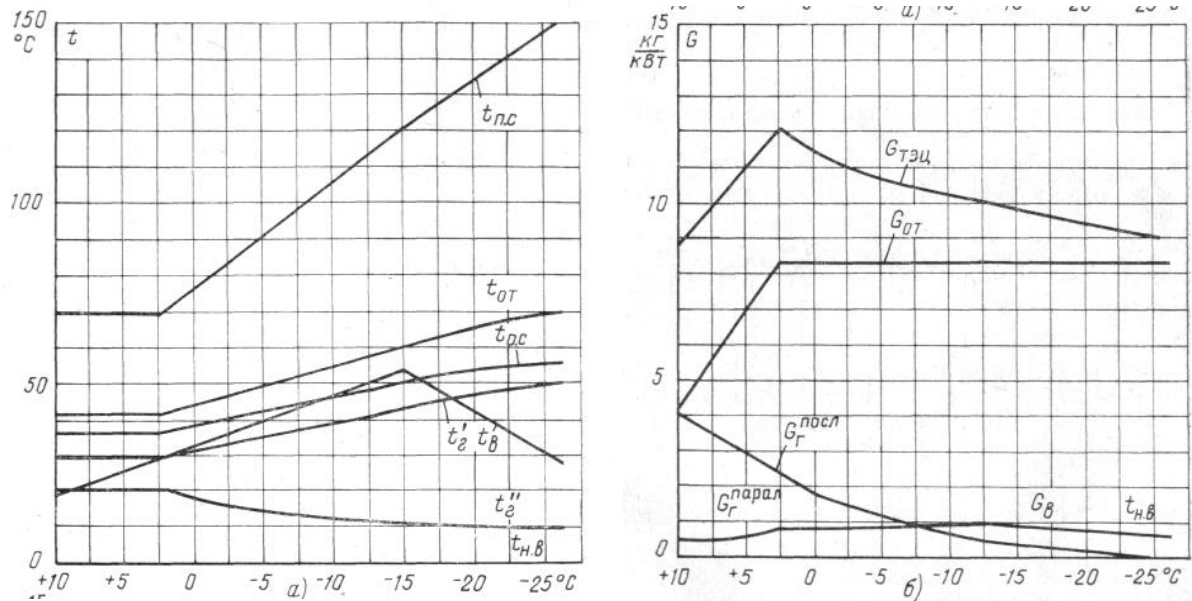


Рис. 4-4. Температурный и расходный графики к закрытой системе теплоснабжения.

а - температурные графики:  $t_{п.с}$  - температура сетевой воды в подающей магистрали;  $t_{о.с}$  - температура сетевой воды в обратной магистрали;  $t_{от}$  - температура сетевой воды в обратной магистрали при чисто отопительной нагрузке;  $t_8$  - температура сетевой воды после калориферов;  $t'_2, t''_2$  - температура сетевой воды после подогревателей горячего водоснабжения, включенных по последовательной (85%) и параллельной (15%) схемам; б - расходные графики:  $G_{ТЭЦ}, G_8, G_{рсл}, G_{рпарал}$  - соответственно суммарный расход сетевой воды на ТЭЦ, расходы сетевой воды на вентиляцию и горячее водоснабжение при последовательной и параллельной схемах присоединения теплообменников горячего водоснабжения ( $Q_{от} = 78\%$ ;  $Q_{рсл} = 11\%$ ;  $Q_8 = 8\%$ ).

В настоящее время широко применяются новые типы турбин: ПТ-80/100-130 производства Ленинградского» металлического завода (ЛМЗ) и ПТ-135/165-130/15 производства Уральского турбомоторного завода (УТМЗ). Особенности этих турбин являются:

- 1) наличие двух теплофикационных отборов, обеспечивающих возможность двухступенчатого подогрева сетевой воды;
- 2) расчет ЦНД на максимальный пропуск пара при максимальном пропуске в ЧВД турбины, что обуславливает максимальную мощность при конденсационном режиме.

Таким образом, данные типы турбин по сравнению с турбинами типа ПТ-60-130/13 и Т-100-130 характеризуются большим многообразием режимов работы.

### 4-3. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЭЦ

*Общие положения.* Режимы работы ТЭЦ и показатели их тепловой экономичности определяются графиками тепловых нагрузок, расходов и температур воды в теплосети. На рис. 4-4 и 4-5 приведены характерные для условий Москвы температурный и расходный графики, а также график

отопительной нагрузки по продолжительности [4-2-4-4]. Отпуск тепла, температуры сетевой воды в прямой и обратной магистралях и расход воды определяются температурой наружного воздуха, соотношением нагрузок отопления, горячего водоснабжения и вентиляции и схемой присоединения нагрузки горячего водоснабжения.

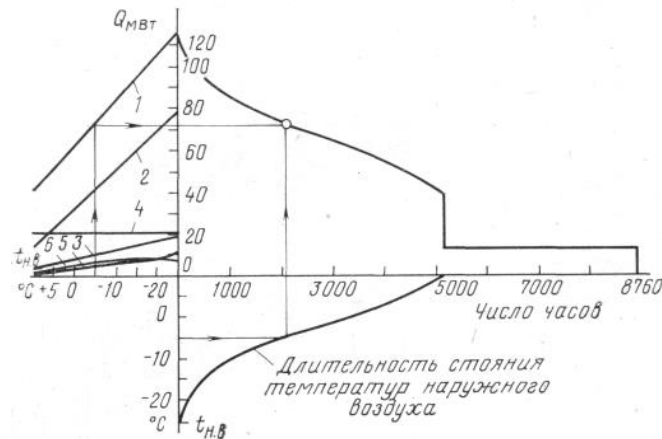


Рис. 4-5. Графики тепловых нагрузок при расчетной суммарной нагрузке 120 МВт.

1 - суммарная тепловая нагрузка; 2,3 - отопительная нагрузка жилищно-коммунальных и промышленных зданий; 4 - нагрузка горячего водоснабжения; 5 - тепловые потери; 6 - вентиляционная нагрузка.

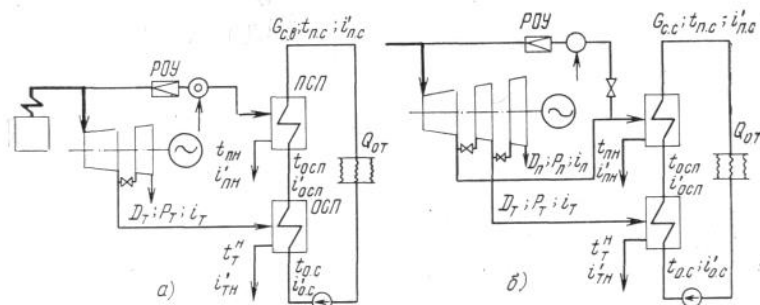


Рис. 4-6. Схема подогрева сетевой воды на ТЭЦ с турбинами с одним теплофикационным отбором пара.

а - с подачей пара на пиковые сетевые подогреватели от РОУ энергетических котлов и турбинами типа Т; б - с подачей пара из промышленного отбора турбины типа ПТ.

Как видно из рис. 4-5, тепловая нагрузка в течение года неравномерна: максимальна в зимний период при расчетной минимальной температуре наружного воздуха и минимальна в летний период при отключенной нагрузке отопления.

Отпуск тепла с ТЭЦ в соответствии с приведенными графиками обеспечивается за счет отборов теплофикационных турбин с подогревом сетевой воды в основных сетевых подогревателях и пиковыми источниками тепла - с подогревом сетевой воды до расчетной температуры в пиковых сетевых подогревателях паром от РОУ энергетических котлов или из промышленных отборов турбин 0,685-1,275 МПа или в пиковых водогрейных котлах.

Рассмотрим основные схемы подогрева сетевой воды, широко применяемые на современных ТЭЦ.

*Режимы работы ТЭЦ с турбинами с одним теплофикационным отбором.* На рис. 4-6 представлена схема подогрева сетевой воды на ТЭЦ с турбинами типа Т (Т-25-90) и ПТ (ПТ-60-90/13, ПТ-60-130/13), имеющими один теплофикационный отбор при давлении  $p_m = 0,0685-0,245$  МПа. Подогрев сетевой воды осуществляется в основных сетевых подогревателях (ОСП) паром теплофикационного отбора и в пиковых сетевых подогревателях (ПСП) редуцированным паром энергетических парогенераторов (схема а) или паром промышленного отбора (схема б).

Расчет режимов работы турбоустановки начинается с расчета сетевой установки. При этом заданными

являются (рис. 4-4, 4-5)  $Q_c$  - тепловая нагрузка по сетевой воде;  $t_{n.c}, t_{oc}$  - температура воды в прямой и обратной магистралях;  $G_{c.в}$  - расход сетевой воды.

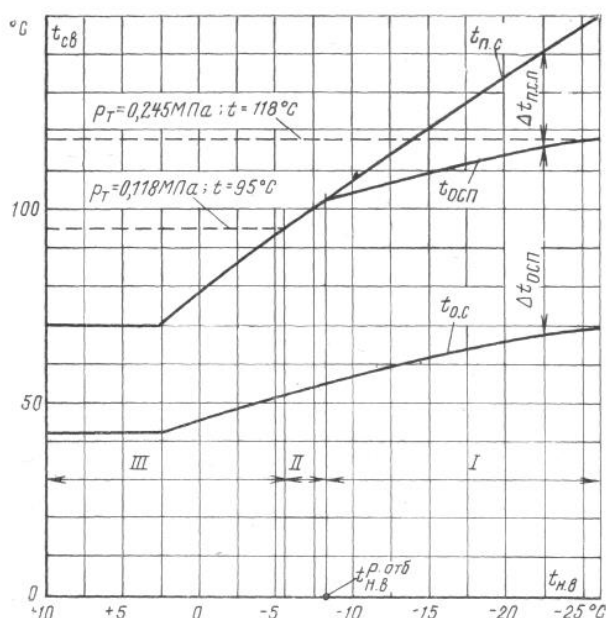


Рис. 4-7. Температурный график отпуски тепла от ТЭЦ с одним регулируемым отбором пара.

Отопительная нагрузка, тепловые нагрузки основного и пикового подогревателей определяются выражениями:

$$Q_c = G_{c.в} (i'_{n.c} - i'_{o.c}); \quad (4-13)$$

$$Q_{осп} = D_m (i'_m - i'_{тн}) \eta_n = G_{c.в} (i'_{осп} - i'_{o.c}); \quad (4-14)$$

$$Q_{лсп} = D_n (i'_n - i'_{пн}) \eta_n = G_{c.в} (i'_{n.c} - i'_{осп}); \quad (4-15)$$

При каскадном сливе конденсата греющего пара из пикового подогревателя в основной тепловая нагрузка основного подогревателя определяется выражением

$$Q_{осп} = [D_m (i'_m - i'_{тн}) + D_n (i'_{пн} - i'_{тн})] \eta_n = G_{c.в} (i'_{осп} - i'_{o.c}); \quad (4-16)$$

Энтальпии сетевой воды  $i'_{n.c}, i'_{осп}, i'_{o.c}$  определяются по давлению сетевой воды и соответствующим температурам.

Распределение тепловой нагрузки между основным и пиковым сетевыми подогревателями при минимальной расчетной температуре наружного воздуха определяется коэффициентом теплофикации  $\alpha_{ТЭЦ}$ :

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{Q_{отб}}{Q_c^p} = \frac{Q_{осп}}{Q_c^p}, \quad (4-17)$$

где  $Q_c^p$  - расчетная максимальная тепловая нагрузка по сетевой воде.

Значение  $\alpha_{ТЭЦ}$  определяется технико-экономическими расчетами и находится обычно в пределах  $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5 \div 0,7$ .

Режимы работы турбоустановки выбираются таким образом, чтобы при заданном значении  $a_m$  основные сетевые подогреватели, а следовательно, и теплофикационные отборы были загружены полностью в течение отопительного сезона.

Из (4-13)-(4-17) для любого режима определяются тепловые нагрузки основного и пикового сетевого подогревателя, энтальпия и температура воды за основным подогревателем  $i'_{осп}, t_{осп}$  и давление в теплофикационном отборе  $p_m$ , при этом значение  $q = i'_m - i'_{тн}$  может быть предварительно оценено в пределах  $q = 2200 \div 2250$  кДж/кг; падение давления пара в трубопроводах отбора от турбины до подогревателя -  $\Delta p = 8\%$ , а недогрев до температуры насыщения греющего пара может быть принят равным  $\vartheta = 5 \div 7^\circ\text{C}$ .

В зависимости от температуры наружного воздуха можно выделить следующие режимы работы ТЭЦ и диапазоны регулирования отпуски тепла и температур (рис. 4-7).

В диапазоне I включены основной и пиковый сетевые подогреватели; нагрузка пикового сетевого подогревателя пропорциональна отрезку  $\Delta t_{n.c.n} = t_{n.c.n} - t_{осп}$  и максимальна при расчетной минимальной

температуре наружного воздуха  $t_{н.в}^p$ ; пиковый сетевой подогреватель включается при так называемой расчетной температуре загрузки отбора турбины  $t_{н.в}^{p.отб}$  определяемой величиной  $\alpha_{ТЭЦ}$ .

Нагрузка основного сетевого подогревателя пропорциональна отрезку  $\Delta t_{ОСП} = t_{ОСП} - t_{о.с}$ ; изменение температуры в прямой магистрали определяется давлением редуцированного пара в пиковом сетевом подогревателе; изменение температуры сетевой воды за основным подогревателем определяется изменением давления пара в теплофикационном отборе. Так как давление пара в отборе изменяется, в пределах от 0,118 до 0,245 МПа, то с учетом падения давления пара в трубопроводах отбора от турбины до подогревателя  $\Delta p = 8\%$  и при недогреве  $\theta = 7^\circ\text{C}$  температура сетевой воды за основным сетевым подогревателем может изменяться в пределах от 95 до  $118^\circ\text{C}$ . При этом температура сетевой воды определяется по давлению сетевой воды  $p_c$  и энтальпии сетевой воды из (4-14):

$$i'_{ОСП} = i'_{о.с} + \frac{Q_{ОСП}}{G_{с.в}} = i' + \frac{D_m(i_m - i'_{TH})\eta_n}{G_{с.в}}. \quad (4-18)$$

Турбина в диапазоне I работает с максимальной нагрузкой отбора при минимальном пропуске пара в конденсатор  $D_{\kappa}^{мин}$ , зависящем от давления в отборе при полностью закрытой диафрагме, так как при заданном расходе пара на турбину  $D_0$  расход пара в отбор  $D_m$  при снижении температуры наружного воздуха  $t_{н.в}$  уменьшается за счет увеличения вентиляционного пропуска пара в ЧНД из-за роста давления в отборе.

В диапазоне II пиковый подогреватель отключен; нагрузка основного подогревателя меньше максимальной расчетной, температура сетевой воды изменяется в соответствии с графиком за счет изменения давления в отборе; при этом минимально возможное давление в отборе равно  $p_m = 0,118 \text{ МПа}$ , а температура воды за сетевым подогревателем примерно  $95^\circ\text{C}$ .

В диапазоне III при повышенных температурах наружного воздуха, а также в летний период давление в отборе поддерживается минимально возможным  $p_m = 0,118 \text{ МПа}$ .

В зависимости от тепловой нагрузки возможны следующие режимы турбоустановок:

конденсационный при  $Q_{отб} = 0$  (летний период),

теплофикационный при максимальной загрузке отбора  $D_m^{макс}$  и при минимальном пропуске пара в конденсатор  $D_{\kappa}^{мин}$ ;

режим разоты по тепловому и электрическому графикам при  $D_m < D_m^{макс}$  и  $D_{\kappa} > D_{\kappa}^{мин}$ .

Наиболее экономичными режимами являются режимы с максимальным теплофикационным отбором при минимально возможном давлении в отборе, т. е. с максимальной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении.

Возможные режимы работы турбоустановок типа Т и Т11 характеризуются диаграммами режимов [4-2, 4-5]. Пример расчета турбоустановки типа ПТ-60-130/13 при переменных режимах приведен в [4-61].

Недостатком рассмотренных схем подогрева сетевой воды является наличие одного теплофикационного отбора.

Как показывает анализ режимов работы ТЭЦ [4-7], среднегодовые давления отборов турбин практически не снижаются менее чем до 0,14 МПа и даже в летние месяцы не поддерживаются ниже 0,12-0,13 МПа вместо требуемых по графику 0,08-0,09 МПа. Поэтому в последние годы преимущественно применяются новые схемы многоступенчатого подогрева сетевой воды в мощных теплофикационных турбоустановках с более широким диапазоном изменения давлений теплофикационных отборов.

*Режимы работы турбин с двумя теплофикационными отборами.* Схемы подогрева сетевой воды на современных ТЭЦ с турбоустановками типа Т-50-130, Т-100-130, Т-175/210-130, Т-250/300-240, ПТ-80/100-130/13, ПТ-135/165-130/13 и другие (рис. 4-8) имеют следующие особенности [4-8]:

1. Новые теплофикационные турбины имеют два теплофикационных отбора с широким диапазоном изменения давления: в верхнем отборе от 0,0589 до 0,196-0,294 МПа; в нижнем от 0,049 до 0,147-0,196 МПа; при регулировании давления в верхнем теплофикационном отборе давление в нижнем может быть ниже 0,049 МПа. Подогрев сетевой воды соответственно осуществляется в двух

сетевых подогревателей.

Применение подогрева сетевой воды за счет двух теплофикационных отборов по сравнению со схемой одноступенчатого подогрева (см. рис. 4-6) позволяет на 7,5-11,4% повысить выработку электроэнергии на тепловом потреблении; при этом годовая экономия топлива составляет 2-2,5% для турбин типа Т и 0,8-1,0% для турбин типа ПТ.

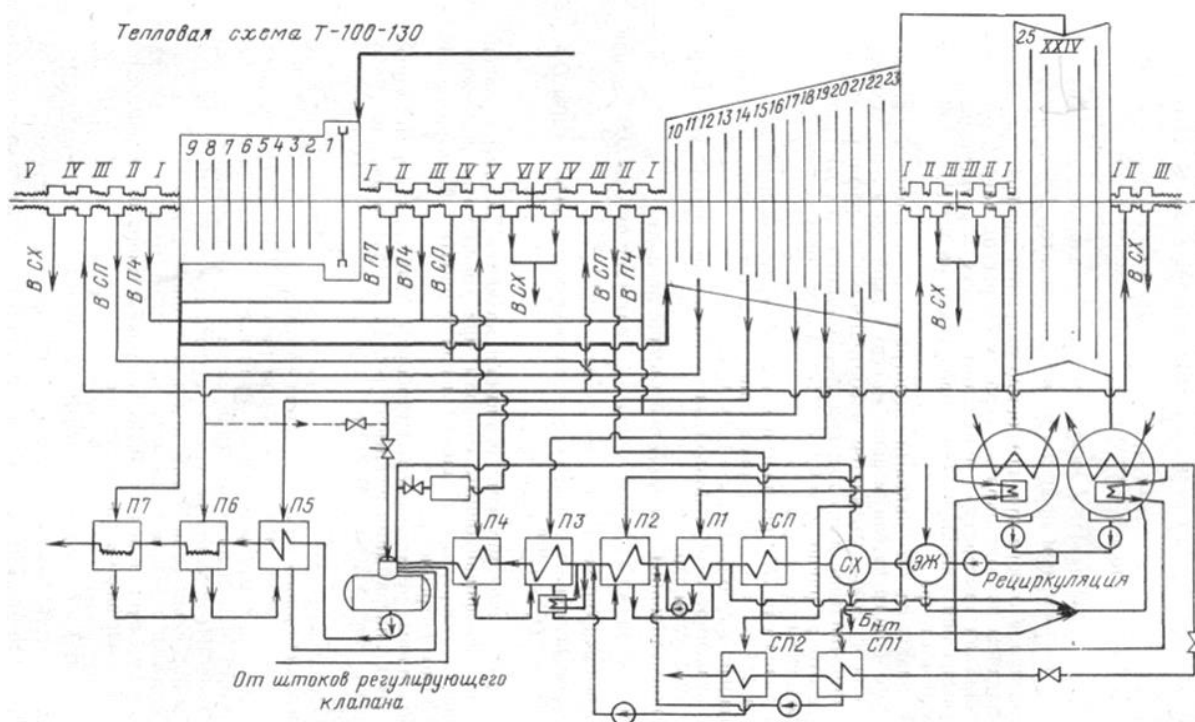


Рис.4-8. Принципиальная схема турбоустановки с многоступенчатым подогревом сетевой воды (турбина Т-100-130).

