

В. Г. Злобин

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Часть 2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2026**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»**
Высшая школа технологии и энергетики

В. Г. Злобин

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Часть 2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Учебное пособие

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2026

УДК 621.311
ББК 31.37
3680

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики
Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного
университета промышленных технологий и дизайна

Е. Н. Громова;

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры промышленной энергетики
Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С. М. Кирова

И. В. Иванова

Злобин, В. Г.

3680 Тепловые электростанции. Часть 2. Энергетические характеристики и режимы работы: учебное пособие / В. Г. Злобин. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2026. — 111 с.
ISBN 978-5-91646-472-6

Учебное пособие соответствует программе и учебному плану дисциплины «Тепловые электростанции» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

В учебном пособии представлены энергетические характеристики оборудования ТЭС, режимы работы и способы повышения экономичности ТЭС в условиях эксплуатации, приведена классификация, характеристика режимов работы и особенности переменных, остановочно-пусковых, моторных режимов и режимов горячего вращающегося резерва. Представлены способы получения пиковой мощности и энергетические характеристики оборудования ТЭС и ТЭЦ. Рассмотрены аварийные режимы работы паротурбинной установки ТЭС, а также работа паровой турбины с удаленными рабочими и регулировочными лопатками, удаленной ступенью.

Пособие предназначено для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения. Материал может быть также полезен магистрам при изучении дисциплины «Паротурбинные установки ТЭС и АЭС», обучающимся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Технология производства электрической и тепловой энергии».

Учебное пособие также может помочь при курсовом проектировании и выполнении выпускных квалификационных работ и магистерских диссертаций. Учебное пособие может пригодиться инженерам-теплоэнергетикам, персоналу теплоэнергетических предприятий и институтов по проектированию и эксплуатации энергетических установок тепловых электростанций.

УДК 621.311
ББК 31.37

ISBN 978-5-91646-472-6

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2026
© Злобин В. Г., 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
РАЗДЕЛ 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС И РЕЖИМЫ РАБОТЫ	10
1.1. Общая характеристика режимов работы ТЭС	12
1.2. Маневренные характеристики оборудования	22
1.3. Классификация и характеристика режимов работы ТЭС	32
1.4. Работа ТЭС при переменных режимах	33
1.5. Остановочно-пусковые режимы (ОПР)	45
1.6. Моторный режим (МР)	54
1.7. Режим горячего вращающегося резерва (ГВР)	56
1.8. Способы получения пиковой мощности	58
1.9. Энергетические характеристики оборудования КЭС	61
1.10. Энергетические характеристики теплофикационных турбоустановок	67
1.11. Примеры	79
1.12. Контрольные вопросы к Разделу 1	82
РАЗДЕЛ 2. АВАРИЙНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ТЭС	83
2.1. Аварийные режимы работы ПТУ ТЭС	83
2.2. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками	86
2.2.1. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками одной ступени	88
2.2.2. Работа турбины с удаленной ступенью	96
2.2.3. Работа турбины с удаленными рабочими лопатками регулирующей ступени	104
2.3. Примеры	106
2.4. Контрольные вопросы к Разделу 2	109
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	110

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ρ – степень реактивности ступени;
 x – коэффициент холостого хода;
 r – удельный (относительный) прирост расхода пара;
 n – частоты вращения агрегата, мин^{-1} ;
 d – удельный расход пара, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;
 W – скорость пара, $\text{м}/\text{с}$;
 N – текущая мощность в пределах от нулевой до N_n , кВт;
 M – число Маха;
 D – расход пара через ступень или группу ступеней, $\text{кг}/\text{с}$ ($\text{кг}/\text{ч}$, $\text{т}/\text{ч}$);
 $\mathcal{E}$ – количества электрической (тепловой) энергии, $\text{кВт}\cdot\text{ч}$;
 ΔH – расход теплоты на 1 кг пара, кВт;
 ΔN_x – условная мощность турбины при холостом ходе, кВт;
 $\Delta B_{\text{стаб}}$ – дополнительные затраты топлива, связанные с этапом стабилизации теплового состояния (блока) на окончательной нагрузке, $\text{кг}/\text{ч}$;
 $\Delta B_{\text{синх}}$ – затраты топлива на увеличение частоты вращения ротора и синхронизацию турбоагрегата, $\text{кг}/\text{ч}$;
 $\Delta B_{\text{рез}}$ – затраты топлива, связанные с поддержанием блока в резерве, т. е. в остановленном состоянии, $\text{кг}/\text{ч}$;
 $\Delta B_{\text{раст}}$ – затраты топлива, связанные с растопкой котла и набором параметров пара до «толчковых» для турбины, $\text{кг}/\text{ч}$;
 ΔB_p – затраты топлива на разгрузку блока, $\text{кг}/\text{ч}$;
 $\Delta B_{\text{пуск}}$ – основные затраты топлива на этапах пуска, $\text{кг}/\text{ч}$;
 $\Delta B_{\text{подг}}$ – затраты топлива, связанные с подготовительными операциями к пуску блока, $\text{кг}/\text{ч}$;
 $\Delta B_{\text{перех}}$ – дополнительные затраты топлива при переходном процессе, $\text{кг}/\text{ч}$;
 ΔB_n – дополнительный расход топлива, связанный с этапом нагружения, $\text{кг}/\text{ч}$;
 τ_p – продолжительность периода работы, ч;
 η_m, η_g – КПД механический агрегата и приводного генератора;
 $\alpha_{п.п}$ – доля пара, идущего на промежуточный перегрев;
 α_2 – коэффициента теплоотдачи от металла пароперегревателя к пару, $\text{кВт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;
 y_t – коэффициент недовыработки мощности паром регулируемого отбора;
 y_n, y_t – коэффициенты недовыработки энергии потоками пара отопительного и производственного отборов;
 x_n, x_t – коэффициенты холостого хода для режимов работы с производственным и отопительным отборами;
 w_N – скорость изменения графиков нагрузки, $\text{кВт}/\text{ч}$;
 r_n – относительный (удельный) прирост в режимах с постоянным расходом пара в конденсатор;
 r_k – удельный (относительный) прирост расхода пара при конденсационном режиме, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;

r_{2Q} – удельный прирост расхода теплоты при нагрузках $N > N_{эк}$;
 r_2 – относительный (удельный) прирост расхода пара для области, расположенной выше точки экономической (нормальной) мощности;
 r_1 – удельный прирост расхода пара при $N_{эк} = N_n$;
 q_k, q_t – удельные расходы теплоты при работе в конденсационном и теплофикационном режимах;
 q_0 – удельный расход теплоты, $\frac{\text{кДж}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$;
 p_t – давление в отборе, МПа;
 p_p – противодавление, МПа;
 p_k – давление в конденсаторе, МПа;
 $p_{бар}$ – давление в барабанном котле, МПа;
 p_1, p_2 – давление пара до и после группы ступеней, МПа;
 $b_{ср}$ – удельный расход топлива при разгрузке агрегата, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;
 $b_{ср}$ – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в среднем по энергосистеме, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;
 $b_{пр}$ – удельный расход топлива при провале нагрузки агрегата, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;
 T_1 – абсолютная температура пара перед ступенью, К;
 Q_x – условный расход теплоты на холостой ход, кВт;
 $Q_{п}, Q_t$ – тепловые нагрузки производственного и отопительного отборов, кВт;
 $N_{эк}, N_{ном}, N_{макс}, N_{макс}^{кр}$ – соответственно экономическая, номинальная, максимальные длительная и кратковременная мощности;
 $N_{эк}$ – экономическая нагрузка, кВт;
 $N_{э.уст.}$ – установленная мощность электростанции, кВт;
 $N_{э.т}$ – мощность теплофикационного потока, кВт;
 $N_{э.к}$ – мощность конденсационного потока, кВт;
 $N_э$ – электрическая мощность турбоагрегата, кВт;
 $N_{ЧВД}, N_{ЧНД}$ – мощности части высокого давления (ЧВД) и части низкого давления (ЧНД) турбины;
 N_t – мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении, кВт;
 N_n – нормальная мощность агрегата, кВт;
 $N_{мин}$ – минимальная нагрузка агрегата, кВт;
 $N_{макс}$ – максимальная нагрузка агрегата, кВт;
 N_k, N_t – мощности потоков пара в конденсатор и отбор, кВт;
 $K_{рег}$ – коэффициент регулирования;
 $K_{нер}$ – коэффициент неравномерности суточной нагрузки;
 $K_{зап}$ – коэффициент плотности (заполнения) графика нагрузки;
 D_x – свежий пар на преодоление постоянных потерь холостого хода, $\text{кг}/\text{с}$ ($\text{кг}/\text{ч}$, $\text{т}/\text{ч}$);
 $D_t^{пред}$ – предельный расход пара в отбор, $\text{кг}/\text{с}$ ($\text{кг}/\text{ч}$, $\text{т}/\text{ч}$);
 $D_{т.х}$ – расход пара на холостой ход в режиме с противодавлением, $\text{кг}/\text{с}$ ($\text{кг}/\text{ч}$, $\text{т}/\text{ч}$);
 D_t – расход пара в регулируемый отбор, $\text{кг}/\text{с}$ ($\text{кг}/\text{ч}$, $\text{т}/\text{ч}$);

D_T – расход пара в отбор, кг/с (кг/ч, т/ч));

$D_K^{\text{мин}}$ – минимальный допустимый (вентиляционный) расход пара в ЧНД, кг/с (кг/ч, т/ч);

$D_{\text{к.х}}$ – расход пара на холостой ход турбины при работе в конденсационном режиме, кг/с (кг/ч, т/ч);

D_K – расход пара в конденсатор, кг/с (кг/ч, т/ч);

$D_{0н}$ – номинальная нагрузка котла, т/ч;

D_0 – нагрузка котла, т/ч;

B_p – часовой расход топлива при разгрузке агрегата, кг/ч;

$B_{\text{пр}}$ – часовой расход топлива при провале нагрузки агрегата, кг/ч;

B_n – часовой расход топлива при нагружении, кг/ч;

$\mathcal{E}_{\text{сут}}$ – суточное потребление электроэнергии, кВт·ч/сут;

$\tau_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч;

$h_0, h_{\text{п.в}}, h'', h'$ – энтальпия соответственно свежего пара, питательной воды, пара на выходе из промежуточного перегревателя и входе в него, кДж/кг;

$\sum Q_{\text{от}}$ – суммарная тепловая нагрузка отборов турбины, кВт.

ВВЕДЕНИЕ

Российский топливно-энергетический комплекс, начало которому было заложено еще в XIX веке, по объемам выработки и экспорта электроэнергии занимает четвертое место в мире.

Сегодня российская энергетика – это одна из базовых отраслей, обеспечивающая страну энергетическими ресурсами. Количество занятого в ней персонала превышает 2 млн человек. Вклад в экономику страны превышает 3 % ВВП. Современная энергосистема России располагает 846 крупными электростанциями общей мощностью более 250 ГВт (АЭС, ТЭС, ТЭЦ и ГЭС). В России насчитывается более 600 крупных тепловых электростанций, которые принадлежат государственным и частным энергокомпаниям. Они различаются по типу используемого топлива: газовые (ПГУ и ГРЭС) – около 50 %; угольные – 30 %; мазутные и дизельные – 15 %; прочие (торф, сланцы) – 5 %.