2. Для подогрева сетевой воды может быть также дополнительно использована специально выделенная поверхность нагрева в конденсаторе (теплофикационный пучок), что позволяет исключить потери тепла в конденсаторе. Такой пучок, очевидно, может быть использован как первая ступень подогрева сетевой воды.

Экономия топлива для турбин типа Т-50-130 и Т-100-130 при такой схеме подогрева составляет при этом дополнительно около 1,5% суммарного годового расхода.

3. В качестве пиковых источников тепла в новых схемах применяются, как правило, пиковые водогрейные котлы большой единичной производительности.

Применение пиковых котлов вместо пиковых сетевых подогревателей с питанием паром от РОУ энергетических котлов привело к существенному снижению капитальных затрат (до 16%) и эксплуатационных расходов (до 4%) [4-9].

В зависимости от температуры наружного воздуха и тепловой нагрузки возможны следующие режимы:

1) трехступенчатый подогрев сетевой воды в турбоустановке до 105-115°C (пучок в конденсаторе, сетевые подогреватели первой и второй ступеней); расчетная температура воды в подающей магистрали выше 105-115°C

обеспечивается пиковыми водогрейными котлами. Этот режим имеет место, как правило, в пределах температур наружного воздуха от расчетной температуры загрузки отборов и ниже (диапазон I, рис. 4-9);

2) двухступенчатый подогрев сетевой воды в сетевых подогревателях (диапазон II, рис. 4-9); этот режим используется при температурах сетевой воды в подающей магистрали выше 75°C;

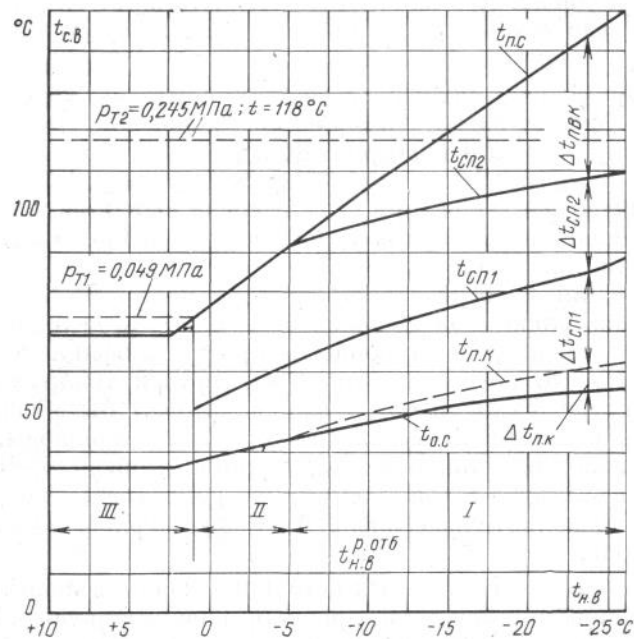


Рис. 4-9. Распределение подогрева по ступеням в турбинах типа Т с двумя теплофикационными отборами.

$t_{н.к.}, \Delta t_{н.к.}$  - температура сетевой воды после пучка в конденсаторе и подогрев в нем.

3) одноступенчатый подогрев сетевой воды за счет подогревателя 1-й ступени; этот режим может применяться в летний период при температурах сетевой воды ниже 75°C (диапазон III, рис. 4-9).

В соответствии с этими режимами определяются тепловые и электрические нагрузки турбоустановки, а также показатели тепловой экономичности.

Тепловая нагрузка, покрываемая за счет турбоустановки, определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_3 = N_3 + Q_m + \Delta N_{м.г} + Q_{ном} + Q_k, \quad (4-19)$$

где  $Q_3 = D_0(i_0 - i'_{н.в.})$  - расход тепла на турбоустановку (без промежуточного перегрева);  $N_3$  - электрическая мощность;  $\Delta N_{м.г}$  - потери мощности механические и в генераторе;  $Q_{ном}$  - потери тепла в окружающую среду;  $Q_k$  - тепло, передаваемое в конденсаторе охлаждающей (циркуляционной) или сетевой воде.

При трехступенчатом подогреве сетевой воды тепловая нагрузка турбины

$$Q_m = Q_{отб} + Q_k = Q_3 - (N_3 + \Delta N_{м.г} + Q_{ном}). \quad (4-20)$$

При двухступенчатом подогреве

$$Q_m = Q_{отб} = Q_3 - (N_3 + \Delta N_{м.г} + Q_{ном} + Q_k). \quad (4-21)$$

Тепловая нагрузка турбоустановки может быть определена также из баланса сетевых подогревателей

$$Q_m = \alpha_{ТЭЦ} Q_c = Q_c - Q_{ПВК} = Q_k + Q_{СП1} + Q_{СП2} = G_{с.в.}(i'_{СП2} - i'_{о.с.}), \quad (4-22)$$

где  $Q_k, Q_{СП1}, Q_{СП2}$  - тепловые нагрузки пучка конденсатора и сетевых подогревателей первой и второй ступеней, определенные соответственно из уравнений;  $i'_{СП2}, i'_{o.c.}$  - энтальпии сетевой воды на выходе из сетевой подогревательной установки;

$$Q_k = [D_k(i_k - i'_k) + \sum D_{op}(i_{op} - i'_k)]\eta_n = G_{c.6}(i'_{o.c.} - i'_{n.k.}); \quad (4-22a)$$

$i'_{n.k.}$  - энтальпия сетевой воды на выходе из пучка

$$Q_{СП1} = D_{m1}(i_{m1} - i'_{m1n})\eta_n = G_{c.6}(i'_{СП1} - i'_{n.k.}); \quad (4-23)$$

$$Q_{СП2} = D_{m2}(i_{m2} - i'_{m2n})\eta_n = G_{c.6}(i'_{СП2} - i'_{n.k.}); \quad (4-24)$$

здесь  $\sum D_{op}$  и  $i_{op}$  - расход и энтальпия дренажей, поступающих в конденсатор;  $i'_{m1}, i'_{m2}$  - энтальпии пара нижнего (1) и верхнего (2) теплофикационных отборов;  $i'_{m1n}, i'_{m2n}$  - энтальпии конденсата пара теплофикационных отборов при температурах насыщения.

Показатели тепловой экономичности при заданных тепловой нагрузке и расходе тепла на турбоустановку определяются давлением теплофикационных отборов  $p_{m2}$  и  $p_{m1}$ .

Давление в верхнем теплофикационном отборе определяется температурой сетевой воды за сетевым подогревателем СП2 (при заданных недогреве и потерях давления в трубопроводе отбора). Определяя энтальпию сетевой воды за СП2

$$i'_{СП2} = i'_{o.c.} + \frac{Q_m}{G_{c.6}} \quad (4-25)$$

и зная давление сетевой воды  $p_{c.6}$ , потери давления в паропроводе отбора и недогрев в СП2, находим давление в отборе  $p_{m2}$ . Давление в нижнем теплофикационном отборе определяется конденсирующей способностью сетевого подогревателя СП1 и расходом пара через промежуточный отсек турбины и повышается с ростом температуры обратной сетевой воды.

*Характеристика турбоустановки Т-100-130.* Паровая турбина Т-100-130 Уральского турбомоторного завода номинальной мощностью 100 тыс. кВт при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  рассчитана для работы с конденсацией пара и одно-, двух- и трехступенчатым подогревом сетевой воды в сетевой подогревательной установке и в специально выделенном пучке конденсатора.

Расчетные параметры свежего пара  $p_0=12,75 \text{ МПа}$  ( $130 \text{ кгс/см}^2$ ),  $t_0=565^\circ\text{C}$ ; расчетная температура охлаждающей воды  $t_g=20^\circ\text{C}$ , номинальный расход охлаждающей воды  $4,45 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ). Турбина выполнена трехцилиндровой с 25 ступенями. В цилиндре высокого давления (ЦВД) - 9 ступеней, цилиндр среднего давления имеет 14 ступеней (10—23), цилиндр низкого давления - 2 ступени (24-25). Турбина имеет семь отборов, в том числе два отопительных (после 21-й и 23-й ступеней) и пять нерегулируемых (после 9, 11, 14, 17 и 19-й ступеней) [4-8].

Принципиальная тепловая схема турбоустановки была приведена на рис. 4-8.

Подогрев основного конденсата и питательной воды осуществляется последовательно в охладителе

эжекторов (ЭЖ), сальниковом охладителе (СХ), сальниковом подогревателе (СП), подогревателях низкого давления П1, П2, ПЗ, П4, деаэраторе 0,589 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) и в трех подогревателях высокого давления П5, П6, П7. Подогреватели высокого давления типа ПВ-425-230 имеют встроенные охладители пара и дренажа. На конденсате греющего пара ПНДЗ установлен вынесенный охладитель дренажа. Слив конденсата из подогревателей высокого давления - в деаэратор и из П4, ПЗ, П2 - в П1 каскадный. Из ПНД1 конденсат подается сливными насосами в линию основного конденсата.

Подогрев сетевой воды осуществляется в сетевых подогревателях СП1 и СП2 (двухступенчатый подогрев). Для подогрева сетевой воды может быть также использован специально выделенный пучок в конденсаторе (трехступенчатый подогрев).

В первых сериях были установлены один горизонтальный (ПСГ-2250) и два вертикальных сетевых подогревателя (ПСВ-1350).

В настоящее время турбины Т-100-130 выпускаются с двумя горизонтальными сетевыми подогревателями ПСГ-2500.

Сетевой подогреватель № 1 (СП1) обогревается паром нижнего отопительного отбора (после 23-й ступени) и по пару не отключается.

Сетевой подогреватель № 2 (СП2) питается паром верхнего отопительного отбора (после 21-й ступени). Конденсат греющего пара сетевых подогревателей откачивается конденсатными насосами в линию основного конденсата.

Расход сетевой воды через сетевую установку составляет 417-1390 кг/с (1500-5000 т/ч) и должен быть одинаковым через оба сетевых подогревателя при их одновременной работе.

Не допускается работа верхнего сетевого подогревателя СП2 при выключенном СП1. При трехступенчатом подогреве сетевой воды (работа с встроенным пучком) температура сетевой воды на входе в пучок не должна превышать 70°C.

Температура выхлопной части ЦНД ограничивается 120°C для режима работы по тепловому графику с полностью закрытыми диафрагмами, установленными перед регулирующей ступенью.

При работе по электрическому графику независимо от степени открытия диафрагм температура выхлопной части ЦНД не должна превышать 80°C. При охлаждении конденсатора циркуляционной водой температура воды на входе в конденсаторы не должна превышать 33°C, а на выходе 43°C.

Максимальный расход пара на турбину 127,5 кг/с (460 т/ч) [для модернизированной турбины Т-100/120-130-3 максимальный расход пара на турбину составляет 485 т/ч, а максимальная отопительная нагрузка 214 МВт (184 Гкал/ч)]. Номинальная нагрузка отборов  $Q_{отб}=186$  МВт (160 Гкал/ч), или около 86,2 кг/с (310 т/ч) пара на оба сетевых подогревателя, а при использовании пучка конденсатора для подогрева сетевой воды примерно 197-203 МВт (170-175 Гкал/ч). При чисто конденсационном режиме при номинальной мощности 100 МВт расход пара на турбину составляет 100 кг/с (360 т/ч); максимальный пропуск в конденсатор при этом равен 75 кг/с (270 т/ч). Максимальный пропуск пара через отсек 22, 23-й ступеней не должен превышать 86,2 кг/с (310 т/ч).

Давления тешюфикационных отборов составляют:

нижний отбор  $p_{m1}=0,049\div 0,196$  МПа (0,5 $\div$ 2,0 кгс/см<sup>2</sup>);

верхний отбор  $p_{m2}=0,0589\div 0,245$  МПа (0,6 $\div$ 2,5 кгс/см<sup>2</sup>).

При работе с двумя отборами давление в нижнем отборе может снижаться ниже 0,0294 МПа (0,3 кгс/см<sup>2</sup>).

Не допускается работа турбины:

1) при давлении в камере нижнего отопительного отбора выше 0,196 МПа (2 кгс/см<sup>2</sup>);

2) при давлении в камере верхнего отопительного отбора при регулировании в этом отборе выше 0,245 МПа (2,5 кгс/см<sup>2</sup>);

3) при давлении в камере верхнего отбора ниже 0,0589 МПа (0,6 кгс/см<sup>2</sup>) при включенных обоих отопительных отборах;

4) при давлении в камере нижнего отбора ниже 0,049 МПа (0,5 кгс/см<sup>2</sup>), если давление регулируется в этом отборе.

Методика расчета тепловой схемы турбоустановки Т-100-130. Исходные данные для расчета ТЭЦ с турбинами Т-100-130 определяются режимом их работы. Возможны следующие режимы работы этих турбин:

1) работа по тепловому графику при полностью закрытой диафрагме и минимальном пропуске пара в конденсатор при двух- и трехступенчатом подогреве сетевой воды; электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой;

2) работа по электрическому графику с частично открытой диафрагмой;

3) работа при конденсационном режиме при отключенных отопительных отборах.

В зависимости от режима исходными данными являются:

1) отопительная нагрузка  $Q_c$ ;

2) график температур в подающей и обратной линиях сетевой воды  $t_{н.с}; t_{о.с} = f(t_{н.в})$ .

3) электрическая нагрузка;

4) начальные параметры пара  $p_0, t_0$  и давление в конденсаторе  $p_k$  (при работе по электрическому графику).

Особенность приводимой методики расчета заключается в одновременном расчете параметров пара в отборах турбины (по формуле Флюгеля) с использованием данных завода-изготовителя по проточной части и тепловому расчету системы регенерации.

Расчет обычно ведут с внешних узлов тепловой схемы: сетевой подогревательной установки, расширителей продувки, деаэраторов химически очищенной воды и т. д.

Для простоты тепловая схема рассматривается без учета потерь пара и конденсата и при равенстве расхода пара на турбину и питательной воды.

В результате расчета определяются значения искомых величин: параметры пара, конденсата, питательной воды, расход пара на турбину и показатели тепловой экономичности.

#### *Расчет сетевой подогревательной установки*

Расход сетевой воды по (4-13)

$$G_{с.в} = \frac{Q_c}{i'_{н.с} - i'_{о.с}}. \quad (4-26)$$

Тепловая нагрузка отборов турбины (при заданном значении  $\alpha_{ТЭЦ}$ )

$$Q_{отб} = \alpha_{ТЭЦ} Q_c. \quad (4-27)$$

Тепловая нагрузка пиковых водогрейных котлов

$$Q_{ПВК} = Q_c - Q_{отб} (1 - \alpha_{ТЭЦ}) Q_c. \quad (4-28)$$

Если значение  $\alpha_{тэц}$  не задано, тепловая нагрузка отборов турбины принимается равной номинальной:  $Q_{отб} = 186 \div 203$  МВт (в зависимости от схемы подогрева: двух- или трехступенчатая).

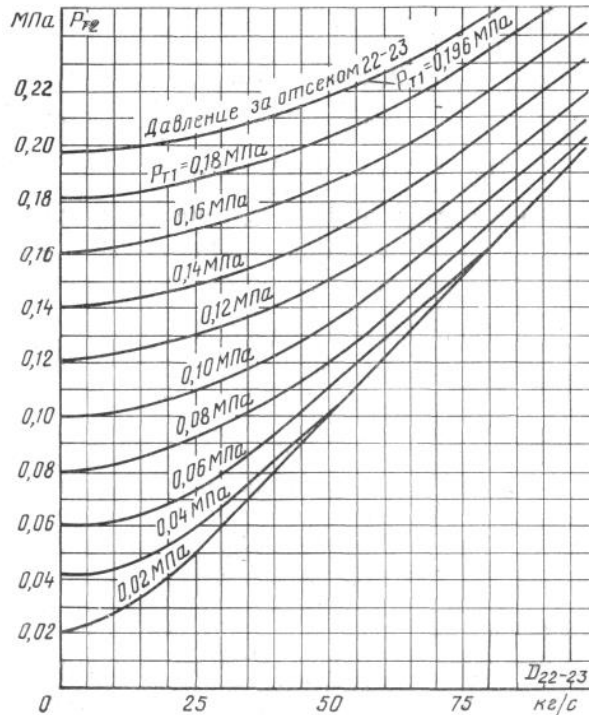


Рис. 4-10. Зависимость  $D_{22-23} = f(p_{m1}, p_{m2})$  Т-100-130.

Давление в верхнем теплофикационном отборе  $p_{m2}$  определяем из уравнения теплового баланса сетевой подогревательной установки

$$Q_{отб} = G_{с.г} (i'_{СП2} - i'_{о.с.}), \quad (4-29)$$

где  $i'_{СП2}$  - энтальпия сетевой воды за сетевыми подогревателями:

$$i'_{СП2} = i'_{о.с.} + \frac{Q_{отб}}{G_{с.г}}.$$

По значению  $i'_{СП2}$  и давлению сетевой воды, которое обычно составляет  $p_{с.г} = 0,5 \div 5-1$  МПа, определяем температуру сетевой воды за СП2  $t_{СП2}$ . Принимая недогрев в сетевом подогревателе в пределах  $\vartheta = 3 \div 5^\circ\text{C}$ , определяем температуру насыщения греющего пара в подогревателе  $t'_{ман} = t_{СП2} + \vartheta_{СП2}$  и по таблицам водяного пара соответствующее давление  $p'_{m2}$ .

Давление в верхнем теплофикационном отборе будет больше  $p'_{m2}$  на величину потерь в трубопроводе отбора  $\Delta p_{отб}$ , которые обычно составляют 5-8%, т. е.  $p_{m2} = p'_{m2} + (0,01 \div 0,02)$  МПа.

Давление в нижнем теплофикационном отборе  $p_{m1}$  зависит от пропуска пара через отсек 22-й и 23-й ступеней между теплофикационными отборами и от конденсирующей способности сетевого подогревателя СП1. С одной стороны, давление  $p_{m1}$  определяется из формулы

$$\frac{D_{22-23}}{D_{22-23}^0} = \sqrt{\frac{p_{m2}^2 - p_{m1}^2}{p_{m20}^2 - p_{m10}^2}}; \quad (4-30)$$

$$p_{m1} = \sqrt{p_{m2}^2 - (p_{m20}^2 - p_{m10}^2) \left( \frac{D_{22-23}}{D_{22-23}^0} \right)^2}, \quad (4-30a)$$

где  $p_{m20}, p_{m10}, D_{22-23}^0$  - соответственно давления в верхнем и нижнем теплофикационных отборах и расход пара через отсек 22-23-й ступеней при расчетном режиме;  $p_{m2}, p_{m1}, D_{22-23}$  - то же для данного режима. Давление  $p_{m1}$  можно определить также по графику зависимости  $D_{22-23} = f(p_{m2}, p_{m1})$ , представленному на рис. 4-10 (заводские данные).

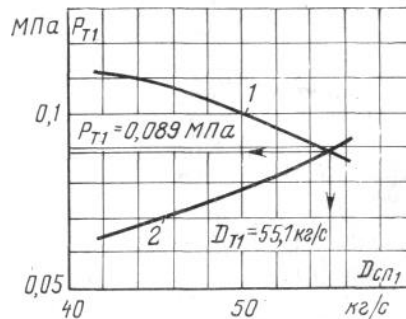


Рис. 4-11. Определение  $p_{m1}$  и  $D_{m1}$ .

Расход пара через отсек 22-23-й ступеней равен:

$$D_{22-23} = D_{m1} + D_{чнд} + D_{п1}. \quad (4-31)$$

Предварительно оценивая значения пропуска пара в конденсатор  $D_{чнд}$  и расход пара на подогреватель П1  $D_{п1}$  и задаваясь значениями  $D_{m1}$ , находим расход пара и давление  $p_{m1}$ . Зависимость  $p_{m1} = f(D_{m1})$  представлена кривой 1 на рис. 4-11.

Давление  $p_{m1}$  с другой стороны, определяется с учетом уравнения теплового баланса сетевого подогревателя

$$Q_{СП1} = D_{m1} q_{m1} \eta_n = G_{с.в} (i'_{СП1} - i'_{о.с}). \quad (4-32)$$

Из (4-32) находим энтальпию сетевой воды за СП1:

$$i'_{СП1} = i'_{о.с} + \frac{Q_{СП1}}{G_{с.в}} = i'_{о.с} + \frac{D_{m1} q_{m1} \eta_n}{G_{с.в}}.$$

По энтальпии  $i'_{СП1}$  и давлению сетевой воды  $p_{с.в}$  определяем температуру сетевой воды за СП1  $t_{СП1}$ ; принимая недогрев в СП1  $\vartheta_{СП1} = 3 \div 5^\circ\text{C}$ , находим температуру насыщения греющего пара в подогревателе  $t'_{m1н} = t_{СП1} + \vartheta_{СП1}$  и соответствующее ей давление пара  $p'_{m1}$ .

Давление в нижнем теплофикационном отборе  $p_{m1}$  можно принять равным  $p_{m1} = p'_{m1} / 0,95$ , так как потери давления в паропроводе нижнего отбора обычно составляют примерно 5%. Таким образом, задаваясь значением  $D_{m1}$  с учетом (4-32), получаем зависимость  $p_{m1} = f(D_{m1})$ , представленную кривой 2 на рис. 4-11.

Пересечение кривых 1 и 2 определяет искомые значения  $p_{m1}$  и  $D_{m1}$  в данном режиме.

Более точно кривая 2 может быть построена с использованием характеристики сетевого подогревателя СП1 (рис. 4-12), построенной по

формуле проф. Е. Я. Соколова [4-2]:

$$q = \frac{Q}{\Delta} = \frac{1}{\frac{0,65}{c_{\theta} G_{c.\theta}} + \frac{1}{kF}}; \quad (4-33)$$

здесь  $q$  - тепловая характеристика подогревателя;  $Q$  - тепловая нагрузка подогревателя;  $\Delta$  - разность температур теплоносителей на входе, °С;

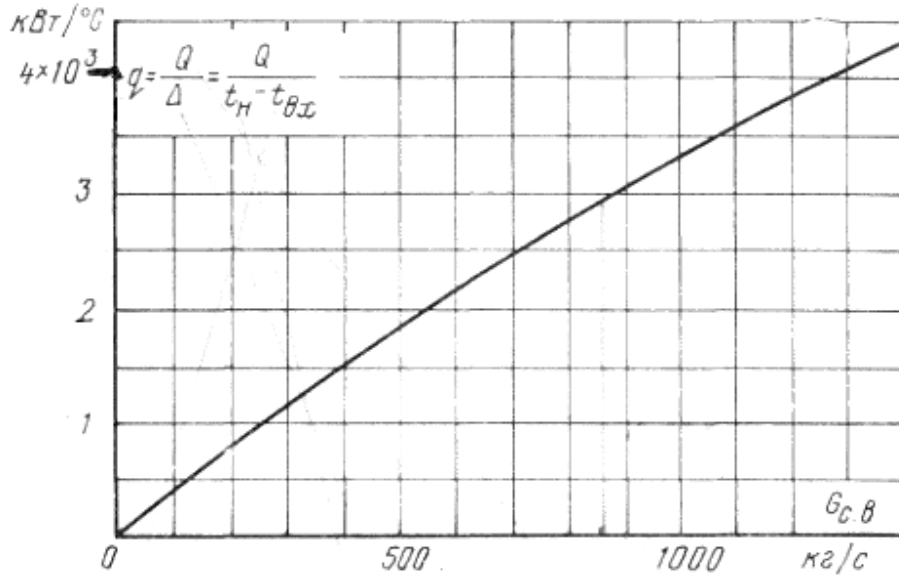


Рис. 4-12. Характеристика сетевого подогревателя СП1 турбины Т-100-130 (по Е. Я. Соколову).

$\Delta = t_n - t_{\theta x} = t'_{m1n} - t_{o.c}$ , где  $t_n$  - температура насыщения пара в подогревателе (в нашем случае  $t_{n\theta x} = t'_{m1n}$ );  $t_{\theta x} = t_{o.c}$  - температура сетевой воды на входе, °С;  $c_{\theta}$  - теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);  $G_{c.\theta}$  - расход сетевой воды, кг/с;  $k$  - коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·°С);  $F$  - площадь поверхности нагрева подогревателя, м<sup>2</sup>.

Вместо выражения (4-33) можно использовать приведенную в гл. 1 экспоненциальную зависимость

$$\frac{Q}{\Delta} = c_{\theta} G_{c.\theta} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{kF}{c_{\theta} G_{c.\theta}} \right) \right].$$

Задаваясь значением  $D_{m1}$  определяем по (4-32) тепловую нагрузку сетевого подогревателя  $Q_{СП1}$  и характеристику сетевого подогревателя  $q = \frac{Q}{\Delta}$ .

Далее определяем разность температур на входе

$$\Delta \frac{Q_{СП1}}{q} = t'_{m1n} - t_{o.c}$$

и температуру насыщения пара в СП1

$$t'_{m1n} = t_{o.c} + \Delta. \quad (4-34)$$

По  $t'_{m1n}$  находим давление пара в СП1  $p'_{m1}$  и с учетом потерь в паропроводе  $\Delta p = 5\%$  - давление в нижнем теплофикационном отборе  $p_{m1}$ .

По определенному из рис. 4-11 расходу пара  $D_{m1}$  определяем тепловую нагрузку сетевого подогревателя СП1:

$$Q_{СП1} = D_{m1} q_{m1} \eta_n.$$

Далее определяем тепловую нагрузку сетевого подогревателя СП 2

$$Q_{СП2} = Q_{об} - Q_{СП1} \quad (4-35)$$

и расход пара на СП2 из уравнения

$$Q_{СП2} = D_{m2} q_{m2} \eta_n, \quad (4-36)$$

где  $q_{m1}$  и  $q_{m2}$  - количества тепла, выделяемые при конденсации 1 кг пара теплофикационных отборов; в расчетах можно принимать  $q_{m1}=2150 \div 2250$  кДж/кг;  $q_{m2}=2150 \div 2180$ .

При трехступенчатом подогреве необходимо учитывать подогрев в теплофикационном пучке конденсатора по (4-20).

С учетом этого полная тепловая нагрузка турбины составит:

$$Q_m = Q_{об} + Q_{\kappa} = Q_{СП2} + Q_{СП1} + Q_{\kappa}. \quad (4-37)$$

*Расчет схемы турбоустановки.* Пользуясь заводскими данными, оцениваем расход пара на турбину по заданному режиму тепловой нагрузки.

Далее ведется поступенчатый расчет параметров проточной части турбины и системы регенерации с одновременным построением процесса расширения пара в  $i, s$ -диаграмме.

Для построения процесса расширения пара в ЧНД в  $i, s$ -диаграмме и определения параметров пара за диафрагмой с учетом дросселирования в ней используется соотношение

$$\frac{p'_{m1}}{p_{m10}} = \frac{D_{ЧНД}}{D_{ЧНД}^0},$$

$p'_{m1}, p_{m10}; D_{ЧНД}, D_{ЧНД}^0$  соответственно давление за диафрагмой и расход пара в ЧНД в данном режиме и в расчетном (за расчетный можно принять конденсационный режим);  $p_{\kappa}, p_{\kappa 0}$  - давление в конденсаторе в данном и расчетном режимах.

При работе без пучка давление  $p_{\kappa}$  определяется пропуском пара в ЧНД и характеристикой конденсатора, т. е.,  $p_{\kappa} = f(D_{\kappa}, G_{o.g}, t_{o.g1})$ . Обычно в расчетах можно принимать  $p_{\kappa} = 0,004 \div 0,005$  МПа. При трехступенчатом подогреве давление в конденсаторе зависит от температуры конденсата, определяемой с учетом уравнения

$$i'_{n.\kappa} = i'_{o.c} + \frac{Q_{\kappa}}{G_c},$$

причем

$$t_{\kappa} = t_{n.\kappa} + \vartheta_{\kappa},$$

где  $t_{n.\kappa}$  - температура сетевой воды на выходе из пучка конденсатора;  $\vartheta_{\kappa}$  - недогрев в конденсаторе; можно принять  $\vartheta = 3 \div 5^{\circ}\text{C}$ .

Кроме того, следует иметь в виду, что при полностью закрытой диафрагме и минимальном (вентиляционном) пропуске пара в ЧНД энтальпия пара на выходе из ЧНД несколько повышается; мощность ЧНД при этом, как показали испытания ВТИ, можно принимать равной

#### 4-4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБИНЫ Т-100-130 ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ОТСЕКОВ ТУРБИНЫ

Основные положения методики. Расчет основных показателей ТЭЦ с турбинами Т-100-130 при различных режимах на основе подробного расчета тепловой схемы турбоустановки и параметров проточной части при переменных режимах довольно трудоемок. Приводимая ниже методика расчета, разработанная на кафедре ТЭС МЭИ [4-11], базируется на укрупненных характеристиках турбоустановки и позволяет без детализации расчета системы регенерации и проточной части турбины получить основные данные для любого режима работы.

В качестве расчетных используются заводские характеристики турбины Т-100-130 и данные испытаний турбины, проведенных ВТИ. Особенность методики МЭИ заключается в использовании характеристик отдельных отсеков турбины (ЧВД, отсек ступеней 22-23, ЧНД), построенных с учетом отборов пара на регенеративные подогреватели, протечек пара через уплотнения и изменения  $\eta_{oi}$  отдельных отсеков. При расчете по укрупненным показателям отпадает необходимость построения процесса расширения пара в турбине в  $i, s$ -диаграмме и подробного расчета системы регенерации.

Расчет турбины Т-100-130 ведется при условии равенства расходов свежего пара на турбину и расходов питательной воды, т. е. без учета утечек пара и конденсата.

Ниже на конкретном примере ТЭЦ с четырьмя турбинами Т-100-130 и пиковыми водогрейными котлами приводится расчет режимов турбины Т-100-130 по предлагаемой методике для случая трехступенчатого подогрева сетевой воды с использованием пучка в конденсаторе.

*Пример расчета режимов работы турбин Т-100-130 по характеристикам отсеков (заводским данным УТМЗ).*

Исходные данные:

Температура наружного воздуха  $t_{н.в} = -20^\circ\text{C}$ .

Температура и энтальпия сетевой воды в подающей магистрали:  $t_{н.с} = 138^\circ\text{C}$ ;  $i'_{н.с} = 578 \text{ кДж/кг}$ .

Температура и энтальпия сетевой воды в обратной магистрали:  $t_{о.с} = 56^\circ\text{C}$ ;  $i'_{о.с} = 234 \text{ кДж/кг}$ .

Суммарный расход сетевой воды на ТЭЦ (4хТ-100-130+ПВК):  $G'_{с.в} = 3930 \text{ кг/с}$ , в том числе на одну турбину

$$G_{с.в} = \frac{G'_{с.в}}{4} = \frac{3930}{4} = 982,5 \text{ кг/с}.$$

Отопительная нагрузка ТЭЦ  $G'_{с.в} = 1350 \text{ МВт}$ .

Тепловая нагрузка турбин Т-100-130 при включенных встроенных пучках  $\sum Q_m = 4 \cdot 200 = 800 \text{ МВт}$ .

Тепловая нагрузка турбины принимается равной номинальной с учетом использования пучка  $Q_m = Q_{отб}^n + Q_{\kappa} = 200 \text{ МВт}$ .

Тепловая нагрузка пиковых котлов

$$\sum Q_{ПВК} = Q_c - \sum Q_m = 1350 - 800 = 550 \text{ МВт},$$

или на одну турбину

$$Q_{ПВК} = \frac{550}{4} = 137,5 \text{ МВт}.$$

1. Расчет начинается с определения энтальпии и температуры сетевой воды за сетевым подогревателем СП2 (см. здесь и далее рис. 4-8):

$$i'_{СП2} = i'_{о.с} + \frac{Q_m}{G_{с.в}} = 234 + \frac{200 \cdot 10^3}{982,5} = 437,5 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{СП2} = 104,7^\circ\text{C} \text{ при } p_{с.в} = 0,8 \text{ МПа}$$

2. Температура и давление насыщения пара в СП2:

$$t'_{m2н} = t_{СП2} + \vartheta_{СП2} = 104,7 + 3 = 107,7^\circ\text{C};$$

$$p'_{m2} = 0,1325 \text{ МПа}$$

3. Давление пара в верхнем теплофикационном отборе

$$p_{m2} = \frac{p'_{m2}}{0,95} = \frac{0,1325}{0,95} = 0,140 \text{ МПа}$$

При расчетах можно принимать недогрев в СП2  $\vartheta_{СП2} = 3 \div 5^\circ\text{C}$ ; падение давления в паропроводе отбора  $\Delta p = 5\%$ .

4. Тепловая нагрузка пучка конденсатора  $Q_k = 8,15 \text{ МВт}$  (предварительно принимается, а затем уточняется).

5. Расход пара в конденсатор

$$D_k = \frac{Q_k}{q_k \eta_n} = \frac{8,15 \cdot 10^3}{2260 \cdot 0,98} = 3,67 \text{ кг/с.}$$

Во всех режимах теплота конденсации пара  $q_k$  может приниматься постоянной и равной  $q_k = 2220 \div 2270 \text{ кДж/кг}$ .

6. Расход пара на регенеративный подогреватель П1  $D_{П1} = 0$ .

7. Энтальпия и температура сетевой воды на входе в сетевой подогреватель СП1 (на выходе из пучка):

$$i'_{n.k} = i'_{o.c} \frac{Q_k}{G_{c.6}} = 234 + \frac{8,15 \cdot 10^3}{982,5} = 242,3 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{n.k} = 58^\circ\text{C} \text{ при } p_{c.6} = 0,8 \text{ МПа.}$$

8. Давление пара в нижнем теплофикационном отборе  $p_{m1}$  и расход пара на сетевой подогреватель СП1

$D_{m1}$  определяем графически (рис. 4-11). В точке пересечения кривых 1 и 2 имеем  $p_{m1} = 0,089 \text{ МПа}$ ,  $D_{m1} = 55,1 \text{ кг/с}$ . Порядок построения кривых 1 и 2 на рис. 4-11:

Расход пара на СП1 (принимаяем) $D_{СП1}$ , кг/с.....	41,7	47,2	52,8	55,6
Расход пара в конденсатор (принимаяем) $D_k$ , кг/с.....	3,67	3,67	3,67	3,67
Расход пара на П1 $D_{П1}$ , кг/с.....	0	0	0	0
Расход пара через ступени 22-23 $D_{22-23}$ , кг/с.....	45,37	50,87	56,47	59,27
Давление пара в отборе на СП1 $p_{m1}$ , МПа.....	0,112	0,105	0,094	0,0873
Тепловая нагрузка сетевого подогревателя СП1 $Q_{СП1}$ , МВт.....	88,4	102,7	114,8	121
Характеристика СП1 $q = Q / \Delta$ , кВт/ $^\circ\text{C}$ .....	$3,23 \cdot 10^3$			
Разность температур $\Delta = t'_{m1n} - t_{n.k}$ .....	28,1	31,6	35,5	37,4
Температура насыщения в СП1 $t'_{m1n}$ , $^\circ\text{C}$ .....	86,1	89,6	93,5	95,4
Давление пара в сетевом подогревателе СП1 (по $t'_{m1n}$ ) $p'_{m1}$ , МПа.....	0,0598	0,0686	0,0794	0,0835
Давление пара в нижнем теплофикационном отборе $\left( p_{m1} = \frac{p'_{m1}}{0,95} \right) p_{m1}$ МПа...0,0637	0,0637	0,0725	0,0842	0,091

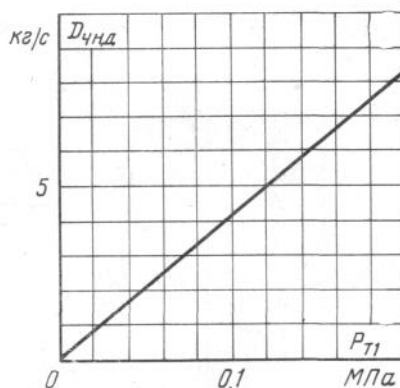


Рис. 4-13. Расход пара в ЧНД Т-100-130 при закрытых диафрагмах.

9. По рис. 4-13 уточняем расход пара в ЧНД  $D_k = 3,61 \text{ кг/с}$ . Отклонение расхода пара  $D_k$  от принятого в расчете составляет  $3,67 - 3,61 = 0,06 \text{ кг/с}$ , поэтому пересчета  $p_{m1}$  и  $D_{m1}$  не производим. При разнице более 5%

необходимо заново определять  $p_{m1}$  и  $D_{СП1}$  методом последовательного приближения при новых значениях  $D_k$ .

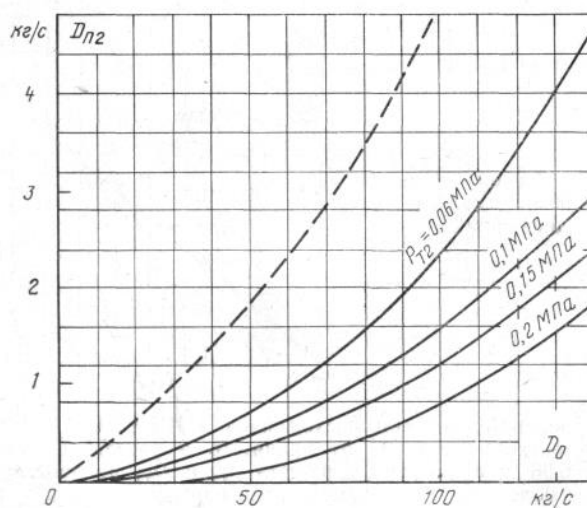


Рис. 4-14. Расход пара в ПНД2 Т-100-130:

————— при теплофикационных режимах; - - - - - при конденсационных режимах.

10. Тепловая нагрузка пучка (уточненная)

$$Q_k = D_k q_{n.k} \eta_n = 3,61 \cdot 2260 \cdot 10^{-3} \cdot 0,98 = 8,02 \text{ MBtm.}$$

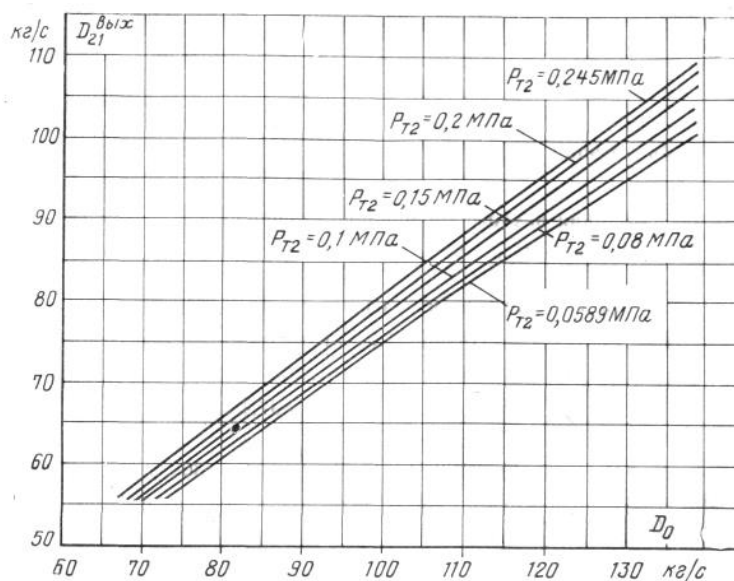


Рис. 4-15. Расход пара через 21-ю ступень Т-100-130 в зависимости от  $D_0$ .