Электроэнергетический комплекс энергосистемы России состоит из Единой энергетической системы России и 5 технологически изолированных территориальных энергосистем (ТИТЭС) Камчатского края, Магаданской и Сахалинской областей, Чукотского автономного округа, а также Норильско-Таймырской технологически изолированной энергосистемы в Красноярском крае.

Единая энергетическая система России (ЕЭС России) состоит из 75 региональных энергосистем, которые, в свою очередь, образуют 7 объединенных энергетических систем: Востока, Сибири, Урала, Средней Волги, Юга, Центра и Северо-Запада. Все энергосистемы соединены межсистемными высоковольтными линиями электропередачи напряжением 220÷500 кВ и выше и работают в синхронном режиме (параллельно).

На 1 января 2025 года общая установленная мощность электростанций энергосистемы России составила 269,1 тыс. МВт, в том числе ЕЭС России – 263,7 тыс. МВт, ТИТЭС – 5,4 тыс. МВт.

В 2024 году в энергосистеме России введено 1 743,48 МВт новых генерирующих мощностей, в том числе в ЕЭС России – 1 693,48 МВт, в ТИТЭС – 50 МВт. Выведено из эксплуатации 1 351,53 МВт неэффективного и устаревшего генерирующего оборудования.

В 2024 году электростанции энергосистемы России выработали 1 196,9 млрд кВт·ч, в том числе в ЕЭС России – 1 180,7 млрд кВт·ч, в ТИТЭС – 16,2 млрд кВт·ч.

Потребление электроэнергии в энергосистеме России в 2024 году составило 1 190,2 млрд кВт·ч, в том числе в ЕЭС России – 1 174,1 млрд кВт·ч, в ТИТЭС – 16,2 млрд кВт·ч.

Управление электроэнергетическими режимами энергообъединений и энергосистем, расположенных на территории 89 субъектов Российской Федерации, осуществляют филиалы АО «СО ЕЭС» – объединенные и региональные диспетчерские управления соответственно.

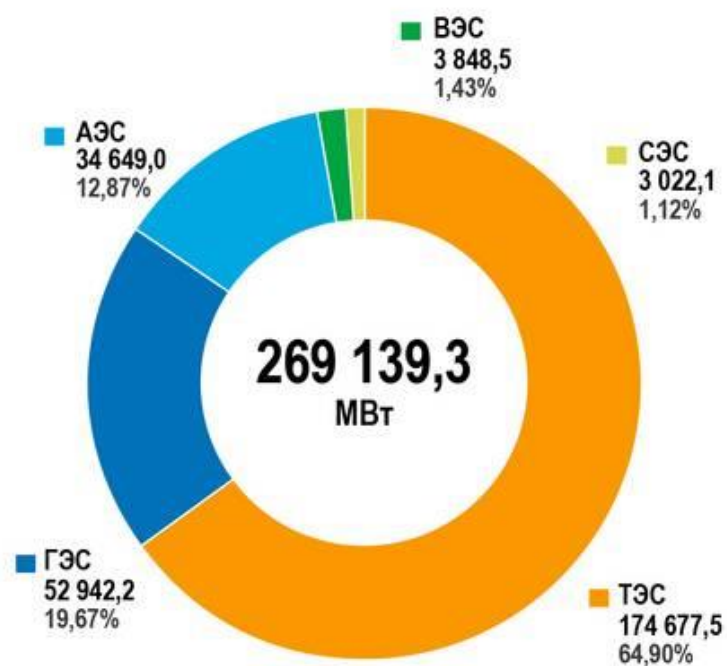


Рисунок 1. Структура установленной мощности электростанций энергосистемы России (на 01.01.2025 г.)

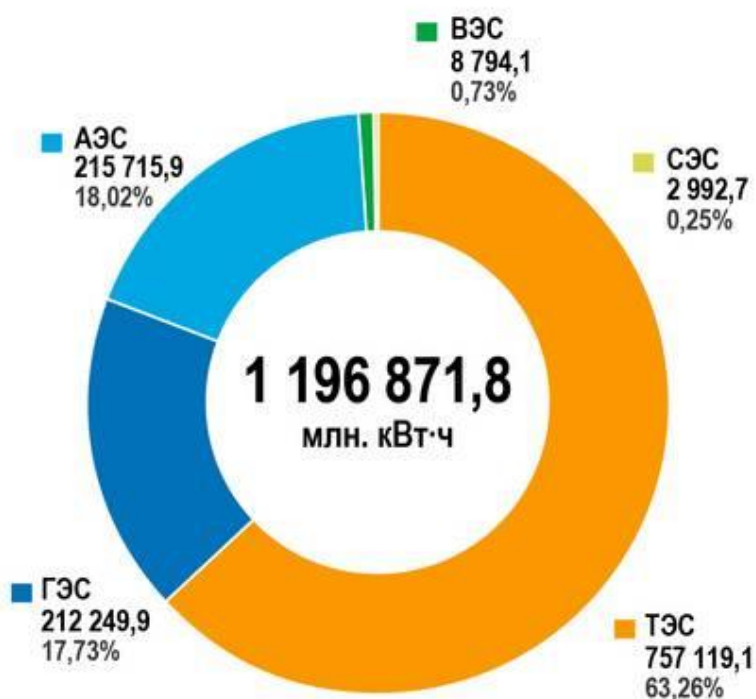


Рисунок 2. Структура выработки электроэнергии электростанциями энергосистемы России (на 01.01.2025 г.)

Параллельно с ЕЭС России работают энергосистемы Беларуси, Казахстана, Азербайджана, Грузии, Монголии. Через энергосистему Казахстана параллельно с ЕЭС России работают энергосистемы Центральной Азии – Киргизии, Узбекистана и Таджикистана. По линиям электропередачи переменного тока осуществляется передача электроэнергии в энергосистему Южной Осетии и энергосистему Абхазии. Совместно с ЕЭС России через преобразовательные устройства постоянного тока работает энергосистема Китая.

Основу энергетической мощи страны составляют тепловые электростанции (ТЭС и ТЭЦ) с суммарной установленной мощностью 164,6 ГВт. На их долю приходится две трети выработки электрической энергии в стране. Количественное расположение станций обусловлено экономическим потенциалом регионов, питающихся от объединенных энергосистем различных районов страны.

В настоящее время теплоэнергетика переживает свое второе рождение. Изношенное в результате длительной эксплуатации оборудование заменяется современным. Увеличивается генерация электростанций за счет монтажа новых высокопроизводительных энергоблоков производительностью до 800 МВт (Берёзовская, Каширская, Пермская, Троицкая ГРЭС).

Помимо электроэнергии, тепловая энергетика обеспечивает снабжение потребителей теплом и горячей водой. В России, в отличие от большинства стран мира, сложилась система преимущественно централизованного теплоснабжения (обеспечивает около 80 % теплоснабжения в стране), обеспечиваемого теплоэлектроцентралями (ТЭЦ) и крупными центральными котельными. По итогам 2025 года, объем производства тепловой энергии составил 1284 млн Гкал, 46,5 % этого объема было произведено котельными и 45,9 % – ТЭЦ. В стране эксплуатировалось 175,5 тыс. км тепловых сетей (в двухтрубном исчислении), потери тепловой энергии при их передаче конечному потребителю составляют около 10 %.

Задачей учебного пособия является ознакомление студентов, обучающихся по направлениям подготовки бакалавриата 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» и магистратуры 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиля «Технология производства электрической и тепловой энергии» очной и заочной форм обучения, с основными энергетическими характеристиками и режимами работы тепловых электростанций, в том числе аварийными, и с возможными способами повышения экономичности ТЭС в условиях эксплуатации.

РАЗДЕЛ 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС И РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Энергетическая характеристика оборудования – комплекс зависимостей технико-экономических показателей его работы в абсолютном или относительном исчислении от нагрузки при оптимальных режимах работы, принятой тепловой схеме, фиксированных значениях внешних факторов, а также состоянии оборудования и уровне его эксплуатации, обеспечивающих выполнение требований действующих Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей [17], с учетом неустранимых дефектов проектирования, изготовления, монтажа и старения его [16].

Включает в себя систему поправок к отдельным показателям на изменение значений внешних факторов. Отражает реально достижимую экономичность работы освоенного оборудования при указанных выше условиях.

Внешние факторы – объективные факторы, влияющие на экономичность работы оборудования, значения которых не зависят от деятельности производственного персонала электростанций.

Группа оборудования – совокупность конденсационных турбоагрегатов или турбоагрегатов с регулируемыми отборами пара с одинаковыми параметрами свежего пара (а для энергоблоков еще и одинаковой мощностью), а также всех котлов (как пылеугольных, так и газомазутных), обеспечивающих работу данных турбоагрегатов.

Подгруппа энергоблоков – совокупность только пылеугольных или газомазутных котлов и работающих совместно с ними конденсационных или теплофикационных турбоагрегатов с соответствующим давлением свежего пара и одинаковой мощностью.

Подгруппа оборудования с поперечными связями – совокупность конденсационных или теплофикационных турбоагрегатов с одинаковыми параметрами свежего пара и котлов, обеспечивающих работу данных турбоагрегатов. Если на общий коллектор свежего пара работают пылеугольные и газомазутные котлы, подгруппа оборудования условно считается пылеугольной.

Старение оборудования – технологически невосстанавливаемый ремонтами естественный физический износ оборудования при длительной его эксплуатации, приводящий к ухудшению технического состояния, снижению надежности и экономичности работы.

Основные технико-экономические показатели – показатели работы оборудования, обобщенно характеризующие экономичность агрегата, установки или механизма.

Для котла основным показателем является КПД брутто, для турбоагрегата – удельный расход тепла брутто на производство электроэнергии (для турбоагрегата с противодавлением и при работе в режиме с полным использованием тепла отработавшего пара также и развиваемая ими нормативная мощность), для механизмов собственных нужд под группы

оборудования – затраты мощности, абсолютный или удельный расход электроэнергии, для установок и аппаратов тепловых собственных нужд под группы оборудования – абсолютный, часовой или удельный расход тепла.

Энергетические характеристики подгруппы оборудования включают в себя:

- энергетические характеристики котлов;
- энергетические характеристики турбоагрегатов;
- зависимости затрат мощности, электроэнергии и тепла на собственные нужды подгруппы оборудования;
- зависимости технологических потерь тепла, связанных с его отпуском.

Энергетические характеристики котлов и турбоагрегатов представляются в виде графических и аналитических зависимостей основных и промежуточных показателей их работы, а также затрат мощности, абсолютных, часовых, удельных расходов электроэнергии и тепла на индивидуальные механизмы собственных нужд от часовой тепло- и паропроизводительности, электрической мощности и часового отпуска тепла из регулируемых отборов пара (противодавления). Энергетические характеристики котлов и турбоагрегатов разрабатываются для определенных условий и значений внешних факторов, содержат поправки к основным и промежуточным показателям на изменение значений этих факторов.