11. Тепловая нагрузка сетевого подогревателя

$$Q_{СП1} = D_{m1} q_{m1} \eta_n = 55,1 \cdot 2220 \cdot 10^{-3} \cdot 0,98 = 120 \text{ MBtm.}$$

12. Тепловая нагрузка сетевого подогревателя

$$Q_{СП2} = Q_m - (Q_{СП1} + Q_k) = 200 - (120 + 8,02) = 71,98 \text{ MBtm.}$$

13. Расход пара на СП2

$$D_{m2} = \frac{Q_{СП2}}{q_{m2} \eta_n} = \frac{71,98 \cdot 10^3}{2220 \cdot 0,98} = 33,1 \text{ кг/с.}$$

Теплота конденсации  $q_{m2}$  принята постоянной и равной  $q_{m2} = 2220$  кДж/кг.

14. Расход пара через отсек 22, 23-й ступеней (см. рис. 4-8)

$$D_{22-23} = D_{m1} + D_{П1} + D_k = 55,1 + 0 + 3,61 = 58,71 \text{ кг/с.}$$

Расход пара на П2  $D_{П2} = 1,82 \text{ кг/с}$  (Рис- 4-14).

15. Расход пара через 21-ю ступень (см. рис. 4-8)

$$D_{21}^{65\text{BX}} = D_{22-23} + D_{m2} + D_{П2} = D_{\kappa} + D_{m1} + D_{П1} + D_{П2} + D_{m2} =$$

$$= 3,61 + 55,1 + 0 + 1,82 + 33,1 = 93,63 \text{ кг/с}$$

16. Расход пара на турбину  $D_0 = 120,6 \text{ кг/с}$  (рис. 4-15).

17. Внутренняя мощность отсека ступеней 1-21 (ЧВД) (рис. 4-16)

$$N_i^{1+21} = 95,9 \text{ МВт.}$$

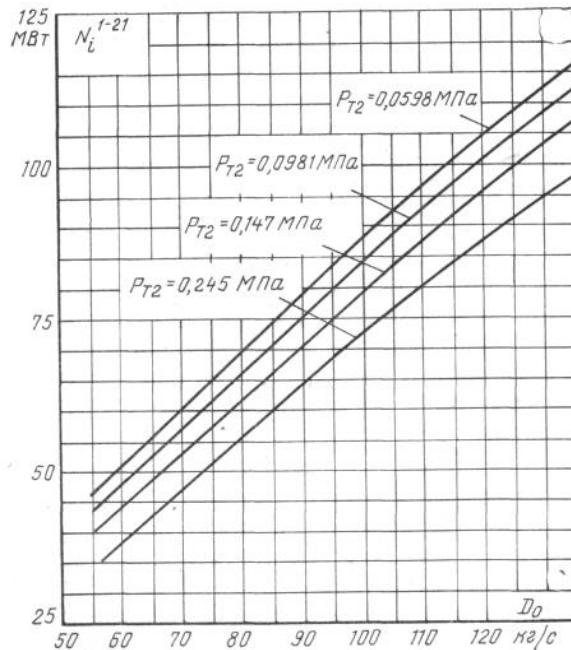


Рис. 4-16. Внутренняя мощность отсека 1-21 Т-100-130.

18. Внутренняя мощность отсека 22, 23-й ступеней (рис. 4-17)

$$N_i^{22-23} = 3,32 \text{ МВт.}$$

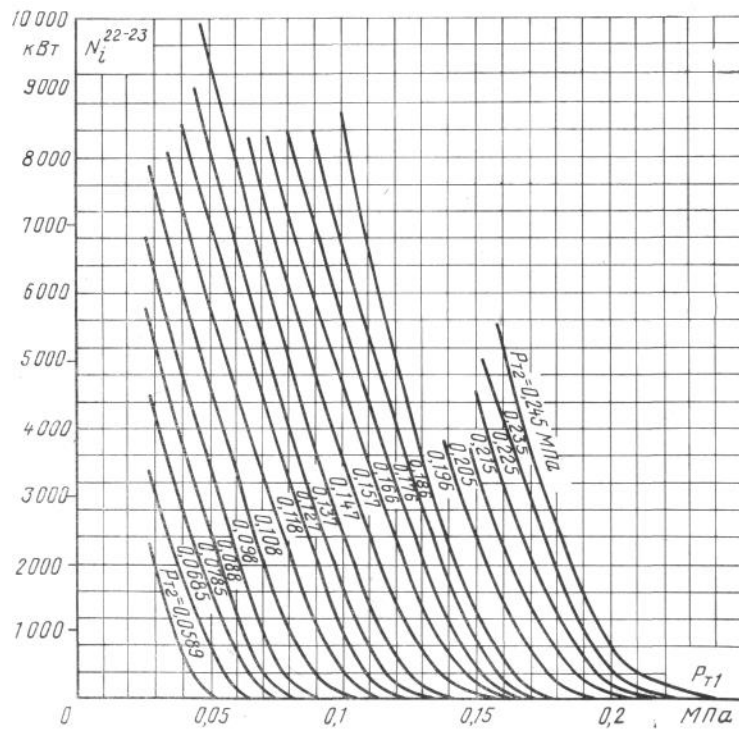


Рис. 4-17. Внутренняя мощность отсека ступеней 22-23 при  $D_0 = 70 \div 125 \text{ кг/с}$ .

19. Внутренняя мощность ЧНД (рис. 4-18)

$$N_i^{\text{ЧНД}} = 0.$$

20. Суммарная внутренняя мощность

$$N_i = N_i^{1-21} + N_i^{22-23} + N_i^{\text{ЧНД}} = 97,9 + 3,32 + 0 = 99,22 \text{ МВт.}$$

21. Потери механические и в генераторе (рис. 4-19)

$$\Delta N_{м.г} = 1,74 \text{ МВт}$$

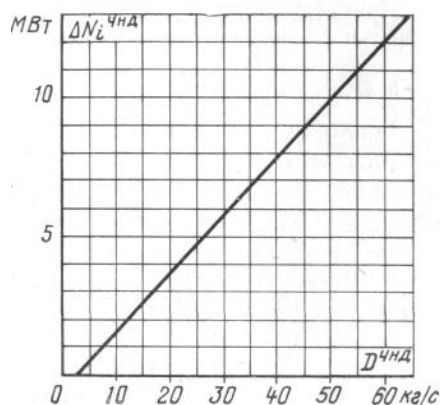


Рис. 4-18. Изменение мощности ЧНД Т-100-130 ( мощность ЧНД при полностью закрытой диафрагме принята за нуль);  $p_{m1} = 0,049 \text{ МПа}$

22. Электрическая мощность турбогенератора

$$N_g = N_i - \Delta N_{м.г} = 99,22 - 1,74 = 97,48 \text{ МВт}$$

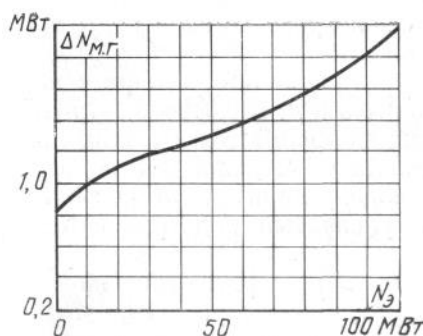


Рис. 4-19. Потери механические и в генераторе Т-100-130.

23. Полный расход тепла на турбоустановку

$$Q_g = D_0(i_0 - i'_{n.г}) = 120,6(3510 - 990) \cdot 10^{-3} = 304 \text{ МВт}$$

Энтальпия питательной воды определяется при  $p_{n.г} = 17,65 \text{ МПа}$  и  $t_{n.г} = f(D_0)$  по графику (рис. 4-20).

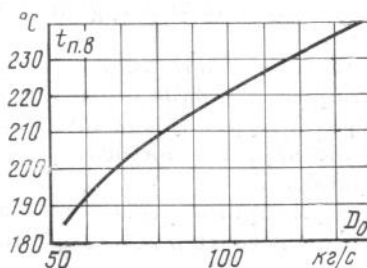


Рис. 4-20. Зависимость  $t_{n.г} = f(D_0)$  для турбины Т-100-130.

Методика расчета схемы при двухступенчатом подогреве (без использования пучка в конденсаторе) остается той же самой. В этом случае отпуск тепла от турбины сокращается на величину  $Q_k$ , а расчет схемы ведется при минимальном пропуске пара в конденсатор, который по-прежнему предварительно оценивается, а затем уточняется в соответствии с давлением в нижнем отопительном отборе.

При работе турбины по электрическому графику с частично открытой диафрагмой можно также использовать приведенную выше методику и расчет вести методом последовательного приближения, задаваясь тепловой нагрузкой отборов и пропуском пара в конденсатор. Расчеты в этом случае несколько усложняются.

Следует отметить, что методика с использованием характеристик отсеков справедлива для расчетных параметров пара и расчетных условий:  $p_0 = 12,75 \text{ МПа}$  ( $130 \text{ кгс/см}^2$ );  $t_0 = 565^\circ\text{C}$ ;  $D_0 = D_{n.г}$ .

При отклонении параметров от расчетных необходимо ввести поправки к мощности на снижение начальной температуры.

#### 4-5. ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБИНЫ Т-250 300-240

Тепловая схема турбины Т-250/300-240 представлена на рис. 4-21. Турбина

[illegible]

Принципиальная схема подогрева сетевой воды аналогична схеме турбины Т-100-130.

Особенностью турбины является применение начальных сверхкритических параметров пара (23,5 МПа, 540°C), промежуточного перегрева пара при давлении 4 МПа до 540°C и турбинного привода питательного насоса.

Суммарный расход теплофикационных отборов пара при этом составляет около 164 кг/с (590 т/ч), электрическая мощность 220-240 МВт в зависимости от графика температур теплосети; ЦНД турбины рассчитан на полный пропуск пара, обеспечивающий при конденсационном режиме мощность в 300 МВт.

143

перегревом пара, не позволяет осуществить режим с полностью закрытой регулировочной диафрагмой и вентиляционным пропуском пара в ЦНД. Поэтому УТМЗ предусмотрел задвижку на ресиверных трубах в ЦНД. Такой режим работы по тепловому графику должен осуществляться при нормальном вакууме в конденсаторе.

Такой же режим предусмотрен для турбины Т-175/210-130, которая, хотя и не имеет промежуточного перегрева пара, но имеет тот же ротор ЦНД, что и турбина Т-250-240.

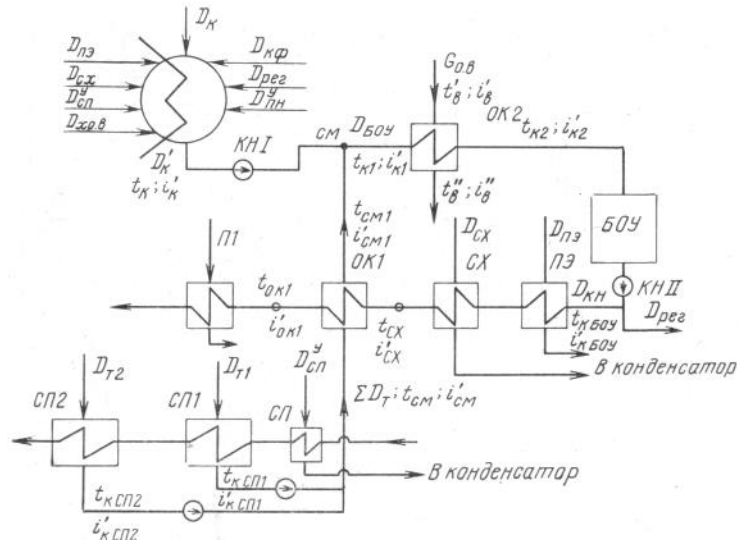


Рис. 4-22. Схема охлаждения конденсата перед блочной обессоливающей установкой (турбина Т-250/300-240). СХ - сальниковый холодильник; ПЭ - подогреватель эжекторов; ОК1, ОК2 - охладители конденсата 1 и 2; СП - сальниковый подогреватель;  $D_{ПЭ}, D_{СХ}$  - расходы пара на подогреватель эжекторов и сальниковый холодильник;  $D_{СП}$  - расход пара на сальниковый подогреватель;

$D_{ПН}^v$  - слив конденсата из уплотнений питательного насоса; см - точка смешения потоков конденсата.

В соответствии с ПТЭ для блоков на сверхкритические параметры пара предусмотрена 100%-я конденсатоочистка на блочных обессоливающих установках (БОУ), устанавливаемых после конденсаторов. По условиям работы фильтров БОУ температура конденсата перед БОУ не должна превышать 40-45°C. При работе блока Т-250/300-240 в конденсационных режимах очистка конденсата осуществляется так же, как и на конденсационных блоках 300 МВт и не вызывает затруднений. Однако в теплофикационных режимах основные потоки пара идут на сетевые подогреватели СП1 и СП2 (до 165 кг/с). Температура конденсата греющего пара сетевых подогревателей в зависимости от графика теплосети может достигать 100-110°C. Поэтому для Охлаждения конденсата применяются специальные схемы с установкой охладителей (рис. 4-22), в отличие от расчетной схемы, показанной на рис. 4-21. В охладителе I ступени ОК1 конденсат сетевых подогревателей охлаждается основным конденсатом после БОУ, охладителем эжекторов ПЭ и сальникового охладителя СХ. В охладителе II ступени ОК2 для охлаждения используется циркуляционная вода.

Расчет конденсатного тракта низкого давления турбоустановки Т-250/300-240 ведется с учетом уравнений теплового баланса:

для ОК1 (рис. 4-22)

$$\sum D_m (i'_{см} - i'_{см1}) \eta_n = D_{КН} (i'_{ОК1} - i'_{СХ}); \quad (4-38)$$

для ОК2

$$D_{BOY}(i'_{\kappa 1} - i'_{\kappa 2})\eta_n = G_{o.б}(i''_o - i'_o), \quad (4-39)$$

для точки смещения потоков конденсата из СП1 и СП2

$$D_{m1}i'_{\kappa СП1} + D_{m2}i'_{\kappa СП2} = \sum D_m i'_{см}; \quad (4-40)$$

для точки смещения перед ОК2

$$D'_\kappa i'_\kappa + \sum D_m i'_{см1} = D_{BOY} i'_{\kappa 1}. \quad (4-41)$$

Подогрев основного конденсата в охладителе эжекторов и сальниковом охладителе, а следовательно, температура конденсата перед ОК1 определяются с учетом уравнения

$$(D_{CX}q_{CX} + D_{эж}q_{эж})\eta_n = D_{KH}(i'_{CX} - i'_{\kappa BOY}), \quad (4-42)$$

где  $q_{CX}, q_{эж}$  - количества тепла, отдаваемые 1 кг пара при конденсации в сальниковом охладителе и подогревателе эжекторов.

Расчетная температура перед БОУ (за ОК2) принимается равной 40-45°C; температурный перепад на выходе теплоносителей из ОК1 и ОК2  $\Delta t = 15 \div 20^\circ\text{C}$ . Температура конденсата после конденсатора определяется с учетом теплового баланса конденсатора и условий его работы по давлению в конденсаторе.

Поток конденсата из конденсатора  $D'_\kappa$  включает конденсат выхлопного пара ЦНД  $D_\kappa$ , сальникового охладителя  $D_{CX}$ , подогревателя эжекторов  $D_{эж}$ , сальникового подогревателя  $D_{СП}^y$ , добавок химически очищенной воды  $D_{x.o.б}$ , конденсат калориферов котлов  $D_{\kappa\phi}$ , конденсат системы регулирования основной и приводной турбины  $D_{рег}$ , уплотнений питательного насоса и обратных клапанов  $D_{ПН}^y$ , а также конденсат пара, идущего на деаэрацию в конденсатосборники сетевых подогревателей и конденсатора  $D_{КД}$  т. е.

$$D'_\kappa = D_\kappa + D_{CX} + D_{эж} + D_{СП}^y + D_{x.o.б} + D_{\kappa\phi} + D_{рег} + D_{ПН}^y + D_{КД}. \quad (4-43)$$

Поток конденсата через ОК2 дополнительно включает конденсат сетевых подогревателей СП1 и СП2  $\sum D_m$ , т. е.

$$D_{BOY} = D'_\kappa + \sum D_m. \quad (4-44)$$

При максимальной температуре конденсата сетевых подогревателей и полной нагрузке отборов турбины  $D_{KH} = 274 \text{ кг/с}$

$$\sum D_m + D_{СП}^y = 171 \text{ кг/с}; D_\kappa = 18,8 \text{ кг/с}; D_{x.o.б} = 13,9 \text{ кг/с};$$

$$D_{CX} + D_{эж} = 3,34 \text{ кг/с}; D_{\kappa\phi} = 3,89 \text{ кг/с};$$

$$D_{рег} + D_{ПН}^y = 11,25 \text{ кг/с}; D_{BOY} = 337 \text{ кг/с}.$$

Применение охладителей конденсата, работающих на охлаждающей воде, приводит к дополнительным потерям тепла в холодном источнике и, следовательно, к снижению тепловой экономичности по сравнению с вариантом подачи конденсата сетевых подогревателей в линию основного конденсата после соответствующих подогревателей (см. рис. 4-21). Эти потери составляют до 0,3% годового расхода тепла на выработку электроэнергии.

Расчет переменных режимов турбины Т-250/300-240 необходимо проводить с учетом этих обстоятельств. Методика расчета тепловой схемы Т-250/300-240 аналогична методике расчета турбины Т-100-130 (см. § 4-3, 4-4) и приведена в

[4-13].

#### 4-6. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМА РАБОТЫ ТЕПЛОСЕТИ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТЭЦ

Определение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении с учетом регенерации: Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении без учета регенеративного подогрева питательной воды определяется по [4-2] (в безразмерных единицах)

$$\mathfrak{E} = \frac{N_{м.э}}{Q_m} = \frac{i_0 - i_m}{i_m - i_6} \eta_m \eta_z = \frac{H_a}{q_m} \eta_{oi} \eta_m \eta_z, \quad (4-45)$$

или, кВт·ч/ГДж:

$$\mathfrak{E} = \frac{N_{м.э}}{Q_m} = \frac{10^3}{3,6} \frac{H_a}{q_m} \eta_{oi} \eta_m \eta_z, \quad (4-46)$$

где  $i_0, i_m, i_6$  - соответственно энтальпии свежего пара, отборного пара и воды, возвращаемой в схему ТЭЦ от потребителя, кДж/кг;  $H_a$  - изоэнтропийная разность энтальпий отборного пара в турбине, кДж/кг;  $q_m = i_m - i_6$  - расход тепла на единицу массы отработавшего пара, кДж/кг;  $\eta_{oi}, \eta_m, \eta_z$  - соответственно к.п.д. внутренний относительный, механический генератора;  $N_{э} = D_m H_a \eta_{oi} \eta_m \eta_z = D_m (i_0 - i_m) \eta_m \eta_z$  - мощность потока отборного пара, МВт;  $Q_m = D_m (i_m - i_6)$  - тепло отборного пара на отпуск тепла внешнему потребителю, МВт.

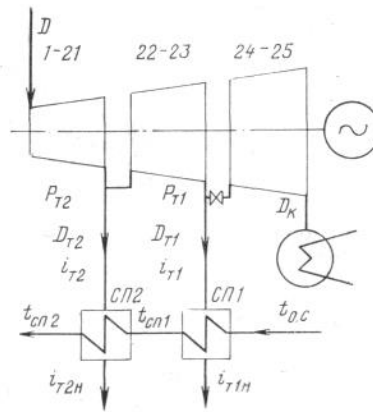


Рис. 4-23. Расчетная схема для определения удельной выработки электроэнергии (турбина Т-100-130)

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении с учетом регенерации для турбин типа Г и ПТ может быть определена по характеристикам проточной части [4-11; 4-14; 4-15].