Затраты мощности электроэнергии и тепла (удельные расходы электроэнергии и тепла) на собственные нужды подгруппы оборудования представляются в виде графических и аналитических зависимостей от производительности, часового расхода среды, топлива на отдельные механизмы и установки, от температуры наружного воздуха и других параметров.

Технологические потери тепла, связанные с его отпуском внешним потребителям (коэффициент потерь), представляются в виде их графических зависимостей от температуры наружного воздуха и состава работающего оборудования в схемах пара и сетевой воды от источников тепла до точек измерения отпуска его внешним потребителям, состава работающего оборудования.

В качестве основных исходных документов для составления энергетических характеристик необходимо использовать результаты тепловых испытаний котлов и турбоагрегатов, проведенных специализированными аттестованными организациями, а при их отсутствии – типовые энергетические характеристики котлов, турбоагрегатов и вспомогательного оборудования.

Значения основных и промежуточных показателей энергетических характеристик устанавливаются с учетом:

- допуска на эксплуатационные условия;
- старения оборудования;
- отличия технических характеристик, тепловых схем, значений отдельных параметров и внешних факторов конкретного оборудования от принятых в исходных материалах;
- экономической эффективности осуществленных мероприятий по реконструкции и модернизации оборудования;

- точности исходных материалов, на основе которых разрабатываются энергетические характеристики оборудования;
- неустранимых дефектов проекта, изготовления и монтажа оборудования.

1.1. Общая характеристика режимов работы ТЭС

Для обеспечения высокой надежности электроснабжения потребителей генерирующие источники и потребители объединяются с помощью линий электропередачи в энергосистемы, что создает возможность снабжения потребителей от различных источников. Обычно в состав энергосистем входят электростанции разных типов и мощностей, например гидроэлектростанции, теплоэлектроцентрали, тепловые конденсационные, атомные, газотурбинные, парогазовые, гидроаккумулирующие, геотермальные, дизельные электростанции и др.

Потребители электроэнергии делят на три группы: промышленные, осветительно-бытовые и электрифицированный транспорт.

Потребители тепловой нагрузки – это промышленные потребители пара различных параметров и потребители горячей воды для отопления, горячего водоснабжения, вентиляции и кондиционирования.

В этом случае характер режимов работы и эксплуатации электрических станций зависит не только от нагрузки потребителей, но и от условий распределения нагрузки между станциями при соблюдении баланса энергии при потреблении, производстве и потерях ее во время транспортировки.

Особенностью работы электрических станций – то, что общее количество электрической энергии, вырабатываемой ими в каждый момент времени, должен полностью соответствовать количеству потребляемой энергии. Нарушение этого баланса может привести к существенному изменению частоты тока и серьезным авариям в энергосистеме и у потребителей. Существующие в настоящее время аккумуляторы электроэнергии имеют высокую стоимость, обладают небольшой емкостью и в основном используются только для обеспечения безопасности и создания условий для наблюдения за оборудованием и проведения ремонтных работ при перерывах в электроснабжении от основных источников.

Аккумуляция теплоты для теплоснабжения также практически не осуществляется, однако из-за большой емкости тепловых сетей небольшие перерывы в подаче теплоты для целей теплофикации могут практически не отразиться на температурном режиме отапливаемых помещений.

Электрические станции в энергетической системе работают параллельно (за исключением изолированных районов), покрывая общую электрическую нагрузку системы и одновременно тепловую нагрузку своего района (ТЭЦ). Во всех случаях суммарная электрическая нагрузка промышленного района складывается из:

- нагрузки, связанной с обеспечением потребителя электроэнергией для производственных целей;

- нагрузки привода двигателей железнодорожного и городского транспорта;
- нагрузки, связанной с расходом энергии на освещение и бытовые нужды населения.

Графическое изображение зависимости нагрузки электропотребления от времени называется *графиком электрической нагрузки*. На рисунке 1.1 приведены типичные суточные графики электрической нагрузки (промышленной, осветительно-бытовой, суммарной). Минимум промышленной нагрузки наблюдается обычно в ночное время, когда энергию потребляют лишь предприятия, работающие в три смены; наибольшая нагрузка наблюдается в период от 8 до 16 ч, когда энергия подается почти всем предприятиям, от 16 до 24 ч нагрузка имеет промежуточное значение. Провал промышленной нагрузки в дневное время связан с уменьшением потребления электроэнергии во время обеденных перерывов.

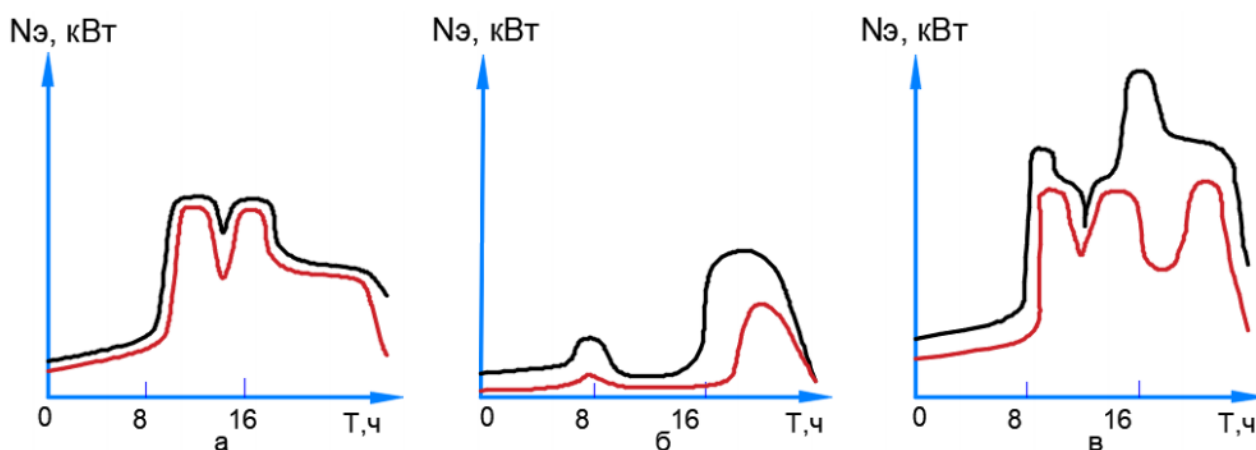


Рисунок 1.1. Суточные графики электрической нагрузки:

а – промышленной; *б* – осветительно-бытовой; *в* – суммарной; (---) – лето; (---) – зима

Осветительно-бытовая нагрузка сильно зависит от времени суток и года. Наибольшее значение эта нагрузка имеет в вечерние часы зимой. Летом суточный максимум нагрузки (пик) снижается по абсолютному значению и длительности и наступает в более позднее время. Осветительно-бытовая нагрузка включает в себя нагрузку от электробытовых приборов, которая имеет обычно резко выраженный, значительный максимум в вечернее время. Утренний пик осветительно-бытовой нагрузки связан с увеличением расхода электроэнергии на бытовые нужды.

На рисунке 1.2 приведен полный суточный график электрической нагрузки для рабочих дней недели с учетом нагрузки электрифицированного транспорта, расхода энергии на собственные нужды станции и потерь в линиях электропередачи.

Составляющие суммарной нагрузки потребителей, а значит, и электростанций в энергосистеме существенно меняются в течение суток,

недели, а также в зависимости от времени года. Поэтому различают *суточную, недельную, сезонную и годовую неравномерности* нагрузки.

По виду потребляемой энергии графики разделяются на графики электрической и тепловой нагрузок.

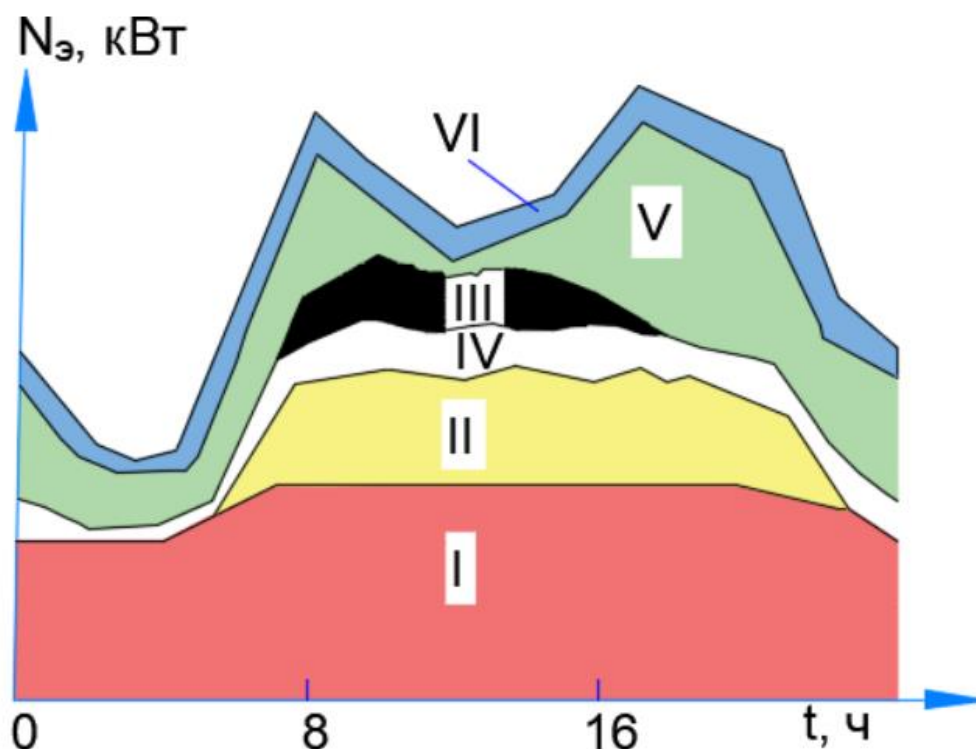


Рисунок 1.2. Полный суточный график электрической нагрузки:
 I-III – соответственно, трех-, двух- и односменные промышленные предприятия; IV – электрифицированный транспорт; V – осветительно-бытовая нагрузка; VI – потери и собственные нужды

Максимум электрической нагрузки, наступающий в зимнее время во второй половине дня, определяет общий суточный максимум электрической нагрузки и общую мощность работающих агрегатов, необходимых для обеспечения электроэнергией всех потребителей. В нерабочие дни электрическая нагрузка значительно ниже, при этом максимум электрической нагрузки $N_{э}^{\text{макс}}$ в воскресенье (когда нагрузка может быть особенно низкой) для промышленного района может составлять $(0,5 \div 0,6) \cdot N_{э}^{\text{макс}}$ в рабочие дни.

Типичный график изменения электрической нагрузки в рабочие и нерабочие дни недели для района с высокой промышленной нагрузкой показан на рисунке 1.3.

График электрических нагрузок используется при планировании электрических нагрузок электростанций и систем, распределении нагрузок между электростанциями и агрегатами, в расчетах по выбору состава основного и резервного оборудования, при определении требуемой установленной мощности и необходимого резерва, числа и единичной мощности агрегатов, при разработке планов ремонта оборудования и определения ремонтного

резерва, для планирования годовых и месячных резервов топлива, а также определении ремонтного резерва.