Рассмотрим вначале турбину Т-100-130. Условно ее можно разбить на три отсека (рис. 4-23 и 4-8): отсек I ступени 1-21 до верхнего теплофикационного отбора при давлении  $p_{m2}$ ; расход пара через I отсек  $D$ ; расход пара на выходе из отсека  $D_{21}^{6 \text{ вх}}$ ; внутренняя мощность  $N_i^{1-21}$ ; отсек II (ступени 22-23 между верхним и нижним теплофикационными отборами при давлениях  $p_{m2}$  и  $p_{m1}$ ) с расходом пара через отсек  $D_{22-23}$  и внутренней мощностью  $N_i^{22-23}$ ; отсек III (ступени 24, 25) с расходом пара  $D_K$  и внутренней мощностью отсека  $N_i^{чнд}$ . При заданном режиме работы турбоустановки

известными являются: электрическая мощность  $N_э$ , расход пара на турбину  $D$ , расход сетевой воды  $G_{с.в.}$ , давления пара в верхнем и нижнем теплофикационных отборах  $p_{m2}$  и  $p_{m1}$  расходы пара на верхний и нижний сетевые подогреватели  $D_{m2}$  и  $D_{m1}$ .

По значениям этих параметров и характеристикам отдельных отсеков турбины по заводским данным или данным испытаний можно определить мощность, вырабатываемую потоками отборного пара.

Выработка электроэнергии на потоке  $D_{m2}$  с учетом регенерации составит:

$$N_i^{m2} = \frac{N_i^{1-21}}{D_{m1} + D_{m2} + D_\kappa} D_{m2}, \quad (4-47)$$

а на потоке  $D_{m1}$

$$N_i^{m1} = \left( \frac{N_i^{1-21}}{D_{m1} + D_{m2} + D_\kappa} + \frac{N_i^{22-23}}{D_{m1} + D_\kappa} \right) D_{m1}. \quad (4-48)$$

Значения  $N_i^{1-21}$ ,  $N_i^{22-23}$  и  $D_\kappa$  определяются по характеристикам отсеков  $N_i^{1-21} = f(D; p_{m2})$ ;  $N_i^{22-23} = f(p_{m2}; p_{m1})$ ;  $D_\kappa = f(p_{m1})$ , которые учитывают отборы пара на регенерацию. Эти характеристики для турбины Т-100-130 приведены на рис. 4-16-4-18.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении зависит от схемы подогрева сетевой воды и определяется по формулам:

при одноступенчатом подогреве сетевой воды ( $D_{m2} = 0$ )

$$\mathfrak{E}_{m1} = \frac{N_i^{m1} \eta_m \eta_\varepsilon}{Q_{m1}}, \quad (4-49)$$

где  $Q_{m1} = D_{m1}(i_{m1} - i'_{m1n})$ ;

при двухступенчатом подогреве сетевой воды для пара нижнего отбора  $\mathfrak{E}_{m1}$  определяется по (4-49), для пара верхнего отбора

$$\mathfrak{E}_{m2} = \frac{N_i^{m2} \eta_m \eta_\varepsilon}{Q_{m2}}, \quad (4-50)$$

где  $Q_{m2} = D_{m2}(i_{m2} - i'_{m2n})$ , приведенная величина  $\mathfrak{E}_{m,np}$

$$\mathfrak{E}_{m,np} = \frac{(N_i^{m1} + N_i^{m2}) \eta_m \eta_\varepsilon}{Q_{m1} + Q_{m2}} = \frac{(N_i^{m1} + N_i^{m2}) \eta_m \eta_\varepsilon}{Q_m}; \quad (4-51)$$

при трехступенчатом подогреве сетевой воды

$$\mathfrak{E}'_{m,np} = \frac{N_\varepsilon}{Q_m} = \frac{(N_i^{m1} + N_i^{m2} + N_i^{CHД}) \eta_m \eta_\varepsilon}{Q_m}, \quad (4-52)$$

где  $N_i^{CHД}$  - мощность конденсационного потока, обогревающего пучок с учетом регенерации, определяемая по формуле

$$N_i^\kappa = \left( \frac{N_i^{1-21}}{D_{m1} + D_{m2} + D_\kappa} + \frac{N_i^{22-23}}{D_{m1} + D_\kappa} + \frac{N_i^{CHД}}{D_\kappa} \right) D_\kappa. \quad (4-53)$$

По зависимостям вида (4-49)-(4-53) можно также определить удельную выработку электроэнергии и для турбин типа Т-175/210-130 и Т-250/300-240.

Для турбин типа ПТ (ПТ-60-130/13) с промышленным и теплофикационным

отборами при давлениях  $p_n$  и  $p_m$  удельная выработка электроэнергии может быть определена аналогично. Турбину ПТ можно условно разбить на три отсека: I отсек - до промышленного отбора  $p_n$  (ЧВД); II отсек - ступени между отборами  $p_n$  и  $p_m$  (ЧСД) и III отсек - от теплофикационного отбора  $p_m$  до конденсатора (ЧНД); тогда мощность, вырабатываемая потоком промышленного отбора пара  $D_n$ , с учетом регенерации составит:

$$N_i^n = \frac{N_i^{ЧВД}}{D_n + D_m + D_\kappa} D_n; \quad (4-54)$$

мощность теплофикационного отбора пара  $D_m$  с учетом регенерации

$$N_i^m = \left( \frac{N_i^{ЧВД}}{D_n + D_m + D_\kappa} + \frac{N_i^{ЧСД}}{D_m + D_\kappa} \right) D_m. \quad (4-55)$$

Удельная выработка электроэнергии для потоков пара промышленного и теплофикационного отборов может быть определена соответственно по формулам

$$\mathfrak{E}_n = \frac{N_i^n \eta_m \eta_\epsilon}{Q_n}; \quad (4-56)$$

$$\mathfrak{E}_m = \frac{N_i^m \eta_m \eta_\epsilon}{Q_m}, \quad (4-$$

где  $Q_n = D_n(i_n - i'_{ок})$  - количество тепла, отпущенное из промышленного отбора;  $Q_m = D_m(i_m - i'_m)$  - количество тепла, отпущенного из теплофикационного отбора.

*Влияние водного режима теплосети на тепловую экономичность ТЭЦ.* На ТЭЦ с турбинами типа Т и ПТ, отборный пар которых используется для подогрева сетевой воды в сетевых подогревателях, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении существенно зависит от давления в теплофикационных отборах. Давление же в теплофикационных отборах в свою очередь (при заданной тепловой нагрузке и температурном графике теплосети) определяется недогревом сетевой воды до температуры насыщения отборного пара, равным обычно 3-7°C. Такие расчетные значения недогрева  $\vartheta$  в течение сравнительно длительного периода отопительного сезона могут быть обеспечены только при строгом соблюдении норм водного режима теплосети.

В соответствии с ПТЭ [4-16] теплосеть должна заполняться тщательно подготовленной подпиточной водой, которая должна также использоваться и для восполнения утечек из теплосети. Для этой цели исходная вода, используемая для восполнения потерь в теплосети, подвергается химической обработке (обычно по схеме Na-катионирования) и термической деаэрации с целью удаления кислорода и углекислого газа.

Согласно ПТЭ подпиточная вода должна удовлетворять следующим нормам: содержание кислорода не более 0,05 мг/кг, карбонатная жесткость не более 0,7 мг-экв/кг. Однако если в условиях эксплуатации допускаются нарушения водного режима теплосети (подпитка сырой водой в аварийных случаях, присосы водопроводной воды в теплообменниках абонентов, присосы воздуха

в теплосети и недостаточная деаэрация подпиточной воды на ТЭЦ), на латунных трубках сетевых подогревателей появляются значительные отложения солей (накипь толщиной до 1 мм и более), приводящие к резкому снижению коэффициента теплопередачи и росту недогрева [4-7].

Коэффициент теплопередачи в сетевом подогревателе определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4-58)$$

а недогрев - по формуле [4-14]

$$\vartheta_n = t_n - t'' = (t_n - t') \exp\left(-\frac{kF}{G_{c.6} c_6}\right), \quad (4-59)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  - коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке и от стенки к воде;  $\delta_{cm}, \lambda_{cm}$  - толщина стенки трубы и коэффициент теплопроводности металла;  $\delta_n, \lambda_n$  - толщина и коэффициент теплопроводности слоя накипи;  $t_n, t', t''$  - температуры насыщения греющего пара, сетевой воды на входе и выходе из сетевого подогревателя;  $F$  - площадь поверхности нагрева;  $G_{c.6}$  - расход сетевой воды;  $c_6$  - теплоемкость сетевой воды. При прочих равных условиях появление слоя накипи с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_n = 0,838 \div 2,1$  кДж/(м<sup>4</sup> · К) (0,2 ÷ 0,5 ккал/(м<sup>4</sup> · °С)) приводит к значительному снижению коэффициента теплопередачи и росту величины недогрева.

Вследствие этого давление в теплофикационных отборах возрастает, а удельная выработка электроэнергии снижается, что приводит в конечном итоге к перерасходу топлива, определяемому по формуле [4-2]

$$\Delta B = (\vartheta' - \vartheta'')(b_{KЭС} - b_{ТЭЦ}) Q_m, \quad (4-60)$$

где  $\vartheta', \vartheta''$  - удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при различных недогревах;  $b_{KЭС}, b_{ТЭЦ}$  - удельные расходы топлива на выработку электроэнергии на замещающей КЭС и на ТЭЦ;  $Q_m$  - количество отпускаемого из отборов тепла.

Для турбин Т-100-130 увеличение недогрева в сетевом подогревателе СП1 при заданной тепловой нагрузке отборов приводит к росту давления в отборе  $p_{m1}$  и к перераспределению отборов, а именно к уменьшению тепловой нагрузки сетевого подогревателя СП1, увеличению нагрузки СП2 и некоторому росту пропуска пара в конденсатор  $D_k$ . Это в свою очередь приводит к снижению мощности турбины, уменьшению  $\mathcal{E}_m$  и необходимости дополнительной конденсационной выработки электроэнергии на КЭС и связанному с этим перерасходу топлива.

При росте  $\mathcal{E}_{СП1}$  и  $\mathcal{E}_{СП2}$  происходит перераспределение отборов и мощностей отдельных отсеков: увеличивается  $p_{m1}$  при  $p_{m2} = \text{const}$ ; сокращается расход пара через отсек 22-23 с одновременным сокращением теплоперепада и к.п.д., уменьшается нагрузка СП, снижается мощность  $N_i^{22-23}$ . Выработка

электроэнергии на тепловом потреблении паром нижнего отбора уменьшается, что приводит к уменьшению приведенной величины  $\mathcal{E}_m^{np}$ , несмотря на некоторое увеличение  $\mathcal{E}_{m2}$ .

Аналогично влияет на выработку теплофикационной мощности и недогрев в верхнем сетевом подогревателе СП2. Несмотря на некоторое увеличение тепловой нагрузки нижнего сетевого подогревателя СП1 и теплофикационной мощности нижнего отбора в целом теплофикационная мощность турбины, а следовательно, и удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении с ростом недогрева  $\mathcal{Q}_{СП2}$  уменьшаются.

Таким образом, можно сделать вывод, что на снижение суммарной теплофикационной мощности турбины в большей степени влияет отбор на тот сетевой подогреватель, в котором увеличивается недогрев.

Следует отметить также, что в обоих случаях доля конденсационной выработки потоком пара в конденсатор увеличивается из-за роста давления в нижнем отборе  $p_{m1}$  и пропуска пара в конденсатор  $D_k$ .

Расчеты показали, что недогрев в верхнем сетевом подогревателе оказывает более заметное влияние на величину  $\mathcal{E}_m^{np}$ . Так, изменение недогрева в СП2 с 5 до 12°C приводит к снижению  $\mathcal{E}_m^{np}$  со 135 до 131 кВт·ч/ГДж, т. е. примерно на 3%, а рост недогрева с 5 до 12°C в сетевом подогревателе СП1 приводит к снижению  $\mathcal{E}_m^{np}$  на 1,9%. Вследствие этого в обоих случаях наблюдается значительный перерасход топлива. Используя (4-61) и принимая  $b_{кэс}=340$  г/(кВт·ч),  $b_{гц}=160$  г/(кВт·ч) и число часов отопительного сезона  $h=5000$  ч, получаем перерасход условного топлива в год только на одну турбину Т-100-130:

при увеличении недогрева в верхнем сетевом подогревателе с 5 до 12°C

$$\Delta B = 3,6(135 - 131) \cdot (340 - 160) \cdot 192 \cdot 10^{-6} \cdot 5000 = 2500 \text{ т};$$

при увеличении недогрева в нижнем сетевом подогревателе с 5 до 12°C

$$\Delta B = 3,6(134,6 - 132) \cdot (340 - 160) \cdot 192 \cdot 10^{-6} \cdot 5000 = 1610 \text{ т};$$

Приведенные расчеты, как уже отмечалось, относятся к  $t_{н.в}=-26^\circ\text{C}$ , и следовательно, к максимальной температуре обратной сетевой воды. При повышении  $t_{н.в}$  и соответственно снижении  $t_{о.с}$  уменьшаются давления в отборах и растет  $\mathcal{E}_m^{np}$ .

Однако относительное ее изменение с изменением недогрева в сетевых подогревателях незначительно.

При меньших расходах сетевой воды ( $G_{с.в}=0,695 \div 0,835$  м³/с) увеличение недогрева в сетевых подогревателях даже до 12-15°C может привести к повышению давления в отборах до предельно допустимого ( $p_{m2}=0,147 \div 0,196$  МПа) и, как следствие этого, к снижению тепловой нагрузки отборов и замене ее нагрузкой пиковых котлов. Так, при изменении недогрева в СП1 с 3 до 12°C и в СП2 с 5 до 15°C тепловая мощность отборов при ( $G_{с.в}=0,875$  м³/с и  $t_{о.с}=66^\circ\text{C}$ ) снижается со 192 до 162-154 МВт, причем 29-38 МВт должны быть переданы на пиковые водогрейные котлы. Это приводит к снижению выработки

электроэнергии на тепловом потреблении и, следовательно, к увеличению конденсационной выработки (на ТЭЦ или на КЭС) и, как следствие, к перерасходу топлива как на ТЭЦ, так и в энергосистеме.

Таким образом, в условиях эксплуатации необходимо обеспечить тщательный и систематический контроль за состоянием сетевых подогревателей и условиями их эксплуатации с соблюдением требуемых норм водного режима теплосети (по солесодержанию и кислороду) и плотности с тем, чтобы обеспечить более высокую экономичность работы ТЭЦ.

Испытания сетевых подогревателей, проведенные на одной из ТЭЦ [4-7, 4-14], показали, что в условиях установившегося водного режима ТЭЦ по сетевой воде скорость роста недогрева может быть принята равной  $0,8-1^{\circ}\text{C}$  на каждые 1000 ч работы, поэтому каждый подогреватель должен проходить чистку не реже одного раза в год. Сетевые подогреватели современных мощных теплофикационных турбин по размерам поверхностей нагрева и количеству конденсируемого пара эквивалентны конденсаторам турбин КЭС и поэтому требуют не меньшего внимания эксплуатационного персонала по поддержанию их чистоты для обеспечения расчетного уровня недогревов сетевой воды и экономичности турбоустановок.

#### **4-7. АНАЛИТИЧЕСКИЕ МНОГОФАКТОРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН**

При проектировании и эксплуатации пользуются графическими характеристиками теплофикационных турбин, о чем уже говорилось выше.

В последние годы были разработаны и изданы типовые нормативные характеристики турбин Т-100-130ТМЗ и ПТ-60-130/13 ЛМЗ, построенные на базе ряда тепловых испытаний. Использование графических диаграмм режимов и поправочных кривых к ним связано с неизбежными ошибками и не приводит к однозначности результатов. Поэтому предпочтительнее иметь аналитические зависимости, расчет по которым с использованием клавишных вычислительных машин обеспечивает однозначность результатов и отсутствие дополнительных ошибок при пользовании графиками.

Кроме того, аналитические зависимости удобно использовать при составлении программ для расчета с помощью ЭВМ технико-экономических показателей.

Помимо проведения тепловых испытаний по методике планирования эксперимента (см. гл. 5) целесообразно обработать имеющиеся характеристики методом регрессионного анализа и получить аналитические характеристики.

Рассмотрим аналитические характеристики в виде полиномов второй степени, полученные в результате обработки типовой нормативной характеристики турбоагрегатов Т-100-130ТМЗ [4-21].

Для режимов работы по тепловому графику с полностью закрытой регулирующей диафрагмой получены следующие характеристики:

для режимов трехступенчатого подогрева сетевой воды

$$N_{\text{э}} = f(Q_m, G_{\text{с.г}}, t_{\text{о.с}}), \quad (4-61)$$

где  $N_{\text{э}}$  - электрическая мощность турбоагрегата, МВт;  $Q_m$  - тепловая нагрузка

турбины, МВт (два теплофикационных отбора и теплофикационный пучок в конденсаторе);  $G_{c.в}$  - расход сетевой воды, м<sup>3</sup>/ч.

Как уже отмечалось, в режимах трехступенчатого подогрева все параметры турбоустановки - развиваемая мощность, расход пара, расход тепла, давления пара в верхнем и нижнем теплофикационных отборах однозначно определяются режимом тепловой нагрузки, т. е. параметрами  $Q_m, G_{c.в}, t_{o.в}$ .

В нормированном виде уравнение записывается:

$$N_3 = 71,37 + 12,23x_1 + 2,58x_2 - 3,84x_3 - 0,48x_1^2 + 0,97x_1x_2 - 0,98x_1x_3 - 0,59x_3^2,$$

где  $x_1 = \frac{Q_m - 139}{23,2}; x_2 = \frac{G_{c.в} - 4000}{1000}; x_3 = \frac{t_{o.в} - 55}{10}.$

Область применения характеристики:

$$92,6 \leq Q_m \leq 186 \text{ МВт},$$

$$2900 \leq G_{c.в} \leq 5100 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$35 \leq t_{o.в} \leq 70^\circ \text{C};$$

Поскольку режим трехступенчатого подогрева протекает без потерь в конденсаторе, расход тепла на турбоустановку, МВт, можно подсчитать по выражению

$$Q_3 = N_3 + Q_{вн} + \Delta N_{м.г}, \quad (4-62)$$

где  $Q_{вн}$  - внешние потери тепла турбиной (для Т-100-130  $Q_{вн} = 2,1$  МВт);  $\Delta N_{м.г}$  - потери механические и в генераторе.

Для режима двухступенчатого подогрева по тепловому графику

$$N_3 = 75,63 + 12,56x_1 + 1,54x_2 - 2,51x_3 - 0,26x_1^2 + 0,78x_1x_2 - 0,54x_1x_3 - 0,81x_2^2 - 0,27x_2x_3. \quad (4-63)$$

Мощность теплового потока на турбину, МВт,

$$Q_0 = 221,03 + 37,3x_1 - 1,73x_2 + 1,27x_3 + 0,116x_1^2 - 0,58x_1x_2 + 1,62x_2^2 - 1,04x_2x_3 + 0,46x_3^2. \quad (4-64)$$

Для режима одноступенчатого подогрева по тепловому графику

$$N_3 = 72,56 + 11,59x_1 + 1,73x_2 - 2,89x_3 - 0,34x_1^2 + 0,37x_1x_2 - 0,29x_1x_3 - 0,33x_2^2 - 0,48x_2x_3 + 0,46x_3^2. \quad (4-65)$$

Мощность теплового потока на турбину, МВт,

$$Q_0 = 230 + 38,3x_1 - 2,67x_2 + 2,44x_3 + 0,116x_1^2 - 0,69x_1x_2 + 1,97x_2^2 + 0,69x_2x_3 + 0,465x_3^2. \quad (4-66)$$

При работе по электрическому графику мощность теплового потока и расход пара на турбину зависят от пяти факторов

$$Q_0 = f(Q_m, G_{c.в}, t_{o.в}, N_3, t_{o.г}), \quad (4-67)$$

где  $t_{o.г}$  - температура охлаждающей воды, °С.