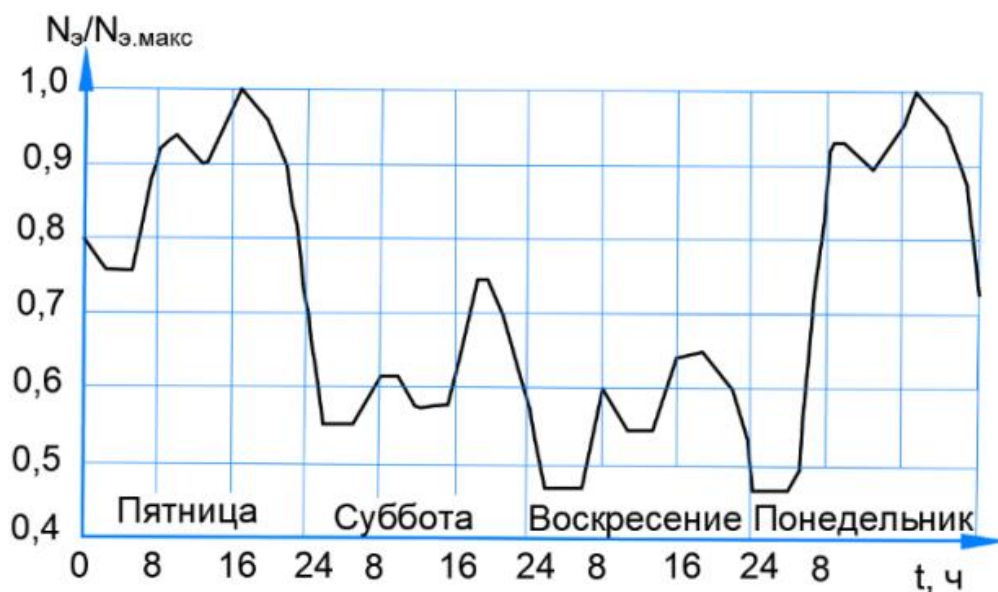


Рисунок 1.3. Типичный график изменения электрической нагрузки в рабочие и не рабочие дни

Статистический анализ суточных графиков электрической нагрузки отдельных электростанций и энергосистем в целом показывает, что происходит их систематическое разуплотнение. Это объясняется как ростом бытовых нагрузок, так и уменьшением числа предприятий, работающих в ночное время. Кроме того, нагрузка промышленных потребителей в воскресные и праздничные дни существенно падает, поэтому заметно уменьшается общая электрическая нагрузка ТЭС.

Тепловая нагрузка района складывается из нагрузок на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и потребление пара промышленными объектами. Составляющие суммарной тепловой нагрузки в течение суток меняются в гораздо меньшей степени, чем составляющие суммарной электрической нагрузки. Зато сезонные колебания тепловой нагрузки очень велики. Так как на отопление и вентиляцию приходится большая часть тепловой нагрузки, то в летний период тепловая нагрузка снижается в несколько раз.

На рисунке 1.4 представлены графики нагрузок одной из энергосистем в характерные дни недели для различных сезонов года. Из графиков видно, что максимальные уровни нагрузки наблюдаются зимой, весной и летом происходит заметное снижение потребления электроэнергии. Кроме того, эти графики показывают резкое снижение и сглаживание нагрузки в выходные дни, что обусловлено перераспределением бытовой нагрузки в течение выходного дня и снижением потребляемой мощности промышленными предприятиями, работающими в основном в односменном или двухсменном режиме. В начале понедельника нагрузка снова возрастает.

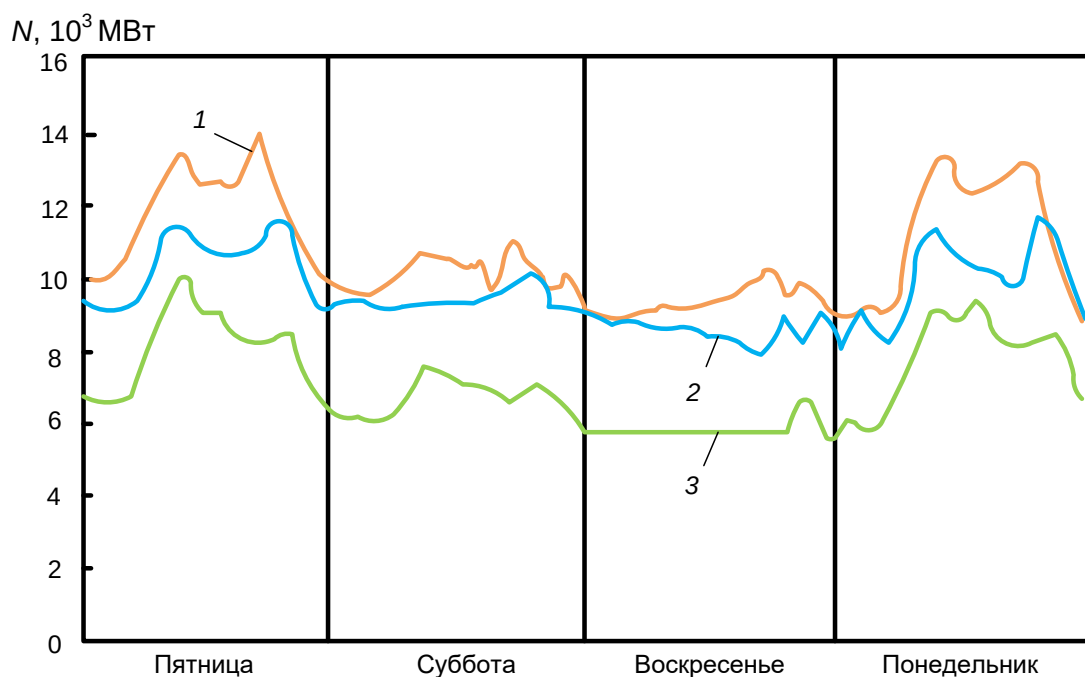


Рисунок 1.4. Типичные графики нагрузок энергосистемы в характерные дни:
1 – зимний период; 2 – осенне-весенний период; 3 – летний период

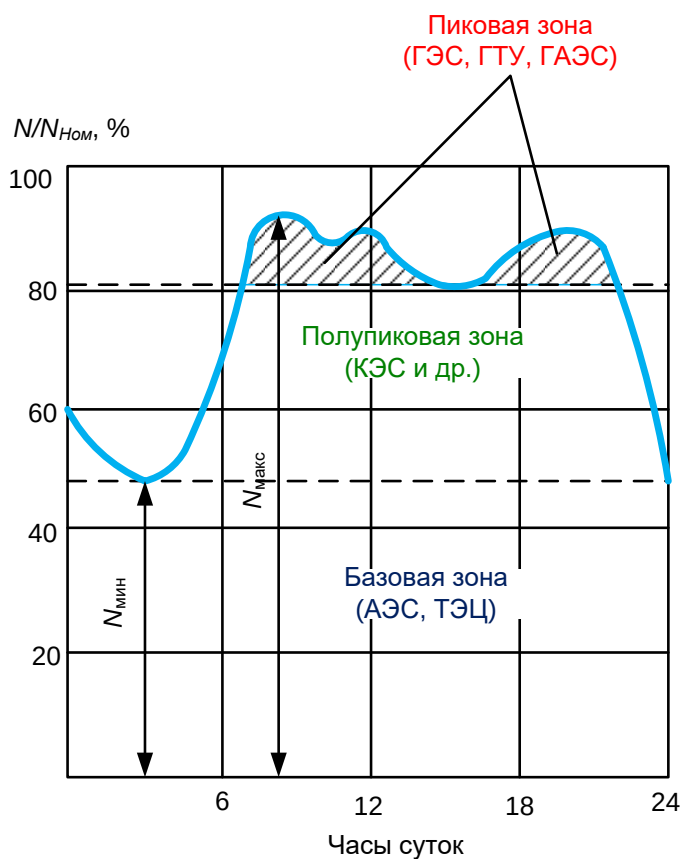


Рисунок 1.5. График нагрузки с выделением рабочих зон

Суточный график электрической нагрузки энергосистемы в обычный рабочий день, как правило, имеет один или два пика – утренний и (или)

вечерний и соответственно один или два провала – дневной и ночной. На рисунке 1.5 представлен типичный график нагрузки в течение рабочего дня с двумя пиками и провалами.

В зависимости от колебаний нагрузки такой график разбивается на характерные зоны. Нижнюю часть графика (с постоянной нагрузкой) принято называть *базовой зоной*. Верхнюю обычно делят на *полупиковую* и *пиковую зоны*. В каждой зоне графика нагрузки используются различные типы станций и установок исходя из их маневренных характеристик. Это позволяет обеспечить наиболее эффективное применение оборудования ТЭС с точки зрения как экономичности, так и надежности.

В соответствии с этими зонами классифицируют и установки, работающие в них. Так, в базовой зоне работают агрегаты, несущие постоянную, преимущественно номинальную, нагрузку как в суточном, так и в недельном разрезе. Чаще всего к таким станциям относятся АЭС, ТЭЦ, работающие по тепловому графику, и ГЭС без регулируемого стока.

В полупиковой зоне графика нагрузки используются агрегаты, которые могут разгружаться в периоды снижения нагрузки в системе или останавливаться в выходные и праздничные дни. К таким агрегатам относятся большая часть конденсационных энергоблоков ТЭС, а также парогазовые установки.

В пиковой зоне станции работают с максимальной нагрузкой только в часы покрытия ее пиков. К ним относятся ГТУ ТЭС, ГАЭС, ГЭС с регулируемым стоком, в период провалов нагрузки большинство агрегатов таких станций останавливается. Работа станций в той или иной зоне графика нагрузки определяется в основном ее маневренными характеристиками.

В базовой зоне графика нагрузки (в основном в отопительный период) также используются ТЭЦ, что обусловлено необходимостью обеспечения графика отпуска теплоты. В летний (неотопительный) период года ТЭЦ могут привлекаться к регулированию графика электрической нагрузки в полупиковой зоне.

Маневренные характеристики конденсационных электростанций зависят в основном от маневренных возможностей котлов.

Современные газотурбинные установки даже большой мощности обладают высокой маневренностью и могут пускаться и набирать нагрузку до номинальной мощности за 15÷30 мин, что позволяет использовать их в пиковой зоне. Агрегаты ГЭС и ГАЭС могут набирать номинальную мощность всего за несколько минут, поэтому их также используют в пиковой зоне графика нагрузки.

Наряду с суточной и недельной неравномерностями графиков электрической нагрузки энергосистемы имеет место существенное изменение потребления электроэнергии в течение года. На рисунке 1.6 представлен типичный график изменения электрической нагрузки в течение года для энергосистемы России. Анализ этого графика показывает, что в течение летнего периода наблюдается существенный спад потребления электроэнергии (на

30÷33 %). Он обусловлен увеличением продолжительности светового дня и повышением температуры наружного воздуха.

Месячные максимумы нагрузки превышают значения максимума в начале года только в последние месяцы, когда возрастает осветительно-бытовая нагрузка. Характер годовых графиков со временем меняется не сильно, в связи с чем облегчается задача построения графиков на предстоящий период.