В этом случае  $N_3 > N_3^m$ , где  $N_3^m$  - мощность при том же режиме тепловой нагрузки и при работе по тепловому графику.

Мощность теплового потока на турбину  $Q_0$  при двухступенчатом подогреве и работе по электрическому графику, МВт,

$$Q_0 = 252,0 + 11,25x_1 - 4,4x_2 + 5,93x_3 + 20,4x_4 + 1,74x_5 + 0,575x_1x_4 - 0,35x_2x_4 + 0,81x_3x_4 - 2,08x_1x_2 + 0,925x_1x_3 + 2,2x_2^2 - 2,43x_2x_3 + 1,5x_3^2 + 0,69x_5^2, \quad (4-68)$$

ult  $x_4 = \frac{N_3 - 90}{10}; x_5 = \frac{t_{o.г} - 20}{10}.$  Область применения факторов:  $40 < N_3 < 110 \text{ МВт};$

$$5 < t_{o.g} < 33^{\circ}C.$$

Мощность теплового потока на турбину  $Q_0$ , МВт, при одноступенчатом подогреве и работе по электрическому графику

$$Q_0 = 269 + 12,1x_1 - 6,75x_2 + 9,5x_3 + 23,9x_4 + 2,44x_5 + 0,58x_4^2 - 0,35x_1x_4 + 0,81x_3x_4 + 1,04x_1^2 - 2,44x_1x_2 + 0,81x_1x_3 + 3,35x_2^2 - 0,464x_2x_3 + 0,7x_3^2. \quad (4-69)$$

Для конденсационного режима применимы двухфакторные характеристики типа

$$N_s = f(D, t_{o.g}); Q_0 = f(N_s, t_{o.g}).$$

Мощность теплового потока на турбину при конденсационном режиме, МВт,

$$Q_0 = 178 + 44,6x_4 - 3,37x_5 + 0,23x_4^2 - 0,116x_4x_5 - 1,62x_5^2. \quad (4-70)$$

Для турбины Т-175/210-130 приводим характеристики для режимов с двухступенчатым подогревом сетевой воды при работе по тепловому графику, т. е. с отключением ЦНД задвижками на ресиверных трубах и с подачей в ЦНД охлажденного пара из верхнего теплофикационного отбора в количестве 30 т/ч.

Мощность, развиваемая турбиной, МВт,

$$N_s = 131,8 + 30,62x_1 + 10,92x_2 - 23,9x_3 - 5,05x_1^2 + 5,58x_1x_2 - 5,75x_1x_3 - 3,65x_2^2. \quad (4-71)$$

Расход пара на турбину, т/ч,

$$D_0 = 573 + 174,1x_1 + 14,2x_2 - 36,1x_3 - 4,3x_1^2 + 7,15x_1x_2 - 8,2x_1x_3 - 4,73x_2^2. \quad (4-72)$$

Мощность теплового потока на выработку электроэнергии, МВт,

$$Q_s = 160 + 29,3x_1 + 8,3x_2 - 17,9x_3 - 4,9x_1^2 + 4,05x_1x_2 - 5,1x_1x_3 - 4,3x_2^2, \quad (4-73)$$

$$\text{где } x_1 = \frac{Q_0 - 243}{81,5}; x_2 = \frac{G_{c.g} - 5000}{1000}; x_3 = \frac{t_{o.c} - 55}{20}.$$

Для режимов с двухступенчатым подогревом сетевой воды при работе по электрическому графику мощность, МВт, и расход пара на турбину, т/ч, определяются соотношениями

$$N_s = 155,1 + 29,4x_2 - 15,2x_3 + 10,4x_4 - 4,3x_5 - 1,4x_1x_4 + 0,6x_1x_5 - 3,4x_3^2 + 5,7x_3x_4 - 3,6x_3x_5 - 5,3x_4^2 + 3,3x_4x_5 - 0,1x_5^2; \quad (4-74)$$

$$D_0 = 526,9 + 76,7x_1 + 51,8x_3 + 35,7x_4 + 14,8x_5 - 2,6x_1^2 + 14,2x_3^2 - 18,6x_3x_4 + 10,5x_3x_5 + 17,21x_4^2 - 11,6x_1x_5 + 0,5x_5^2, \quad (4-75)$$

$$\text{где } x_1 = \frac{N_s - 150}{50}; x_2 = \frac{D_0 - 500}{100}; x_3 = \frac{Q_{om} - 232}{58}; x_4 = \frac{G_{c.g} - 4000}{1000}; x_5 = \frac{t_2 - 55}{10}.$$

Для турбины Т-250-240 приводим аналитическую характеристику для режима работы по тепловому графику, т. е. с закрытыми задвижками на ресиверных трубах к ЦНД и с подачей 30 т/ч охлажденного пара из верхнего отбора. Характеристика построена с использованием заводских расчетных данных.

Для области  $278 \leq Q_m \leq 416 \text{ МВт}$ ;  $6000 \leq G_{c.g} \leq 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $40 \leq t_{o.c} \leq 70^{\circ}C$  мощность, МВт, равна:

$$N_s = 200 + 23,53x_1 + 3,58x_2 - 7,67x_3 - 1,40x_1^2 + 0,79x_1x_2 - 1,29x_1x_3 - 0,516x_2^2 - 0,36x_2x_3, \quad (4-76)$$

$$\text{где } x_1 = \frac{Q_m - 345}{40,5}; x_2 = \frac{G_{c.g} - 7000}{600}; x_3 = \frac{t_{o.c} - 55}{9}.$$

#### 4-8. ВЗАИМОСВЯЗЬ РЕЖИМОВ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Из трех параметров, которые определяют режим тепловой нагрузки теплофикационной турбины один - температура обратной сетевой воды - является неуправляемым и определяется режимом работы всей системы теплоснабжения; два других параметра - тепловая нагрузка отбора и расход сетевой воды — являются управляемыми и поддерживаются на ТЭЦ на заданном уровне. Температура сетевой воды в подающей линии также является заданной в зависимости от температуры наружного воздуха.

В режимах работы теплофикационной турбины по тепловому графику развиваемая мощность в значительной мере зависит от уровня температуры обратной сетевой воды. Количественно это отражено в приведенных выше аналитических характеристиках.

Рассмотрим изменения температуры обратной сетевой воды в течение суток (4-22), (4-23). При последовательном включении подогревателей горячего водоснабжения первая их ступень обогревается сетевой водой, прошедшей систему отопления и имеющей температуру  $t'_2$ . В результате смешения части потока сетевой воды с температурой  $t'_2$  с другой частью, охлажденной в подогревателях горячего водоснабжения, весь поток сетевой воды приобретает температуру обратной сетевой воды  $t_{o.c.}$ . Поэтому при изменении тепловой нагрузки горячего водоснабжения меняется охлаждение сетевой воды в подогревателе горячего водоснабжения и температура сетевой воды в обратной линии.

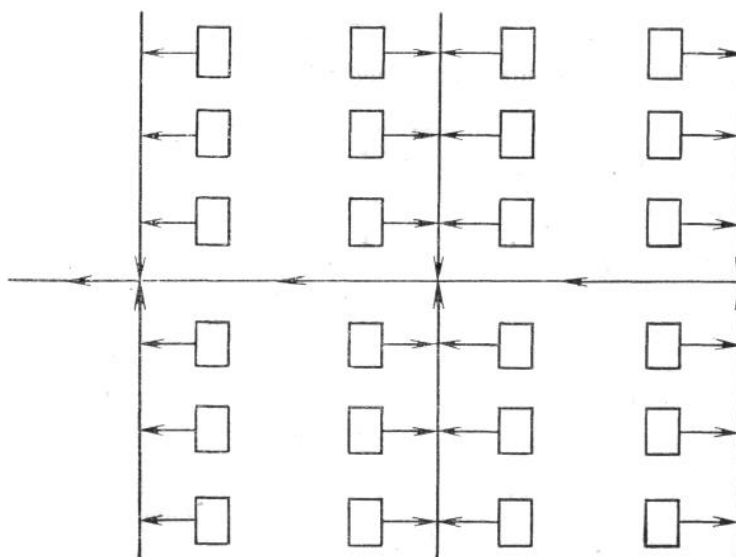


Рис. 4-24. Схема узла обратных тепловых сетей.

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения меняется в течение суток в соответствии с разбором горячей воды абонентами: утренний пик, затем дневной провал, вечерний пик и ночной провал, при котором нагрузка падает почти до нуля. Соответственно с суточным графиком тепловой нагрузки горячего водоснабжения меняется температура обратной сетевой воды после абонентов, но до ТЭЦ эти изменения доходят с запаздыванием, которое определяется емкостью тепловой сети.

На рис. 4-24 показана примерная схема узла обратных тепловых сетей. Принимаем, что в ночной период (от 0 до 6 ч утра) тепловая нагрузка горячего водоснабжения снижается до нуля. Температура сетевой воды в обратных линиях после абонентов становится равной температуре после отопительных систем  $t'_2$ , в результате чего происходит соответствующее повышение температуры сетевой воды в обратных линиях тепловой сети, емкость которых равна  $V_{обр}$ .

Запишем в дифференциальной форме тепловой баланс смешения более горячей сетевой воды, поступающей в обратную теплотель после прекращения разбора горячей воды, с сетевой водой, заполняющей обратную теплотель при текущей температуре  $t_{o.c}$ :

$$V_{обр} c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} dt_{o.c} = -V_{c.в} c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} (t_{o.c} - t'_2), \quad (4-77)$$

где  $V_{обр}$  - емкость обратных труб теплотели, м<sup>3</sup>;  $V_{c.в}$  - расход сетевой воды, м<sup>3</sup>/с.

Обозначим  $V_{обр} / V_{c.в} = \varphi$ . Тогда имеем:

$$\frac{d(t_{o.c} - t'_2)}{t_{o.c} - t'_2} = -\varphi d\tau.$$

После интегрирования имеем:

$$\ln \frac{t_{o.c} - t'_2}{t_{o.c}^{нач} - t'_2} = -\varphi,$$

или

$$t_{o.c} = t'_2 - (t'_2 - t_{o.c}^{нач}) e^{-\varphi \tau}.$$

На рис. 4-25 показано экспоненциальное возрастание  $t_{o.c}$  после прекращения разбора горячей воды.

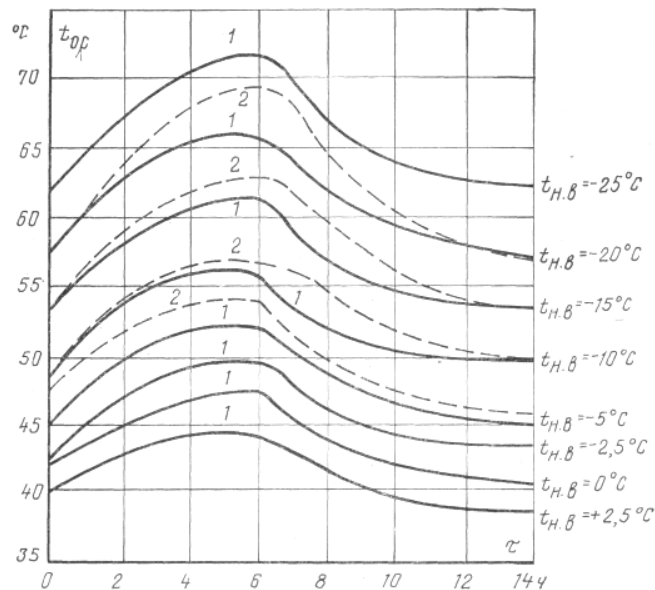


Рис. 4-25. Графики изменения  $t_{o.c}$  на ТЭЦ по расчету (1) и по наблюдениям (2).

Графики изменения  $t_{o.c}$  на рис. 4-25 построены по формуле (4-78) для условий конкретной ТЭЦ с турбинами Т-100-130 (кривые 1) и по данным наблюдений (кривые 2) для различных температур наружного воздуха. Из графиков видно, что температура обратной сетевой воды достигает

наибольшего значения к шести часам утра, т. е. к моменту начала утреннего набора электрической нагрузки, а затем снижается. Характер протекания расчетных и фактических кривых идентичен, и совпадение их вполне удовлетворительное.

Повышение температуры поступающей на ТЭЦ обратной сетевой воды при работе по тепловому графику приводит к повышению давления в регулируемом теплофикационном отборе, вследствие чего регулятор давления дает команду на прикрытие регулирующих клапанов перед ЦВД. Это приводит к разгрузке турбины как по отпуску тепла, так и по выработке электроэнергии.

Аналогичная картина будет и при работе турбины Т-250/300-240 в режиме теплового графика нагрузки (при отсечении ЦНД по ресиверным трубам и подаче в ЦНД охлажденного пара из регулируемого теплофикационного отбора).

В условиях эксплуатации положение может быть выправлено вмешательством машиниста турбины, который может вручную устанавливать большее задание регулятору давления и повышать давление отбора. Таким образом, при ручной подрегулировке давления в отборе повышение температуры обратной сетевой воды приводит к повышению давления в отборе и соответствующему снижению развиваемой мощности турбины. Наибольшее повышение температуры обратной сетевой воды приходится, как это видно из рис. 4-25, на часы утреннего набора нагрузки в энергосистеме, что особенно ощутимо.

Из сказанного также следует, что регулятор давления теплофикационного отбора должен уступить место регулятору заданной тепловой нагрузки. Для турбины Т-175/210-130 предусмотрен именно такой регулятор.

Для стабилизации температуры обратной сетевой воды в течение суток было предложено перейти к суточному регулированию температуры прямой сетевой воды.

Последнее сводится к ночному снижению температуры прямой сетевой воды на ТЭЦ, что приведет с некоторым запаздыванием, обусловленным емкостью подающей теплосети, к понижению температуры прямой сетевой воды у абонентов и к соответствующему снижению температуры сетевой воды после отопления  $t'_2$ . Для компенсации недоотпуска тепла на отопление из-за ночного снижения температуры сетевой воды в подающей магистрали необходимо соответственно повышать ее в дневные часы за счет дополнительного нагружения водогрейных котлов.

Рассмотрим характер изменения температуры сетевой воды в обратной линии после прекращения разбора горячей воды на ночь при ночном снижении температуры сетевой воды в подающей линии на ТЭЦ с  $t_{n.c}^{нач}$  до  $t_{n.c}$ .

Для подающей теплосети можем записать в дифференциальной форме тепловой баланс смешения потоков сетевой воды с пониженной температурой  $t'_{n.c}$  сетевой водой, заполняющей подающую теплосеть при температуре  $t_{n.c}^{нач}$ :

$$V_{под} c_p \rho_s dt_{n.c} = -V_{c.с} c_p \rho_s (t_{n.c} - t'_{n.c}) d\tau,$$

где  $t_{n.c}$  - текущая температура сетевой воды в подающей линии у абонентов;  $V_{c.с}$

- объемный расход сетевой воды, м<sup>3</sup>/с;  $V_{нод}$  - емкость труб подающих магистралей теплосети, м<sup>3</sup>.

Это дифференциальное уравнение является математической моделью процесса снижения температуры сетевой воды в подающей линии у абонентов после снижения ее на ТЭЦ.

После интегрирования получаем:

$$t_{n.c} = t_{n.c}^{нач} - (t_{n.c}^{нач} - t'_{n.c})e^{-\varphi_n \tau}; \quad (4-79)$$

Принимаем, что температура сетевой воды после отопления  $t'_2$  будет меняться соответственно изменению температуры сетевой воды в подающей линии:

$$t'_2 = t'_{2нач} - (t'_{2нач} - t''_2)e^{-\varphi_n \tau}, \quad (4-80)$$

где  $t''_2$  - температура сетевой воды после систем отопления, соответствующая пониженной температуре в подающей линии  $t'_{n.c}$ .

При ночном перерыве горячего водоснабжения в теплосеть поступает сетевая вода с температурой после системы отопления  $t'_2$ . Записываем в дифференциальной форме тепловой баланс смешения потока сетевой воды после отопления с сетевой водой, заполняющей теплосеть

$$V_{обр} c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} dt_{o.c} = -V_{c.в} c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} (t_{o.c} - t'_2) d\tau,$$

или

$$\frac{dt_{o.c}}{t_{o.c} - t'_2} = -\varphi_{обр} d\tau.$$

Подставляем значение  $t'_2$  из (4-80) и получаем:

$$\frac{dt_{o.c}}{t_{o.c} - t'_{2нач} + (t'_{2нач} - t''_2)e^{-\varphi_n \tau}} = -\varphi_{обр} d\tau.$$

Обозначим  $t_{o.c} = y$ ;  $\tau = x$ ;  $t'_{2нач} - t''_2 = a$  и получим:

$$\frac{dy}{(y - t'_{2нач}) + ae^{-\varphi_n x}} = -\varphi_{обр} dx,$$

или

$$\frac{dy}{dx} = -\varphi_{обр} y + t'_{2нач} \varphi_{обр} - \varphi_{обр} ae^{-\varphi_n x}. \quad (4-81)$$

Для решения этого дифференциального уравнения продифференцируем его:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\varphi_{обр} \frac{dy}{dx} - \varphi_{обр} a e^{-\varphi_n x}.$$

Обозначим:  $k = -\varphi_{обр}$ ;  $p = -\varphi_n$ ;  $A = -\varphi_{обр} \varphi_n a$ ;  $k - p = \varphi_n - \varphi_{обр}$ ;  $\frac{dy}{dx} = z$ ;

Подставим принятые обозначения и получим:

$$\frac{dz}{dx} = kz + Ae^{px}.$$

При  $p \neq k$  решение этого дифференциального уравнения

$$z = \frac{A}{k - p} e^{kx} + Ce^{px}.$$

Подставляем значение  $x$  в исходное дифференциальное уравнение (4-89):

$$\frac{A}{k-p} e^{kx} + C e^{px} = -\varphi_{обp} y + t'_{нач} \varphi_{обp} + \varphi_{обp} a e^{px}.$$

При  $\tau = 0 \quad t_{o.c} = t_{o.c}^{нач} ; ;$

$$C = \varphi_{обp} (t'_{нач} - t_{o.c}^{нач} + a) - \frac{A}{k-p};$$

$$t_{o.c} = t'_{нач} + a e^{-\varphi_{обp} \tau} - \left[ \frac{A}{(\varphi_n - \varphi_{обp}) \varphi_{обp}} + \frac{C}{\varphi_{обp}} \right] e^{-\varphi_{обp} \tau}. \quad (4.82)$$

Для проверки возможности применения полученных зависимостей при расчете температуры сетевой воды возвращающейся на ТЭЦ из теплосети, были проведены расчеты применительно к тепловым сетям одной из ТЭЦ. Сравнение расчетных кривых с действительными значениями температуры обратной сетевой воды показало их вполне удовлетворительное совпадение.

При понижении температуры в подающей линии на ТЭЦ ночью на  $18^\circ\text{C}$  электрическая мощность на четырех турбоагрегатах Т-100-130 увеличилась в часы утреннего подъема нагрузки на 16 МВт по сравнению с режимом без понижения температуры в подающей линии. Во время испытаний производилось термографирование внутри помещений в пяти- и девятиэтажных панельных зданиях, находящихся на расстоянии 10 км от ТЭЦ. Термографирование показало, что температура внутри помещений при снижении температуры сетевой воды в подающей линии от ТЭЦ менялась не более чем на  $0,4^\circ\text{C}$ .

Эффект повышения электрической мощности турбин Т-100-130 в часы подъема нагрузки означает помимо дополнительной мощности также дополнительную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Так, в указанном случае было получено дополнительно 30 МВт·ч электроэнергии на тепловом потреблении, что соответствует экономии условного топлива

$$200 \times 30 \cdot 10^{-3} = 6 \text{ т.}$$

Применение суточного регулирования температуры сетевой воды в подающей линии на ТЭЦ может существенно улучшить ее показатели.

#### 4-9. ПРИМЕНЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКИХ МНОГОФАКТОРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК К РАСЧЕТУ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ТЕПЛОМ ПОТРЕБЛЕНИИ

Как известно, изменение отопительной нагрузки  $Q_{om}$  по продолжительности может быть рассчитано по формуле Россандера:

$$\frac{Q_{om}}{Q_{om}^p} = 1 - (1 - f_0) \left( \frac{\tau_{om}}{\tau_{o.c}} \right)^{\frac{f-f_0}{1-f}},$$

где  $Q_{om}, Q_{om}^p$  - текущая и расчетные отопительные нагрузки, МВт;  $\tau_{o.c}, \tau_{om}$  - продолжительность отопительного сезона, продолжительность до текущей отопительной нагрузки;  $f_0 = Q_{om}^{нач} / Q_{om}^p$  - коэффициент нагрузки начала отопительного сезона;  $f_0 = \tau_{макс} / \tau_{o.c}$  - коэффициент загрузки;  $\tau_{макс} = Q_{om}^{oc} / Q_m^p$  -

число часов использования максимума за отопительный сезон.

Из графика отопительной нагрузки вытекает соотношение

$$f_0 = \frac{t_{ном} - t_{н.г}^{н.о.с}}{t_{н.г}^p + t_{ном}},$$

где  $t_{ном}$  - регламентированная температура в помещении, °С;  $t_{н.г}^{н.о.с}$  - расчетная температура наружного воздуха в начале отопительного сезона, °С.

Значения  $t_{н.г}^p$ ,  $\tau_{о.с}$ ,  $t_{н.г}^{н.о.с}$ ,  $\tau_{макс}$  нормированы для различных климатических районов СССР. Тепловая нагрузка равна сумме отопительной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения  $Q_{г.в}$ . При  $Q'_{ом} = Q_{м.ном} - Q_{г.в}$  имеет место полная загрузка теплофикационных отборов  $Q_{м.ном}$ . Этой точке соответствует

$$\tau'_{ом} = \tau_{о.с} \left[ \left( 1 - \frac{Q_{ом}}{Q_{ом}^p} \right) \frac{1}{1 - f_0} \right]^{\frac{1-f}{1-f_0}}.$$

В период от  $\tau_{ом} = 0$  до  $\tau'_{ом}$  имеет место полная загрузка теплофикационных отборов при различных значениях температуры обратной сетевой воды. Изменение температуры обратной сетевой воды по продолжительности может быть аппроксимировано степенной функцией, аналогичной формуле Россандера. Так, при температурном графике тепловой сети 150-70°С при нагрузке горячего водоснабжения  $Q_{г.в} = 0,2Q_c^p$  для условий Москвы имеем:

$$t_{о.с} = 49,6 - 15,37 \left( \frac{\tau_{ом}}{4000} \right)^{0,75}.$$

Из формулы для  $t_{о.с}$  следует, что после 4000 ч  $t_{о.с}$  остается постоянной (срезка температурного графика).

Определение отпуска тепла за отопительный сезон возможно по следующим формулам:

полный отпуск тепла

$$Q_c^{о.с} = Q_{г.в} \tau_{о.с} + f Q_{ом}^p \tau_{о.с};$$

отпуск тепла водогрейными котлами

$$Q_{в.к}^{о.с} = \int_0^{\tau'_{ом}} Q_{ом} d\tau - (Q_{м.ном} - Q_{г.в}) \tau'_{ом} = (Q_c^p - Q_{м.ном}) \tau'_{ом} - \frac{Q_{ом}^p}{\tau_{о.с}^\lambda} (\tau'_{ом})^{\frac{1-f_0}{1-f}} (1-f),$$

где  $\lambda = \frac{f-f_0}{1-f}$  отпуск тепла отборным паром

$$Q_{м.о.с} = Q_c^{о.с} - Q_{в.к}^{о.с}.$$

Для определения выработки электроэнергии на тепловом потреблении принимаем, что весь отопительный сезон теплофикационные турбины работают в режиме по тепловому графику. Отопительный сезон разбиваем на три участка и интегрированием по участкам находим выработку электроэнергии за отопительный сезон:

$$\mathcal{E}_{о.с} = \int_0^{\tau'_{ом}} N_g d\tau + \int_{\tau'_{ом}}^{\tau''_{ом}} N_g d\tau + \int_{\tau'_{ом}}^{\tau_{о.с}} N_g d\tau.$$

Первому периоду  $0 - \tau'_{ом}$  соответствуют:  $Q_m = Q_{м.ном} = const$ ,  $G_{г.в} = const$ ,

$t_{o.c} = \text{var}.$

Второму периоду  $\tau'_{om} - \tau''_{om}$  соответствуют:  $Q_m$  - меняется по формуле Россандера; ;  $G_{c.g} = \text{const}$ ,  $t_{o.c} = \text{var}$ ;  $\tau''_{om}$  - начало срезки температурного графика.

Третьему периоду  $\tau''_{om} - \tau_{o.c}$  соответствуют:  $G_{c.g} = \text{var}$ ;  $G_{c.g} = \frac{Q_m}{c_g(t_{n.c} - t_{o.c})}$ ;  
 $t_{o.c} = \text{const}$

## ГЛАВА ПЯТАЯ

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ

#### 5-1. ТРАДИЦИОННЫЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ

Заводы-изготовители оборудования обычно выдают его расчетные характеристики. В условиях эксплуатации эти характеристики проверяются проведением испытаний.

Следует различать однофакторные и многофакторные характеристики. При однофакторной характеристике дается зависимость выходной величины от определяющего ее фактора. При этом предполагается, что некоторые другие факторы, также влияющие на выходную величину, но в меньшей степени, остаются неизменными.

Такая форма характеристик соответствует традиционному методу проведения эксперимента, при котором варьируется лишь один фактор при поддержании других факторов на постоянном уровне; в результате такого эксперимента находят зависимость выходной величины от варьируемого фактора при постоянных значениях других факторов. Затем то же проделывается при варьировании уже другого фактора.

Полученные зависимости могут быть представлены графически или выражены аналитически.

Рассмотрим в качестве примера снятие характеристик конденсатора паровой турбины.

Абсолютное давление пара в конденсаторе определяется температурой его конденсации, которая зависит от различных факторов: от паровой нагрузки конденсатора  $D_k$ , кг/с; от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{e1}$  °С; от расхода охлаждающей воды  $G_{o.g}$ , кг/с; от присоса воздуха  $G_g$ , кг/с; от степени загрязнения конденсатора.

Если рассматривать зависимость только от трех первых факторов, то при традиционном методе эксперимента надо провести несколько серий опытов:

- 1) при постоянном уровне  $t_{e1}$  и постоянном расходе  $G_{o.g}$  варьировать  $D_k$ ;
- 2) при постоянном уровне  $t_{e1}$  и постоянной нагрузке  $D_k$  варьировать  $G_{o.g}$ .

Снятие указанных характеристик следует провести при различных значениях температуры охлаждающей воды.

В рассматриваемом случае одна из переменных величин является неуправляемой - это температура охлаждающей воды на входе  $t_{e1}$  которая в основном определяется метеорологическим факторами; в случае обратного

водоснабжения с градирнями  $t_{\text{г1}}$  существенно зависит от паровой нагрузки конденсатора.

Наиболее сложные характеристики приходится получать для теплофикационных турбин, что объясняется наличием большого числа факторов, а также возможностью применения различных режимов работы.

Так, для турбины с двумя регулируемыми отборами типа ПТ-60-130 характеристики представляются в виде диаграммы режимов, которая дает возможность графического определения выходной величины от трех факторов: например, расход пара на турбину в зависимости от мощности, от расходов промышленного и теплофикационного отборов при номинальных, их давлениях. При отклонении давления отборов от их номинальных значений надо определять поправку к мощности с помощью специальных поправочных кривых. Для построения указанных графических характеристик надо провести целый ряд серий опытов, в том числе при варьировании давлений отборов. Для сокращения числа опытов приходится прибегать к расчетно-экспериментальному методу, сокращая число серий опытов проведением расчетов по отдельным реперным точкам. Такой подход вполне оправдан, если используемые для пересчета зависимости дают надежные достаточно точные результаты.

Важной особенностью промышленного эксперимента является трудность поддержания ряда факторов на постоянном уровне при варьировании одного переменного фактора. Дело в том, что каждый из факторов в свою очередь зависит от других факторов, которые в процессе эксплуатации меняют свое значение в том или ином диапазоне. Следует отметить пульсирующий характер большинства параметров оборудования ТЭС, таких как частота электрического тока, мощность генераторов, давление пара, давления, создаваемые насосами и др.

В результате получаются искаженные опыты, результаты которых при обработке приходится приводить к заданным постоянным значениям факторов. Так, например, для построения диаграммы режимов теплофикационной турбины снимаются характеристики отсеков турбины при постоянных давлениях теплофикационных отборов, а также при номинальных начальных параметрах пара. При обработке результатов вводятся поправки на имевшиеся отклонения этих факторов от заданных постоянных значений, в первую очередь на отклонения давлений регулируемых отборов пара.

Рассмотрим в качестве примера построение характеристики сетевого подогревателя.

Если задан режим тепловой нагрузки ( $Q_{\text{СП}}$  - тепловая нагрузка;  $t'$  - температура сетевой воды на входе;  $G_{\text{с.г}}$  - расход сетевой воды), то необходимая температура насыщения греющего пара равна:

$$t_{\text{н}} = t' + \frac{Q_{\text{СП}}}{c_{\text{г}} G_{\text{с.г}}} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{kF}{c_{\text{г}} G_{\text{с.г}}} \right) \right], \quad (5-1)$$

где  $F$  - площадь поверхности нагрева сетевого подогревателя;  $k$  - коэффициент теплопередачи в сетевом подогревателе.

Из А(5-1) следует, что  $t_n = f(t', Q_{СП}, G_{с.в}, k)$  однако четвертый фактор - коэффициент теплопередачи  $k$  - сам является функцией первых трех:

$$k = \gamma(t', Q_{СП}, G_{с.в}) \quad (5-2)$$

Таким образом, достаточно построить характеристику (5-2) и, имея ее, пользуясь аналитической характеристикой (5-1), по заданному режиму тепловой нагрузки находить  $t_n$ , которая однозначно определяет давление греющего пара.

Экспериментальное определение коэффициента теплопередачи требует проведения ряда серий опытов: при постоянной температуре  $t'$  варьировать  $Q_{СП}$  при неизменном расходе сетевой воды  $G_{с.в}$  и варьировать  $G_{с.в}$  при постоянной тепловой нагрузке  $Q_{СП}$ .

Указанные серии опытов надо провести при различных значениях  $t'$ .

Если  $t'$  соответствует обратной температуре сетевой воды, то эта величина является неуправляемым фактором.

Расчетная формула для определения коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{Q_{СП}}{F \Delta t_{\text{лог}}} = \frac{c_v G_{с.в} (t'' - t')}{F (t' - t'')} \ln \frac{t_n - t'}{t_n - t''},$$

или после преобразования

$$k = \frac{c_v G_{с.в}}{F} \ln \frac{t_n - t'}{t_n - t''}. \quad (5-3)$$

Таким образом, в опытах при установленных величинах  $Q_{СП}$ ,  $G_{с.в}$  и фиксированном значении  $t'$  необходимо

замерять  $t'$ ,  $t''$ ,  $G_{с.в}$ ,  $p'$  где  $t''$  - температура сетевой воды после подогревателя;  $p'$  - давление греющего пара в подогревателе;  $t_n$  находится по замеренному в опыте значению  $p'$  по таблицам водяного пара.

Оценим ошибку в определении коэффициента теплопередачи и при расчете по (5-3).

Предельная относительная ошибка [5-3]

$$\theta = \varepsilon + 2\omega / \sqrt{n},$$

где  $\varepsilon = \Delta c / \bar{y}$  - относительная систематическая ошибка;  $\Delta c$  - абсолютная систематическая ошибка;  $\bar{y}$  - среднее значение выходной величины;  $n$  - число независимых измерений (в рассматриваемом случае  $n=1$ );  $\omega = \sigma / \bar{y}$  - относительная среднеквадратичная случайная ошибка.

При принятой доверительной вероятности 0,95 в расчет вводится  $2\sigma$ .

Для рассматриваемого случая среднеквадратичная ошибка равна:

$$\sigma_k = \sqrt{\left(\frac{\partial k}{\partial G_{с.в}} m_{G_{с.в}}\right)^2 + \left(\frac{\partial k}{\partial t'} m_{t'}\right)^2 + \left(\frac{\partial k}{\partial t''} m_{t''}\right)^2 + \left(\frac{\partial k}{\partial t_n} m_{t_n}\right)^2},$$

где  $m_{G_{с.в}}$  - абсолютная случайная ошибка при измерении расхода сетевой воды;  $m_{t'}, m_{t''}, m_{t_n}$  - абсолютные случайные ошибки при измерении температур  $t', t'', t_n$ .

Относительные случайные погрешности при определении, %:

$$\omega_{G_{c.g}} = \frac{1}{k} \frac{\partial k}{\partial G_{c.g}} m_{G_{c.g}} 100 = \frac{m_{G_{c.g}}}{G_{c.g}} 100;$$

$$\omega_{t'} = \frac{1}{k} \frac{\partial k}{\partial t'} m_{t'} 100 = \frac{m_{t'}}{(t_h - t') \ln \frac{t_h - t'}{t_h - t''}} 100;$$

$$\omega_{t''} = \frac{1}{k} \frac{\partial k}{\partial t''} m_{t''} 100 = \frac{m_{t''}}{(t_h - t'') \ln \frac{t_h - t'}{t_h - t''}} 100;$$

$$\omega_{t_h} = \frac{1}{k} \frac{\partial k}{\partial t_h} m_{t_h} 100 = \frac{(t' - t'') m_{t_h}}{(t_h - t')(t_h - t'') \ln \frac{t_h - t'}{t_h - t''}} 100;$$

Таблица 5-1

Расчет ошибок при определении k

Наименование величин	Режимы			
	1	2	3	4
Расход сетевой воды, $G_{c.g}$ , т/ч	6085	7342	7342	5767
Температура сетевой воды, °C на входе $t'$ на выходе $t''$	59,7 90	44,7 56,2	56,2 74,2	61,3 87
Температура насыщения греющего пара $t_h$ , °C	94,9	58	76,2	90,7
Относительные случайные ошибки, %				
$\omega_{G_{c.g}}$	1,15	0,955	0,955	1,21
$\omega_{t'}$	0,144	0,375	0,218	0,18
$\omega_{t''}$	1,04	2,78	2,17	1,61
$\omega_{t_h}$	3,12	9,60	7,9	4,94
$\omega_k$	3,5	10,40	8,25	5,35
Полная ошибка $\theta$	9,0	22,70	18,4	13,12
Коэффициент теплопередачи k, кВт/(м <sup>2</sup> ·°C)	2800	3400	3880	2780
Доверительный $\Delta k$ интервал k, кВт/(м <sup>2</sup> ·°C)	2550-3050	2770-4160	2950-4000	2470-3140

проведем расчет ошибок по приведенным формулам для результатов тепловых испытаний горизонтального сетевого подогревателя ПСГ-5000, включенного в схему турбины Т-250-240. Результаты расчетов сведены в табл. 5-1.

В основу расчета положены абсолютные погрешности измерения. При измерении расхода сетевой воды

$$G_{c.g}^{ном} 7000 \text{ т/ч}; m_{G_{c.g}} = 70 \text{ т/ч};$$

при измерении температур сетевой воды

$$m_{t'} = m_{t''} = 0,1^\circ \text{C}.$$

При измерении температуры насыщения косвенным путем (измерение давления греющего пара и определение по таблицам водяного пара температуры насыщения) ошибка зависит от уровня давления. При ошибке в измерении давления  $m_p = 0,001$  МПа:

p, МПа	0,06	0,1	0,15	0,2	0,25
$m_{t_h}$ , °C	0,4	0,35	0,2	0,15	0,12

Рассмотрение результатов расчетов ошибок показывает, что наибольшее влияние имеет ошибка при косвенном измерении температуры насыщения

греющего пара.

## 5-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС МЕТОДАМИ ПРЯМОГО И ОБРАТНОГО БАЛАНСА

Выше уже отмечалось, что отличающееся простотой определение к.п.д. энергоблока прямым балансом по измеренным отпуску электроэнергии и расходу топлива с достаточной точностью применимо при газовом топливе.

При жидком топливе предпочтительней определение к. п. д. обратным балансом из-за значительных погрешностей при определении расхода топлива.

При твердом топливе к. п. д. определяется обратным балансом, так как к отсутствию точного измерения расхода топлива добавляется переменность теплоты сгорания теплоты.

Определение к. п. д. котла по сумме его тепловых потерь достаточно отработано и широко применяется в практике тепловых испытаний и эксплуатации [5-1, 5-2]. При этом к. п. д. энергоблока определяется произведением к. п. д. котла, турбоустановки и коэффициента теплового потока, причем к. п.д. турбоустановки определяется прямым балансом с использованием измерений расходов и параметров пара:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{э}}}; \quad Q_{\text{э}} = D(i_0 - i'_{\text{н.г}}) + D_{\text{н.п.}} \Delta i_{\text{н.п.}}$$

В то же время возможен путь определения  $\eta_{\text{э}}$  обратным балансом:

$$Q_{\text{э}} = N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{м.г}} + Q_{\text{к}} + \Delta Q_{\text{гн}}, \quad (5-4)$$

где  $\Delta N_{\text{м.г}}$  - потери механические и генератора;  $Q_{\text{к}}$  - потери тепла в конденсаторе:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{о.г}} c_{\text{г}} (t_{\text{г2}} - t_{\text{г1}}); \quad (5-5)$$

$\Delta Q_{\text{гн}}$  - потери тепла в окружающую среду.

Из формул (5-4) и (5-5) видно, что при методе обратного баланса объем измерений меньше, чем при методе прямого баланса. Трудности сводятся к измерению значений  $t_{\text{г2}} - t_{\text{г1}}$  и  $G_{\text{о.г}}$ . Разность температур  $t_{\text{г2}} - t_{\text{г1}}$  можно измерять по методике ЦКТИ с помощью дифференциальных термпар.

Расход охлаждающей воды  $G_{\text{о.г}}$  можно измерять с помощью ультразвукового прибора, обеспечивающего расчетную относительную погрешность меньше одного процента [5-3].

Рассмотрим оценку погрешности определения к.п.д. турбоустановки методом обратного баланса. Сначала оценим ошибку при определении значения  $Q_{\text{э}}$  по (5-4). Для этого надо предварительно оценить ошибки при определении составляющих, сумма которых равна  $Q_{\text{э}}$ .

Среднеквадратичная ошибка при измерении мощности двумя ваттметрами  $\omega_{\text{э}} = 0,18\%$ ;

сумма потерь

$$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{к}} + \Delta N_{\text{м.г}} + \Delta Q_{\text{гн}}$$

Применительно к блоку 300 МВт имеем:

$$Q_{\text{пот}} = 380 \text{ МВт}, \quad \Delta Q_{\text{с.п.}} = 3 \text{ МВт}, \quad \Delta N_{\text{м.г}} = 4,5 \text{ МВт}, \quad Q_{\text{к}} = 372,5 \text{ МВт}.$$

Принимаем  $m_{\text{en}} = 0,3 \text{ MBm}$ ,  $m_{\Delta N_{\text{м.с}}} = 0,45 \text{ MBm}$ . Тогда

$$Q_{\kappa} = c_6 G_{o.6I} \Delta t_I + c_6 G_{o.6II} \Delta t_{II}.$$

Расход охлаждающей воды измеряется по двум водоводам, разности температур на выходе и на входе  $\Delta t_I$  и  $\Delta t_{II}$  измеряются посредством дифференциальной копельево-никелевой термопары.

Ошибка при измерении разности температур оценивается в 1,5%.

При  $\Delta t = 10^\circ$   $m_{\Delta t} = 0,15^\circ \text{C}$ .

Ошибка при измерении расходов охлаждающей воды с помощью ультразвукового прибора оценивается в 1%.