Для некоторых зарубежных стран, особенно расположенных в климатической зоне с высокими летними температурами и имеющих развитую систему кондиционирования, характерен летний максимум электрической нагрузки, например для штата Калифорния в США.

Наличие провала электрической нагрузки энергосистемы в летний период создает благоприятные условия для ремонта оборудования. Летний провал нагрузки часто называют «зоной ремонтов» (или «ремонтной площадкой»). Наличие этой зоны позволяет уменьшить значение специального так называемого ремонтного резерва мощности в энергосистеме.

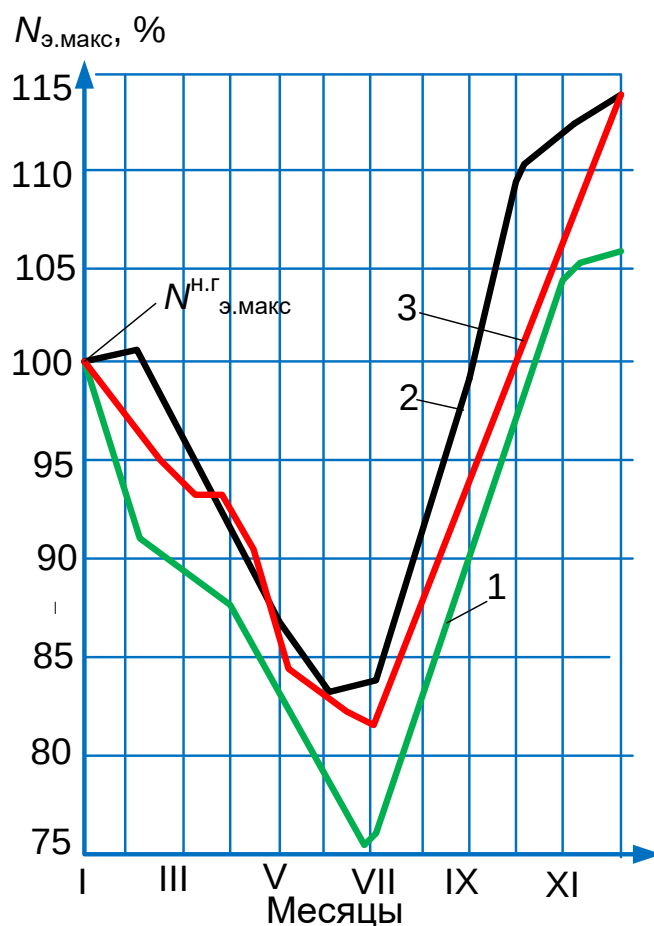


Рисунок 1.6. Годовые графики максимумов по месяцам электрических нагрузок энергосистемы:

1-3 – изменения $N_{э.макс}$ для трех лет, следующих один за другим;

$N_{э.макс}^{н.г.}$ – месячная максимальная нагрузка к началу года

Графические и аналитические зависимости расходов пара, теплоты, условного топлива на энергоблок от электрической нагрузки называются *энергетическими характеристиками энергоблока*.

Для оценки напряженности работы электростанции и эффективности использования основного оборудования вводятся:

– *коэффициент использования установленной мощности (коэффициент заполнения графика электрической нагрузки)*. Этот коэффициент представляет собой отношение количества электрической (тепловой) энергии $\mathcal{E}$, кВт·ч, выработанной электрической станцией в течение определенного промежутка времени (за месяц, квартал, год), к тому количеству, которое могло быть выработано за тот же период при работе электростанции с установленной мощностью $N_{\text{э.уст}}$, кВт:

$$K_{\text{уст}} = \mathcal{E} / (N_{\text{э.уст}} \cdot \tau_p), \quad (1.1)$$

где τ_p – продолжительность периода работы, ч.

– работа электростанции может характеризоваться также *числом часов использования установленной мощности* $\tau_{\text{уст}}$:

$$\tau_{\text{уст}} = \mathcal{E} / N_{\text{э.уст}}. \quad (1.2)$$

Для оценки степени неравномерности графиков нагрузки используют ряд показателей:

– *коэффициент неравномерности суточной нагрузки* $K_{\text{нер}}$, равный отношению минимальной нагрузки $N_{\text{мин}}$ к максимальной $N_{\text{макс}}$:

$$K_{\text{нер}} = N_{\text{мин}} / N_{\text{макс}}, \quad (1.3)$$

– *коэффициент плотности (заполнения) графика нагрузки* $K_{\text{зап}}$, равный отношению суточного потребления электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{сут}}$ к максимально возможному:

$$K_{\text{зап}} = \mathcal{E}_{\text{сут}} / (N_{\text{макс}} \cdot 24). \quad (1.4)$$

Мощность устанавливаемых в энергосистеме энергоблоков (так называемая установленная мощность $N_{\text{уст}}$) включает резерв мощности и превышает максимальную нагрузку $N_{\text{макс}}$ на эту величину, что учитывается *коэффициентом резерва*:

$$\rho = \frac{N_{\text{уст}}}{N_{\text{макс}}}. \quad (1.5)$$

Структура резерва в энергосистеме РФ в процентном максимуме нагрузки следующая: ремонтный резерв – 5 %, аварийный резерв – 7 %, народнохозяйственный – 1 %.

Более высокие значения $K_{\text{зап}}$ свидетельствуют о том, что оборудование электростанции используется полнее и за тот же период вырабатывается большее количество электроэнергии. Капитальные составляющие стоимости электроэнергии и удельных приведенных затрат при этом уменьшаются и при прочих равных условиях экономические показатели ТЭС возрастают. При этом требования к маневренным характеристикам станции уменьшаются.

На рисунке 1.7 приведен суточный графики электрической нагрузки Единой энергетической системы европейской части РФ. Коэффициенты плотности (заполнения) здесь: 0,88 – для зимы (декабрь) и 0,92 – для лета (июнь). Эти значения всегда тем выше, чем больше доля промышленной нагрузки.

– коэффициент регулирования $K_{\text{рег}}$, равный отношению разности максимальной и минимальной суточных нагрузок к максимальной:

$$K_{\text{рег}} = (N_{\text{макс}} - N_{\text{мин}}) / N_{\text{макс}}. \quad (1.6)$$

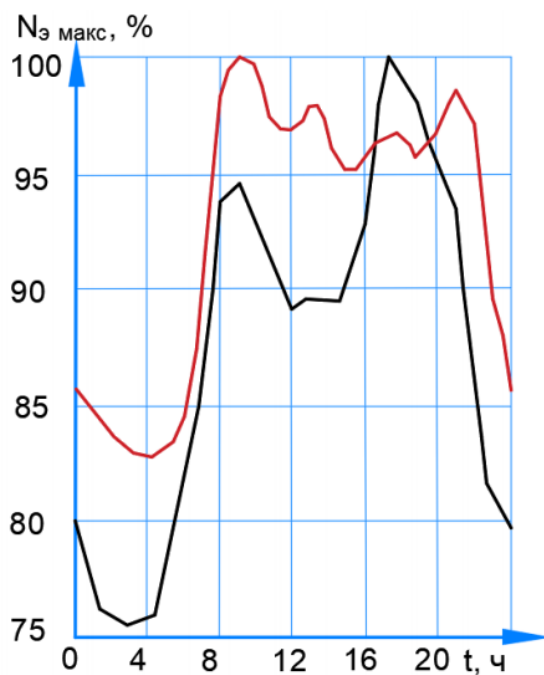


Рисунок 1.7. Суточный график электрической нагрузки Единой энергетической системы европейской части РФ:
(---) – лето; (---) – зима

В настоящее время тенденция разуплотнения графиков нагрузки продолжает сохраняться, и в последние годы коэффициент неравномерности во многих энергосистемах $K_{\text{нер}} = 0,5 \div 0,55$.

Кроме того, существенной характеристикой графиков нагрузки является *скорость ее изменения* w_N , представляющая собой изменение нагрузки в единицу времени или производную от потребляемой мощности во времени:

$$w_N = \Delta N / \Delta \tau = dN / d\tau. \quad (1.7)$$

В первую очередь эта величина важна для периода подъема нагрузки.

С точки зрения скорости изменения нагрузки на графике различают несколько периодов, в течение которых эти скорости заметно отличаются друг от друга (рис. 1.8).

Наименьшая скорость изменения нагрузки имеет место в ночные часы. Средняя скорость между 01-00 и 06-00 часами равна $0,008 \div 0,010$ % в минуту. При переходе от ночной нагрузки к дневной, в период от 06-00 до 08-00, имеет место значительно бóльшая скорость повышения нагрузки, она составляет 0,2 % в минуту. Очень быстро меняется нагрузка при понижениях графика, вызванных паузами в работе производственных предприятий, в особенности около 09-00, здесь средняя скорость изменения нагрузки составляет $0,4 \div 0,5$ % в минуту.

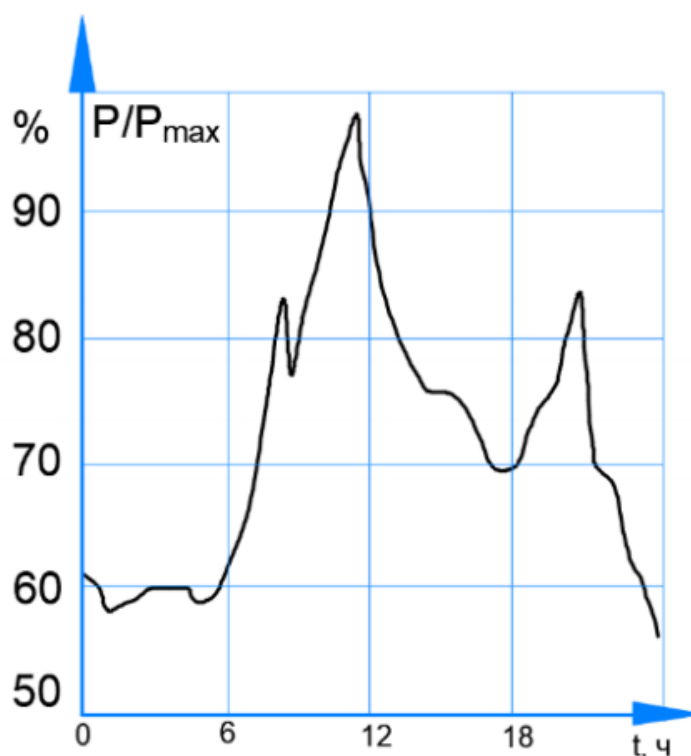


Рисунок 1.8. Характерный суточный график нагрузки энергосистемы

Действительная скорость изменения нагрузки с учетом флуктуаций мощности и толчков нагрузки крупных потребителей может оказаться значительно выше.

Значение w_N в определенные периоды работы энергосистемы может достигать 3 % в минуту, что требует высоких маневренных характеристик энергетического оборудования и особенно при повышении нагрузки.

При сбросе мощности, например, из-за ошибки персонала регулирующих станций или из-за отключения межсистемной линии связи, наблюдались скорости изменения графика $20 \div 25$ % в минуту.