При расходе охлаждающей воды по одному водоводу 4150 кг/с ( $m_{G_{o.6}} = 41,5$  кг/с)

$$\sigma_{Q_{\kappa}} = \sqrt{2} \sqrt{\left( \frac{\partial Q_{\kappa}}{\partial \Delta t} m_{\Delta t} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{\kappa}}{\partial G_{o.6}} m_{G_{o.6}} \right)^2} = \frac{1,43}{10^3} \sqrt{(4,19 \cdot 4150 \cdot 0,15)^2 + (4,19 \cdot 10 \cdot 41,5)^2} = 4,4 \text{ MBm}$$

$$\text{Относительная ошибка } \omega_{Q_{\kappa}} = \frac{4,4}{372,5} 100 = 1,19\%.$$

Аналогично находим ошибки при определении  $Q_{\text{э}} = N_{\text{э}} + Q_{\text{ном}}$ :

$$m_{Q_{\text{э}}} = 4,43 \text{ MBm}, \quad \omega_{Q_{\text{э}}} = \frac{4,43}{680} 100 = 0,65\%.$$

Относительная ошибка при определении  $\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{э}}}$ .

$$\begin{aligned} \omega_{\eta_{\text{э}}} &= 100 \sqrt{\left( \frac{1}{\eta_{\text{э}}} \frac{\partial \eta_{\text{э}}}{\partial N_{\text{э}}} m_{N_{\text{э}}} \right)^2 + \left( \frac{1}{\eta_{\text{э}}} \frac{\partial \eta_{\text{э}}}{\partial Q_{\text{э}}} m_{Q_{\text{э}}} \right)^2} = 100 \frac{\sqrt{m_{N_{\text{э}}}^2 + [m_{Q_{\text{э}}} (1 - \eta_{\text{э}})]^2}}{N_{\text{э}}} = \\ &= \frac{\sqrt{0,54^2 + 4,43^2 \cdot 0,56^2}}{3,0} = 0,865\%. \end{aligned}$$

При доверительной надежности 0,95 относительная ошибка равна  $2\sigma$  и составляет 1,73%.

При определении  $\eta_{\text{э}}$  методом прямого баланса ошибка оказывается несколько большей.

### 5.3. ПОСТРОЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МНОГОФАКТОРНЫХ АНАЛИТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

Применение традиционного метода экспериментов практически всегда связано с определенными трудностями: необходимость проведения большого числа опытов, невозможность поддержания на неизменном заданном уровне параметров действующего оборудования и, как следствие этого, необходимость приведения значений выходной величины к заданным значениям факторов. Для многофакторных характеристик традиционная методика приводит к графическим построениям, при которых недостаточно выявляются взаимодействия факторов.

В настоящее время получил распространение математический метод планирования эксперимента, позволяющий планировать и проводить эксперимент оптимальным образом. Этот метод дает не только оптимальное

планирование эксперимента, но и математическую обработку результатов экспериментов и в итоге получение математической модели процесса [5-4-5-7].

Математическая модель процесса выражает зависимость выходной величины от переменных факторов и обычно дается в виде полинома.

Для характеристик теплоэнергетического оборудования достаточным является полином второй степени. Такие аналитические характеристики в виде полиномов второй степени были приведены выше для питательных насосов, котлов, теплофикационных турбин.

Применение метода планирования эксперимента принципиально меняет подход к проведению испытаний оборудования на всех их этапах:

программа опытов составляется на основании разработанных теорией планирования эксперимента планов;

число опытов определяется числом варьируемых факторов и принятым планом;

в каждом опыте варьируется одновременно несколько факторов;

обработка результатов опытов сводится к определению уравнения регрессии, выражающего связь между выходной величиной и варьируемыми факторами;

программы математической обработки результатов эксперимента, построенные на основе метода наименьших квадратов, включают подсчет статистических оценок, что позволяет с помощью статистических критериев определить значимость коэффициентов уравнения регрессии.

Аналогичные методы могут быть применены для обработки уже имеющихся результатов испытаний, графических характеристик оборудования, эксплуатационных данных с целью получения аналитических многофакторных характеристик. Такие характеристики, для теплофикационных турбин приведены в гл. 4.

Ниже применительно к различным типам энергетического оборудования даются пояснения использования метода планирования эксперимента.

#### **5-4. МЕТОДИКА ПОЛУЧЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ АНАЛИТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Выше (§ 5-1) была рассмотрена традиционная методика получения характеристик конденсатора.

При использовании метода планирования эксперимента в опытах варьируются все факторы, а сами опыты определяются выбранным планом. Видом уравнения регрессии также задаются. Выше отмечалось, что для характеристик теплоэнергетического оборудования подходит полином второй степени:

$$y = b_0 + \sum_1^k b_i x_i + \sum_1^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j, \quad (5-6)$$

где  $b_i, b_{ij}, b_{ii}$  - оценки коэффициентов уравнения регрессии, в данном случае полинома второй степени.

Для характеристики конденсатора выходной величиной принимается абсолютное давление в конденсаторе, т. е.  $y = p_k$ .

Переменными факторами являются:

расход охлаждающей воды  $G_{o.e}$ , м<sup>3</sup>/ч;

паровая нагрузка конденсатора  $D_k$ , т/ч;

присосы воздуха  $G_e$ , кг/ч;

температура воды на входе  $t_{e1}$  °С.

Для варьирования присосов воздуха монтируется воздухоподводящая трубка с набором калиброванных шайб для впуска дополнительного воздуха в конденсатор  $G_{o.e}$ . Расход  $G_{o.e}$  подсчитывается по формуле для критического расхода, который устанавливается через шайбу при атмосферном давлении, с одной стороны, и давлении в конденсаторе, с другой. При этом  $G_e = G_{o.e} + G_0$ , где  $G_0$  - присосы воздуха в конденсатор без впуска дополнительного воздуха через шайбу.

Контрольные замеры отсасываемого воздуха можно производить с помощью воздухомера ВТИ. Измерение расхода охлаждающей воды можно производить с помощью сегментных шайб, устанавливаемых в циркуляционных водоводах. Сегментные шайбы могут быть про-тарированы с помощью трубок Прандтля.

Из перечисленных четырех факторов последний - температура охлаждающей воды на входе  $t_{e1}$  - является неуправляемым. Можно снимать характеристику конденсатора при данной  $t_{e1}$  в зависимости от трех управляемых факторов. Эксперимент, при котором варьируемые факторы являются управляемыми, называется активным, а при котором варьируемые факторы или большая часть из них являются неуправляемыми - пассивным.

Таким образом, при постоянной температуре воды на входе надо составить план активного эксперимента при трех факторах для получения полинома второй степени.

Для такого случая может быть применена матрица ротатабельного центрального композиционного планирования, представленная в табл. 5-2 [5-8].

Из программы видно, что для получения искомой зависимости в виде полинома второй степени необходимо провести 20 опытов, из них шесть опытов (№ 15-20) контрольные, воспроизводящие базовый режим, который выбирается с учетом конкретных условий. Эти опыты должны выполняться в разное время после проведения основных опытов для проверки воспроизводимости. Основных опытов всего 14. Особенность первых восьми опытов (число их равно  $2^k$ , где  $k$  - число варьируемых факторов) состоит в том, что каждая из трех независимых переменных отличается на шаг от своего базового значения (+1 - больше базового значения на шаг; -1 - меньше базового значения на шаг). Первые опыты  $2^k$  дают программу полного факторного эксперимента (ПФЭ) для получения многочлена

$$y = b_0 + \sum_1^k b_i x_i + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j. \quad (5-7)$$

Таблица 5-2

Матрица планирования для получения полинома второй степени				
№, п/п	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$
Полный фактический эксперимент				
1	1	-1	-1	-1
2	1	+1	-1	-1
3	1	-1	+1	-1
4	1	+1	+1	-1
5	1	-1	-1	+1
6	1	+1	-1	+1
7	1	-1	+1	+1
8	1	+1	+1	+1
Звездные точки				
9	1	-1,682	0	0
100	1	+1,682	0	0
11	1	0	-1,682	0
12	1	0	+1,682	0
13	1	0	0	-1,682
14	1	0	0	+1,682
Центральные точки				
15	1	0	0	0
16	1	0	0	0
17	1	0	0	0
18	1	0	0	0
19	1	0	0	0
20	1	0	0	0

В некоторых случаях можно ограничиться программой ПФЭ. Коэффициенты уравнения регрессии для ПФЭ могут быть подсчитаны по простым формулам

$$b_0 = \frac{\sum_1^k y_i}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_1^k x_i y_i}{n}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_1^k x_i x_j y_i}{n},$$

где n - число опытов.

Последующие после программы ПФЭ шесть опытов (2#) характеризуются тем, что в каждом опыте две из трех независимых переменных имеют базовое значение (0), а третья отличается от базового значения на 1,682 шага варьирования. Таким образом, каждый фактор варьируется на пяти уровнях: 0, -1; +1; -1,682; +1,682. В плане ПФЭ факторы варьируются всего на двух уровнях: +1; -1.

Расчет коэффициентов уравнения регрессии может производиться по формулам, которые при  $k > 3$  становятся весьма громоздкими. Предпочтительнее использовать для расчета коэффициентов программу регрессионного анализа для ЭВМ [5-9]. Программа предусматривает подсчет значения выходной, величины по полученной формуле  $\hat{y}_j$  и  $(\hat{y}_j - y_j)^2$ .

Оценку адекватности представления интересующей нас зависимости полученным полиномом дает коэффициент множественной корреляции

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum_{j=1}^n (\hat{y}_j - \bar{y})^2}{\sum_{j=1}^n (y_j - \bar{y})^2}},$$

где  $y_j$  - текущее значение выходной величины в  $j$ -м опыте;  $\hat{y}_j$  - расчетное значение выходной величины по полученному уравнению в  $j$ -м опыте;  $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n y_j$  - среднее значение выходной величины в  $n$  опытах.

Другой оценкой адекватности является остаточная дисперсия, характеризующая рассеяние экспериментальных точек относительно найденной линии регрессии:

$$\sigma_{ост}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (\hat{y}_j - y_j)^2.$$

Рассмотрим применение описанного плана к условиям получения характеристики конденсатора КГ-6200, установленного к турбине Т-100-130. Характеристика строилась для сравнительно узкого диапазона нагрузок  $D_k = 133 \div 170$  т/ч, что соответствует режимам работы турбины Т-100-130 с двухступенчатым подогревом по электрическому графику, а также конденсационным при частичных нагрузках.

В качестве базового был выбран следующий режим:

расход пара в конденсатор  $\bar{D}_k = 145$  т/ч;

расход охлаждающей воды  $\bar{G}_{o.g} = 8000$  м<sup>3</sup>/ч;

впуск дополнительного воздуха посредством шайбы с диаметром  $d_{ш} = 5,5$  мм, что соответствует  $G_{o.g} = 19,6$  кг/ч.

Базовый режим обозначен индексом 0 и применяется в опытах 15-20.

Были выбраны также шаги варьирования:

$$\Delta D_k = 15 \text{ т/ч}; \quad \Delta G_{o.g} = 2000 \text{ т/ч}; \quad G_{o.g} = 9 \text{ кг/ч}.$$

Величина  $\Delta G_{o.g}$  выбиралась с учетом имеющегося комплекта шайб:

при базовом режиме «0»  $d_{ш} = 5,5$  мм;

при режиме  $+\Delta D_{o.g}$  «+1»  $d_{ш} = 6,7$  мм;

при режиме  $-\Delta D_{o.g}$  «-1»  $d_{ш} = 4,0$  мм.

Фактор  $\Delta G_{o.g}$  является точно управляемым, но варьируемым скачками.

Два других фактора  $G_{o.g}$  и  $D_k$  хотя и являются управляемыми, но не поддаются точной регулировке, и потому неизбежны отклонения от заданных матрицей табл. 5-1 значений.

В табл. 5-3 приведены фактические результаты испытаний конденсатора.

Для подсчета нормированных значений варьируемых параметров используются формулы пересчета:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{d_{\text{ш}} - 5,5}{1,3} = \frac{G_{\text{г}} - 50}{9}; \\ x_2 &= \frac{D_{\text{к}} - 145}{15}; \\ x_3 &= \frac{G_{\text{о.г}} - 8000}{2000}; \\ x_4 &= \frac{t_{\text{г1}} - 22,3}{2,4}. \end{aligned} \right\}$$

При проведении опытов неуправляемый фактор  $t_{\text{г1}}$  принимал различные значения в сравнительно узком диапазоне от 19,9 до 24,7°C. Поэтому этот фактор также учитывается как переменный. Поскольку фактически при проведении опытов имели место отступления от матрицы табл. 5-2 и введен четвертый переменный фактор, расчет коэффициентов уравнения регрессии производился по программе регрессионного анализа на ЭВМ.

Было получено следующее уравнение регрессии:

$$p_{\text{к}} = 0,069 + 2 \cdot 10^{-6} \tau + 0,00255x_1 + 0,00231x_2 - 0,00737x_3 + 0,00916x_4 + 0,00183x_1x_3 - (5-12) \\ - 0,00859x_1x_4 - 0,000337x_2x_3 - 0,00318x_3^2 - 0,00208x_3x_4.$$

В уравнение (5-12) введена также оценка влияния загрязнения конденсатора по истечении времени работы  $\tau$  после чистки конденсатора. Для определения коэффициента при  $\tau$  использовались данные, полученные для одних и тех же значений факторов для «чистого» конденсатора (по характеристикам ВТИ  $p'_{\text{к}}$ ) и «грязного» (полученные в описанных испытаниях  $p_{\text{к}}$ ). При известном числе часов работы конденсатора между чистками  $\tau_{\text{ч}}$  коэффициент  $\tau$  находится как

$$b_{\tau} = \frac{p_{\text{к}} - p'_{\text{к}}}{\tau_{\text{ч}}}$$

(в данном случае  $b_{\tau} = 2 \cdot 10^6$ ).

### 5-5. ПОЛУЧЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКИХ МНОГОФАКТОРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРАДИРЕН МЕТОДОМ «ПАССИВНОГО» ЭКСПЕРИМЕНТА

В качестве выходной величины при испытаниях градирни принимается температура воды на выходе из градирни  $t_1$ , °C.

Переменными факторами, определяющими режим работы градирни, являются:

температура воды на входе в градирню  $t_2$ , °C;

температура наружного воздуха  $t_{\text{н.в}}$ , °C;

относительная влажность воздуха  $\phi$ , %;

скорость ветра  $v$ , м/с;

барометрическое давление  $B$ , мм рт. ст.;

гидравлическая нагрузка  $q$ , м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч).

Таким образом, для градирни имеем:

$$t_1 = f(t_2, t_{\text{н.в}}, \phi, v, B, q). \quad (5-13)$$

Из шести переменных факторов только гидравлическая нагрузка является

управляемым путем изменения расхода охлаждающей воды. Четыре фактора являются метеорологическими ( $t_{н.в}, \varphi, \nu, B$ ) и, следовательно, неуправляемыми.

Температура воды на входе в градирню  $t_2$  зависит от паровой нагрузки конденсатора. При блочном водоснабжении конденсатор - градирня - циркуляционные насосы - конденсатор  $\Delta t = t_2 - t_1$  является управляемой величиной:

$$\Delta t = \frac{D_k q_k}{c_6 G_{o.6}}. \quad (5-14)$$

Таблица 5-3

Испытание конденсатора КГ-6200

Опыты	$d_{ш}$ , мм	$x_1$	$D_k$ , т/ч	$x_2$	$G_{o.6}$ , м <sup>3</sup> /ч	$x_3$	$t_{в1}$ , °C	$x_4$	$p_k$ , МПа
1	4,0	-1	133	-0,8	6000	-1	24,7	+1	0,0098
2	6,7	+1	134	-0,734	6100	-0,95	24,55	+0,94	0,0105
3	4,0	-1	163	+1,2	6000	-1	24,7	+1	0,0107
4	6,7	+1	165	+1,33	6000	-1	24,55	+0,94	0,0118
5	4,0	-1	132	-0,865	10000	+1	24,7	+1	0,008
6	6,7	+1	130	-1	9900	+0,95	24,7	+1	0,0087
7	4,0	-1	165	+1,33	9800	+0,9	24,55	+0,94	0,0087
8	6,7	+1	160	+1	10000	+1,1	24,55	+0,94	0,0094
9	2,7	-1,682	143	-1,33	8100	+0,05	19,95	-0,98	0,0063
10	7,3	0	145	0	8000	0	19,95	-0,98	0,0075
11	5,5	0	120	-1,682	8100	+0,05	19,95	-0,98	0,0063
12	5,5	0	170	+1,682	8100	+0,05	19,95	-0,98	0,0072
13	5,5	0	142	-0,20	4800	-1,60	19,9	-1	0,0082
14	5,5	0	137	-0,533	11360	+1,682	19,9	-1	0,00435
15	5,5	0	134	-0,734	8200	+0,1	24,7	+1	0,0088
16	5,5	0	144	-0,067	8300	+0,15	24,7	+1	0,0088
17	5,5	0	140	-0,333	8000	0	19,9	-1	0,0063
18	5,5	0	138	-0,466	8000	0	19,9	-1	0,00630
19	5,5	0	143	-0,133	8100	+0,05	19,9	-1	0,00645
20	5,5	0	140	-0,333	8000	0	19,9	-1	0,0069

Испытание градирни проводится методом пассивного эксперимента. Так, при проведении испытаний градирни 1520 м<sup>2</sup> [5-8] измерения перечисленных выше параметров проводились трижды в сутки в течение трех месяцев. Измерения температуры охлаждающей воды производились с помощью лабораторного ртутного термометра с ценой деления 0,1 °C. Общий расход циркуляционной воды на градирню измерялся с помощью трубок Прандт-ля, установленных на двух подводящих водоводах. После детального просмотра собранных данных была составлена выборка из 87 опытов. Результаты обрабатывались по программе регрессионного анализа на цифровой ЭВМ.

В результате расчетов было получено следующее уравнение:

$$t_i = -797,87 + 25,54t_2 - 14,2t_{н.в} + 0,139\varphi + 2,837\nu + 1,044B + 17,71q + 0,146t_2t_{н.в} - 0,0197t_{н.в}\varphi + 0,057t_{н.в}\nu + 0,0217t_{н.в}B + 0,00218\varphi^2 + 1,639q^2. \quad (5-15)$$

В уравнение (5-15) все факторы входят в натуральном масштабе в единицах измерения, указанных выше.

При блочном водоснабжении температура охлаждающей воды  $t_1$  определяется режимами работы конденсатора и градирни.

Совместным решением уравнений (5-14) и (5-15) можно определить  $t_1$

при заданной паровой нагрузке  $D_k$ , гидравлической нагрузке  $q$  и определенных метеорологических факторах.

К турбине Т-250-240 устанавливают башенную гиперболическую градирню с площадью орошения  $F=3200 \text{ м}^2$ .

Обработка результатов наблюдений, проведенных в летний период по методике пассивного эксперимента, позволила получить аналитическую характеристику градирни в виде полинома второй степени:

$$t_2 = 27,76 + 3,31x_1 + 1,92x_2 + 0,89x_3 + 0,62x_4 + 0,86x_5 + 1,84x_6 + 1,99x_1^2 + \\ + 0,2x_1x_4 - 1,56x_1x_6 + 0,98x_6^2, \quad (5-15a)$$

где  $x_1(t_1)$  - температура воды на входе в градирню, °С;  $x_2(t_2)$  - температура наружного воздуха, °С;  $x_3(\varphi)$  - относительная влажность воздуха, %;  $x_4(v)$  - скорость ветра, м/с;  $x_5(B)$  - барометрическое давление, ммрт. ст.;  $x_6(G_{o,e})$  - расход охлаждающей воды, т/ч.

Если к уравнениям конденсатора и градирни добавить уравнение мощности турбины и характеристику циркуляционных насосов, то можно аналитически решить задачу оптимизации давления в конденсаторе.

Подписано в печать 22.02.20.

Издательство Современного технического университета  
390048, г. Рязань, ул. Новоселов, 35А.  
(4912) 30-06-30, 30 08 30