1.2. Маневренные характеристики оборудования

Понятие «маневренность» комплексное. Оно включает в себя целый ряд требований, предъявляемых к основному оборудованию ТЭС. В первую очередь к ним можно отнести соблюдение следующих показателей:

- 1) допустимой скорости разгрузки и нагружения оборудования при плановых изменениях нагрузки;
- 2) разрешенного (регулируемого) диапазона изменения нагрузки – разница между максимально и минимально допустимыми нагрузками;
- 3) технического минимума нагрузки;
- 4) возможности длительной работы оборудования на холостом ходу;
- 5) расчетной продолжительности и условий пуска блока из различных исходных тепловых состояний, в том числе время пуска из различных тепловых состояний;
- 6) приемистости оборудования, способности обеспечивать быстрый «подхват» изменившейся нагрузки – способность блока изменять тепловую нагрузку котла и электрическую мощность турбины в переходных режимах вслед за изменением задания по мощности;
- 7) расходов теплоты и топлива на пуск оборудования;
- 8) инерционность процессов изменения нагрузки (аккумулирующий эффект);
- 9) мобильность – подхват нагрузки при падении частоты тока.

Перечисленные показатели (характеристики) имеют большое значение для привлечения оборудования к покрытию диспетчерского графика нагрузки энергосистемы.

Маневренность паротурбинных установок. Основными факторами, определяющими маневренные характеристики паровых турбин, являются:

- 1) температурные напряжения в толстостенных элементах, характеризующие возможность возникновения термоусталостных трещин;
- 2) перемещения роторов ЧВД, ЧСД и ЧНД по отношению к соответствующему корпусу турбины (относительные перемещения), характеризующие вероятность задевания вращающихся частей за неподвижные;
- 3) усиление вибрации при частичных нагрузках.

Считается, что наибольшие температурные напряжения при изменении нагрузки возникают в роторах турбин из-за наибольшей скорости изменения их температур. При этом наиболее опасными элементами являются области паровпуска турбины, зона регулирующей ступени, выточки на валу турбины-галтели, тепловые канавки, где возникает местная концентрация напряжений. Другим опасным элементом считается корпус ЦВД – наиболее толстостенная деталь турбины.

Температурные напряжения в корпусах турбин контролируются по разностям температур (рис. 1.9):

- 1) в верхней и нижней частях корпуса;
- 2) по длине корпуса;

- 3) по толщине стенки корпуса;
- 4) по ширине фланцев горизонтального разъема;
- 5) фланцев и шпилек;
- 6) фланцев и корпуса.

Важным ограничивающим фактором маневренности турбин является относительное смещение роторов. Его причина заключается в следующем: со стороны входа пара в цилиндр обычно имеется упорный подшипник, фиксирующий положение ротора относительно корпуса в этом месте. При изменении нагрузки или при пусках температура ротора изменяется быстрее температуры корпуса. Поэтому свободный конец ротора начинает смещаться относительно корпуса, в результате возникает опасность задевания вращающихся частей за неподвижные.

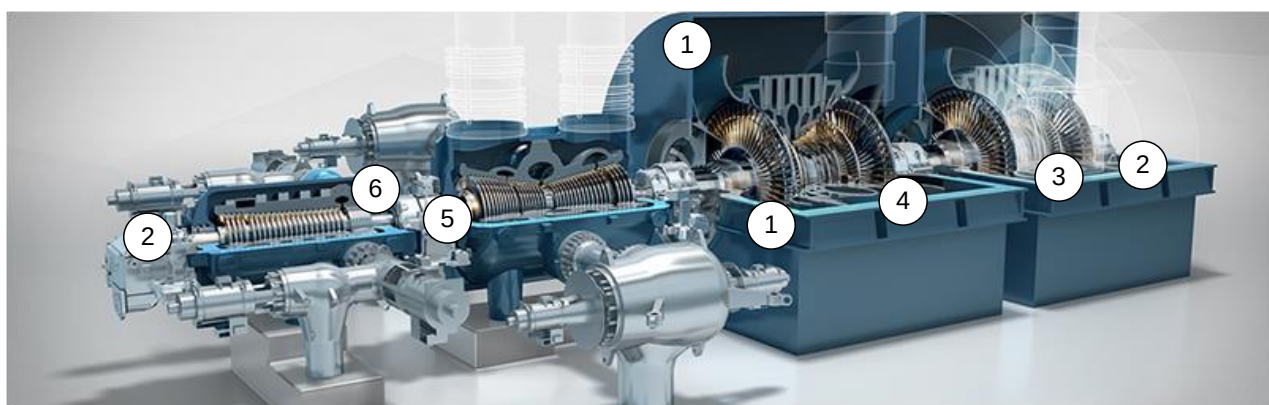


Рисунок 1.9. Контроль температур в корпусе паровой турбины

Одной из причин усиления вибрации турбин является неравномерный прогрев корпуса. Например, появление разности температур верхнего и нижнего фланцев горизонтального разъема, а также корпуса и фланца приводит к усилению вибрации. Следствием этого является температурное коробление корпуса.

Причиной ограничения продолжительности работы турбины на малых нагрузках и на холостом ходу является чрезмерный нагрев выхлопного патрубка, что приводит к опасности разрушения лопаточного аппарата ротора ЧНД. Для расширения маневренности паровых турбин проводят различные мероприятия. Эти мероприятия подразделяются на конструктивные и эксплуатационные. К конструктивным относятся следующие мероприятия:

- применение системы парового обогрева шпилек и фланцев горизонтальных разъемов турбин при пуске;
- уменьшение ширины фланцев;
- локализация областей высоких температур путем экранирования ротора и зоны паровпуска;
- применение 2-стенной конструкции цилиндров (прежде всего ЦВД);
- конструирование маневренных турбин с увеличенными осевыми и радиальными зазорами;

- улучшение качества тепловой изоляции цилиндров путем использования метода напыления;

- применение системы охлаждения выхлопного патрубка ЦНД при малых нагрузках.

В процессе эксплуатации для повышения маневренности турбин используют следующие мероприятия:

- предтолчковый прогрев перепускных труб при пусках энергоблоков;
- подача пара с повышенной температурой на концевые уплотнения турбины при пусках блока из горячего состояния.

Применение специальных маневренных паровых турбин в настоящее время не нашло широкого применения. В начале 80-х годов прошлого века широко дискутировался вопрос о создании маневренных турбин, приспособленных к быстрому пуску и останову. Для создания таких турбин предполагалось:

- 1) уменьшить число цилиндров и число ступеней в них;
- 2) уменьшить число регенеративных отборов, патрубки которых располагаются в нижних частях корпусов, что приводит к увеличению разности между температурами верхней и нижней частей корпусов;
- 3) снизить начальные параметры пара;
- 4) увеличить зазоры между ступенями и гребнями лабиринтных уплотнений;
- 5) повысить давление отработавшего пара турбины, которое способствовало снижению высоты лопаток последних ступеней.

Все эти меры приводили к снижению экономичности турбин и поэтому не нашли применения. После появления высокоманевренных и экономичных газотурбинных установок необходимость использования таких турбин отпала.

Маневренность энергетических котлов

Минимальную нагрузку котла определяют следующие факторы:

- устойчивость процесса горения;
- гидравлический режим испарительных поверхностей котла;
- режим работы пароперегревателей;
- низкотемпературная коррозия хвостовых поверхностей котла.

Устойчивость процесса горения. Уменьшение нагрузки котла ведет к снижению устойчивости горения топлива в топочной камере, и при некотором критическом значении возникает пульсация факела, завершающаяся его срывом и погасанием. Это критическое значение определяет минимальную нагрузку котла по условиям устойчивости горения.

Существуют две причины неустойчивости горения:

- неустойчивость подачи топлива при малых нагрузках;
- общее понижение температуры в топке.

При уменьшении нагрузки котла сначала уменьшают подачу топлива и воздуха через все включенные горелки (*качественное регулирование*). Это снижает турбулентность потока топливовоздушной смеси, замедляет распространение пламени и ослабляет интенсивность горения, что приводит к общему понижению температуры в топке, а это ведет к снижению

стабильности факела, возникновению пульсации и погасанию его при дальнейшем понижении нагрузки.

Поэтому разгружение котла, начиная с уровня $(0,80 \div 0,75) \cdot D_{0н}$, производится *количественным регулированием*, т. е. отключением части горелок, что дает возможность повысить тепловую мощность оставшихся в работе горелок и поддержать необходимую для жидкого шлакоудаления температуру в нижней части топки. При этом способе регулирования удастся снизить нагрузку лишь до $(0,60 \div 0,65) \cdot D_{0н}$.

Технические минимумы нагрузки котлов по условиям устойчивости процесса горения неодинаковы для различных типов котлов и составляют от $0,6 \cdot D_{0н}$ до $0,75 \cdot D_{0н}$, т.к. температура и длительность воспламенения, зависящие от влажности топлива и выхода летучих компонентов и характеризующие реакционную способность топлива, различны для разных его видов.

Таким образом, устойчивость процесса горения в основном определяется видом сжигаемого топлива. В зависимости от вида сжигаемого топлива минимальная тепловая нагрузка котла составляет:

- при работе на газе и мазуте – $8 \div 10$ % от номинальной;
- на бурых углях – $40 \div 50$ %;
- на каменных углях – $55 \div 75$ %;
- тощих углях и АШ – $80 \div 85$ %.

Гидравлический режим испарительных поверхностей котла

Нормальный режим парообразования в испарительных экранах без перегрева металла происходит при пузырьковом процессе кипения. Такой режим кипения обеспечивается, если степень сухости пароводяной смеси не превышает 25 %. При этом расход питательной воды через испарительные экраны должен быть не менее 30 % номинального.

Как и у турбин, важным фактором, ограничивающим маневренность котлов (по скорости растопки и набора нагрузки), являются температурные напряжения в толстостенных элементах: барабанах, пароперегревателях, коллекторах (камерах), паропроводах.

Нарушения гидравлики в барабанных и прямоточных котлах носят различный характер и поэтому должны быть рассмотрены отдельно.

Барабанные котлы для блочных установок и для электростанций с поперечными паровыми связями выполняются для номинальных давлений 9,8 и 13,7 МПа с производительностью от 220 до 640 т/ч с топками для всех видов энергетического топлива: бурых и каменных углей, мазута, газа, торфа и сланцев.

Для элементов котлов регламентируются допустимые разности температур верхней и нижней частей, по толщине стенки, по длине (только для барабанов).

Температурные напряжения ограничивают скорость растопки котла и изменение его паровой нагрузки в процессе эксплуатации.

Допустимые скорости изменения температур в соответствии с ПТЭ приведены в таблице 1.1.

Поддержание заданной скорости прогрева осуществляется изменением тепловыделения в топке (изменением расхода топлива на котел) и поддержанием определенного уровня давления в прогреваемом тракте. Уровень давления обеспечивается регулировкой степени открытия, дренажных магистралей (для понижения давления дренажные линии открываются, для повышения – прикрываются).

Таблица 1.1. Допустимые скорости изменения температур и разности температур в барабанах

Показатель	Барабан	
	I группы	II группы
Скорость роста температуры насыщения при растопке, °C/мин, при $p_{бар}$, МПа		
менее 2	2,0	1,5
более 2	2,5	2,0
Скорость снижения температуры насыщения при останове, °C/мин, при $p_{бар}$, МПа		
более 10	1,5	1,0
менее 10	2,0	1,5
Перепад температур в верхней и нижних частях, °C	60	40
Разница температур стенки и воды при заполнении, °C	±40	±40

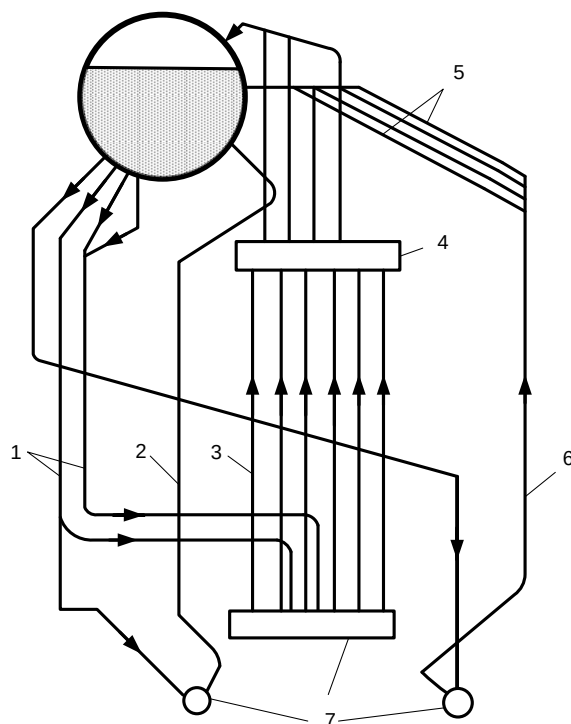


Рисунок 1.10. Циркуляционный контур барабанного котла:
1 – опускные трубы; 2 – фронтной экран; 3 – боковой экран; 4 – верхний коллектор; 5 – фестон; 6 – задний экран; 7 – нижние коллекторы

Скорость роста давления в барабане (рис. 1.10) определяется интенсивностью парообразования в области поверхностей нагрева, сопротивлением тракта или растопочных сбросных трубопроводов котла,

расположенных за барабаном. Это сопротивление может меняться путем прикрытия арматуры на растопочной линии.

При полном закрытии растопочной линии скорость роста давления в барабане (а значит, и температуры насыщения) будет определяться интенсивностью парообразования в области поверхностей нагрева. При прогреве барабана следует учитывать, что верхняя часть прогревается более интенсивно, так как ее прогрев происходит за счет конденсации пара, при этом коэффициент теплоотдачи намного выше, чем таковой от воды к стенке.

У барабанных котлов с естественной циркуляцией один из факторов, ограничивающих скорость растопки, – неравномерность обогрева экранных контуров топки. Причиной этого является различие тепловосприятий отдельных контуров циркуляции, обусловленное компоновкой поверхностей нагрева топочной камеры (например, между серединой и углами топки). В процессе растопки эти явления усиливаются. В результате возникают дополнительные напряжения в экранных трубах и коллекторах, а также создается опасность опрокидывания циркуляции.

Для решения этих задач современные котлы выполняются с принудительной циркуляцией в парогенерирующих контурах. Кроме того, в котлах с естественной циркуляцией температурный режим поверхностей нагрева зависит от степени их обогрева и гидравлических характеристик. Нарушения естественной циркуляции в циркуляционном контуре барабанного котла проявляются в виде замедления, полного прекращения (застоя) или даже изменения направления (опрокидывания) движения рабочей среды в трубах контура.

Во всех случаях ухудшается охлаждение металла труб, что вызывает опасное повышение его температуры.

Особенно опасен застой циркуляции, при котором в парогенерирующих подъемных трубах происходит расслоение воды и пара, образуются паровые пробки и резко ухудшается теплопередача от металла к пару, что приводит к аварийному повышению температуры труб на этом участке и часто завершается их пережогом. Поэтому необходимо разжигать такие горелки котла, которые обеспечивают максимум равномерного тепловыделения в топке.

Основной причиной таких нарушений гидравлического режима в контуре циркуляции барабанных котлов является понижение их нагрузки до некоторого критического значения. Всякое понижение производительности барабанного котла связано с необходимостью уменьшения тепловой нагрузки топки и понижением температуры горения топлива. При этом снижается обогрев подъемных труб циркуляционного контура и повышается точка закипания, что приводит к падению полезного напора циркуляции и к ее ослаблению.

При достижении критической минимальной нагрузки перемещение рабочей среды по контуру прекращается, кратность циркуляции становится равной нулю и возникает застой циркуляции. Как показывает практика эксплуатации, опасными являются режимы, при которых степень сухости пароводяной смеси в подъемных трубах превышает $30 \div 50 \%$, что соответствует кратностям циркуляции 2–3 при нормальной кратности 6–14 для

котлов 9,8 МПа и 5–8 для котлов 13,7 МПа. Рекомендуется не уменьшать кратность циркуляции ниже 4, когда степень сухости пароводяной смеси в подъемных трубах не превышает 25 %. Режимы с меньшей кратностью опасны потому, что возможен переход к пленочному кипению, образованию накипи (даже при нормальном водном режиме), ухудшение теплоотдачи металла и, как результат, недопустимое повышение температуры металла труб.

Прямоточные котлы. Основными элементами прямоточного котла являются трубные панели, состоящие из большого числа труб, присоединенных параллельно друг другу к входному и выходному коллекторам.

Панели соединены между собой последовательно, и по этой параллельно-последовательной системе труб под действием напора питательного насоса совершается с большой скоростью (до 10–12 м/с) принудительное перемещение рабочей среды (вода, пароводяная смесь, пар).

Одним из главных условий надежности работы прямоточного котла является равномерность распределения рабочей среды между отдельными трубами панелей. Гидравлика системы панелей надежна тогда, когда расход воды в каждой параллельно включенной трубе равен среднему расходу.

Отклонения в отдельных трубах от средней скорости незначительны, и гидравлическая неравномерность, так называемая *гидравлическая развертка*, вызванная неодинаковостью гидравлических сопротивлений отдельных труб, не проявляет себя заметно. Однако при понижении нагрузки котла и уменьшении расхода рабочей среды в трубах усиливается влияние неодинаковости гидравлических сопротивлений и, кроме того, возникает так называемый *коллекторный эффект* (изменение статического напора вдоль коллектора), поэтому гидравлическая неравномерность усиливается.

Вследствие неодинакового обогрева отдельных труб из-за тепловой развертки плотность рабочей среды в них становится также неодинаковой, и это сказывается на значении нивелирного напора, который уменьшается там, где обогрев больше среднего, и увеличивается там, где обогрев меньше. В результате разность статических напоров на концах труб, определяющая расход рабочей среды в них, становится еще больше, вследствие чего гидравлическая неравномерность в панели усиливается. При некоторых критических значениях нагрузки котла неравномерность обогрева различных труб панели может оказаться настолько значительной, что в наименее обогреваемых трубах нивелирный напор окажется больше разности давлений в коллекторе. В этом случае рабочая среда в наименее обогреваемых трубах начнет двигаться в обратную сторону, т. е. сверху вниз, и произойдет опрокидывание циркуляции рабочей среды. Промежуточным режимом является прекращение движения рабочей среды в трубе и образование паровых пробок – *застой циркуляции*. В этом случае из-за резкого ухудшения теплообмена возможен перегрев металла труб и их повреждение. Эта критическая нагрузка и определяет технический минимум нагрузки прямоточного котла по условиям надежной гидравлики. Для каждого конкретного котла его технический минимум должен быть определен опытным путем.

Режим работы пароперегревателей

Пароперегреватель – наиболее теплонапряженный элемент парового котла. Общее тепловосприятие пароперегревательных поверхностей возрастает с повышением номинальных параметров пара с 30 % у котлов 13,7 МПа до 70 % у прямоточных котлов сверхкритического давления. В котлах 9,8 МПа все пароперегревательные поверхности являются конвективными, и он установлен в поворотной камере топки, в то время как у котлов 13,7 МПа значительная часть пароперегревателя выполнена в виде радиационных поверхностей, расположенных в верхней части топочной камеры. Еще больше развиты радиационные поверхности в пароперегревателях котлов сверхкритического давления. Эти конструктивные особенности определяют температурный режим металла труб пароперегревателей и минимальные нагрузки котлов разных типов по условиям надежного охлаждения этих труб.

При снижении нагрузки котлов уменьшаются расход пара через пароперегреватель, а, следовательно, массовая и линейная скорость пара. В результате этого температура перегрева пара на выходе из радиационного пароперегревателя повышается, так как лучистая энергия факела поглощается здесь меньшим количеством пара. В ширмовых пароперегревателях, включенных между радиационными и конвективными поверхностями, происходит интенсивный лучистый и конвективный теплообмен, так что суммарное тепловосприятие ширм мало зависит от нагрузки.

Поэтому дополнительный перегрев пара, возникающий в радиационных панелях, сохранится и на выходе из ширм, причем температура его может значительно превышать расчетную температуру пара. Одновременно из-за снижения линейной скорости парового потока резко ухудшается теплоотдача от металла к пару (рис. 1.11).

Совокупное действие обеих этих причин приводит при пониженной нагрузке котла к значительному возрастанию температуры металла труб пароперегревателя.

Как видно на рисунке 1.12, при тепловых нагрузках 300 кВт/м^2 (обычных в зоне радиационных панелей) и при условии применения для труб пароперегревателя стали 12х1МФ с предельной допустимой рабочей температурой 575°C скорость пара должна быть не меньше 5 м/с.

Эта скорость соответствует расходу пара примерно 0,5 от номинального, таким образом, минимальная нагрузка барабанного котла 13,7 МПа с комбинированным пароперегревателем, по условиям надежности металла труб пароперегревателя, составляет около 50 % номинальной паропроизводительности котла.

У барабанных котлов 9,8 МПа, имеющих только конвективный пароперегреватель, этот минимум может быть несколько ниже (около 40 %). У прямоточных котлов 13,7 МПа ограничения минимальной нагрузки по условиям надежности пароперегревателя те же, что и у барабанных котлов такого же давления, а у котлов сверхкритического давления 24,5 МПа, трубы пароперегревателей которых выполнены из жаростойкой стали аустенитного

класса с допустимой температурой 650 °С, минимальная нагрузка может быть такой же, как у барабанных котлов с конвективным пароперегревателем.

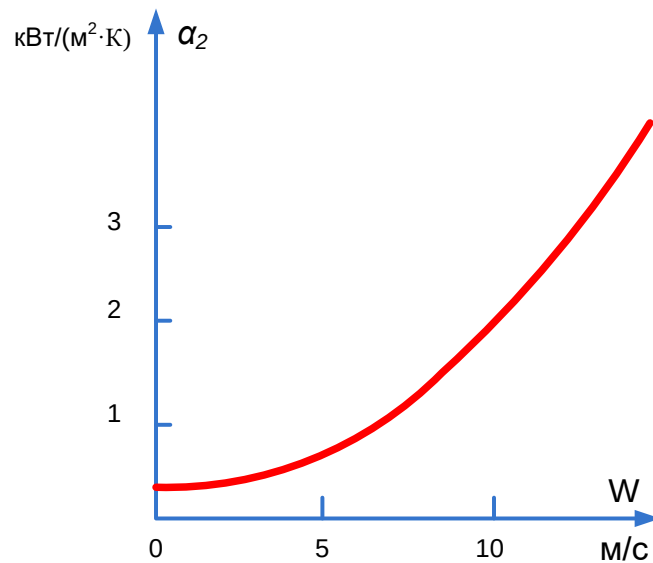


Рисунок 1.11. Зависимость коэффициента теплоотдачи от металла пароперегревателя к пару от скорости пара

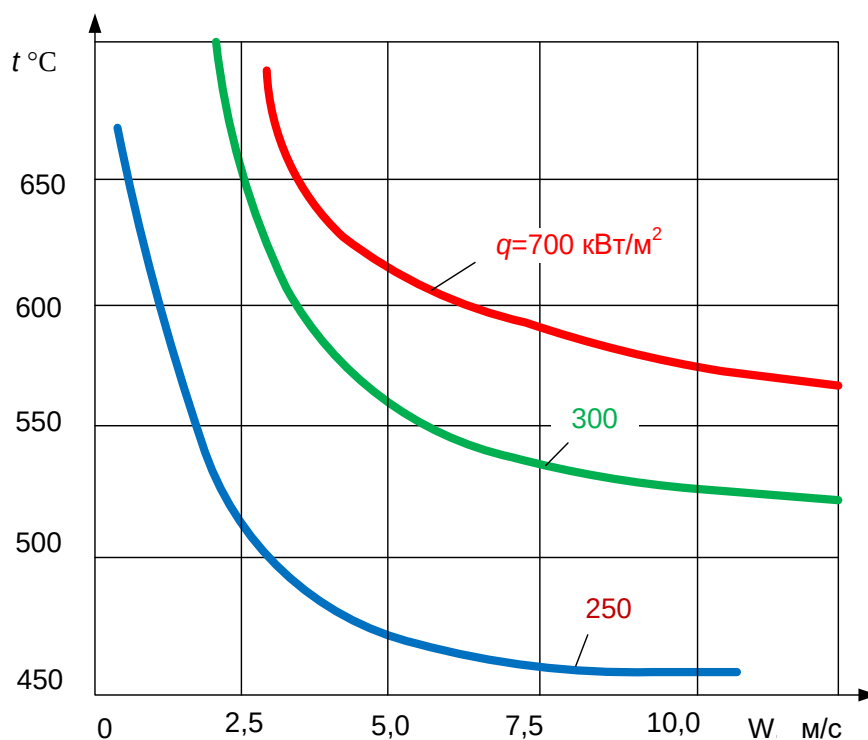


Рисунок 1.12. Зависимость температуры наружной поверхности труб пароперегревателя от скорости пара при различных тепловых нагрузках

Необходимо отметить затруднения с поддержанием температуры перегрева вторичного пара, возникающие при малых нагрузках котлов с вторичным пароперегревателем, расположенных обычно в опускной (конвективной) шахте. В некоторых случаях именно пароперегреватель котла

ограничивает глубину его разгрузки, заставляя значительно повышать коэффициент избытка воздуха (до 3,0) для поддержания в норме температуры вторичного перегрева пара.

Низкотемпературная коррозия хвостовых поверхностей котла

При наличии в составе топлива серы неизбежно присутствие в уходящих газах паров серной кислоты, которая образуется при взаимодействии паров воды, свободного кислорода и оксидов серы.

Температура конденсации паров серной кислоты (точка росы) зависит от их парциального давления в смеси сухих топочных газов и водяных паров. Это давление возрастает при уменьшении нагрузки котла, и с ним возрастает температура конденсации. Температура уходящих газов от нагрузки котла имеет обычно возрастающий характер. Конденсация паров серной кислоты происходит при соприкосновении их с металлом воздухоподогревателей в тех случаях, когда температура его оказывается ниже точки росы, а это имеет место при нагрузках котла, меньших $(0,4 - 0,5) \cdot D_{0н}$.

Интенсивность сернокислотной коррозии зависит не только от сернистости топлива, но и от его вида и способа сжигания. При сжигании твердого топлива и сухом шлакоудалении и сухом шлакоудалении в серный ангидрид переходит около 0,8 % всей серы топлива и интенсивность коррозии не столь велика. При жидком шлакоудалении сернистый ангидрид практически не образуется, и в таких котлах коррозия воздухоподогревателей невелика. Наиболее интенсивно проявляет себя коррозия воздухоподогревателей у котлов, работающих на сернистых мазутах, так как в этом случае возможно превращение в сернистый ангидрид до 7 % всей содержащейся в топливе серы. Поэтому при сжигании сернистых мазутов рекомендуется вести топочный процесс с наименьшими избытками воздуха ($1,02 \div 1,03$), при которых сернистый ангидрид почти не образуется, и тем самым сернокислотная коррозия сводится к минимуму. Также рекомендуется не уменьшать нагрузку мазутных котлов ниже 50 %.

Максимальную нагрузку котлов определяют следующие факторы:

- механизмы собственных нужд, выбирают с запасом до 110 %, но при эксплуатации этот запас исчезает в связи с износом оборудования;
- шлакование поверхностей нагрева, при форсировке топочного процесса происходит повышение температуры выше расчетной, что ведет к превышению температуры плавления золы и интенсивному шлакообразованию поверхностей нагрева;
- износ хвостовых поверхностей, происходит при сжигании углей с высокоабразивными свойствами золы при нагрузках выше 100 %;
- нарушение сепарации в барабане при повышенных нагрузках, что может привести к росту влажности пара. Она не должна превышать 0,1%;
- режим работы пароперегревателей при нагрузках выше 100 % металл пароперегревателей может перегреваться выше 575 °С, что ведет к сокращению его срока службы;
- высокотемпературная коррозия поверхностей нагрева происходит при сжигании топлив с катализаторами высокотемпературной коррозии, при

нагрузках котла выше 100 % эти процессы ускоряются из-за повышения температуры в топке, особенно сильно от этих процессов страдают поблочные и ширмовые пароперегреватели.

1.3. Классификация и характеристика режимов работы ТЭС

Все возможные режимы работы основного и вспомогательного оборудования ТЭС можно разделить на стационарные и нестационарные.

Стационарные режимы работы ТЭС – это режимы работы в первую очередь основного оборудования, когда тепловая и электрическая нагрузки, а также параметры, характеризующие режимы работы и температурное состояние элементов оборудования, не меняются во времени. Стационарные режимы работы могут быть реализованы при номинальной или частичной нагрузке основного оборудования ТЭС.

Под **номинальной нагрузкой ТЭС** понимается сумма номинальных (паспортных) нагрузок ее основных агрегатов. Под номинальной нагрузкой агрегата (котла, турбины, генератора) понимается мощность (паропроизводительность), развиваемая в соответствии с его паспортными характеристиками.

Частичная нагрузка – режим работы основных агрегатов, при котором мощность (тепловая нагрузка отборов или паропроизводительность котла) меньше номинальной.

Нестационарные режимы работы агрегатов ТЭС – это режимы, при которых мощность (тепловая нагрузка регулируемых отборов, паропроизводительность котла) или основные параметры, характеризующие процесс, меняются в течение короткого промежутка времени от одного уровня до другого. К нестационарным режимам относят резкие изменения нагрузки, разгрузку или нагружение агрегатов, пуски и остановки агрегатов, резкое изменение основных параметров рабочей среды, характеризующих процесс.

Под **переменными режимами работы** понимается эксплуатация оборудования ТЭС с систематическим чередованием стационарных и нестационарных режимов работы в течение достаточно короткого промежутка времени (например, суток).

Фактически в течение всего времени эксплуатации станции работают при переменных режимах.

Регулировочный диапазон энергоблока (агрегата) – это диапазон изменения мощности, в пределах которого энергоблок может надежно работать длительное время без существенных переключений и изменений в тепловой схеме. Для энергоблоков регулировочный диапазон, как правило, определяется значением допустимой минимальной нагрузки котла, которая, в свою очередь, зависит от возможности поддержания устойчивого режима горения топлива в топочной камере и температурного режима в перегревательной и радиационной частях котла, надежности гидравлического режима и устойчивости работы

системы автоматического регулирования, предотвращения шлакования поверхностей нагрева при работе на твердом топливе.

Наряду с регулировочным диапазоном еще одной характеристикой маневренности является технический минимум нагрузки.

Технический минимум нагрузки – это режим работы оборудования с минимально допустимой нагрузкой длительное время, не приводящий к снижению надежности. Основные ограничения для этого режима такие же, как и для регулировочного диапазона.

Для теплоэлектроцентралей можно выделить еще три режима работы.

Режим работы по тепловому графику – это режим, при котором расход отработавшего пара в конденсатор минимален. В этом случае теплоэлектроцентраль или теплофикационная турбоустановка работает в базовой зоне графика нагрузки. Электрическая мощность установки определяется тепловой нагрузкой. Этот режим обеспечивает достижение максимальной экономичности работы оборудования.

Конденсационный режим – режим работы ТЭЦ или отдельных теплофикационных турбоустановок при пропуске всего отработавшего пара в конденсатор.

Режим работы с частичным пропуском пара в конденсатор – режим работы ТЭЦ или отдельных теплофикационных турбоустановок, когда выработка электроэнергии осуществляется в соответствии с электрическим графиком нагрузки, диафрагма находится в полуоткрытом состоянии, обеспечивая подачу пара в соответствии с тепловой нагрузкой на сетевые подогреватели и пропуск оставшегося пара в конденсатор. Этот режим характерен для переходного периода в начале отопительного сезона и летнего периода работы теплоэлектроцентрали для обеспечения нагрузки горячего водоснабжения.

1.4. Работа ТЭС при переменных режимах

Общая характеристика переменных режимов работы ТЭС. При работе ТЭС в режиме регулирования графика электрической нагрузки возникает необходимость систематического ее изменения. При прохождении пиков нагрузки основное оборудование нагружается до своей максимально возможной мощности или используются режимы перегрузки. В настоящее время наиболее широкое распространение при снижении нагрузки получили следующие способы ее изменения:

- *разгрузка энергоблока* в пределах регулировочного диапазона или до технического минимума, наиболее надежный способ, так как не требует существенных изменений и переключений в схеме, но снижает экономичность работающих турбин;

- *останов энергоблока* на период провала нагрузки с последующим пуском, этот способ обладает низкой надежностью из-за большого числа

выполняемых операций при останове и пуске оборудования, снижения времени появления изменений параметров теплоносителей и металла;

- *снижение мощности турбоагрегата* на ТЭС с поперечными связями до минимально возможного уровня (в настоящее время до $20 \div 30$ % номинальной мощности) при одновременном разгрузке или останове части котлов;

- *разгрузка оборудования до нагрузки холостого хода* или собственных нужд.

Для прохождения кратковременных провалов нагрузки, а чаще всего, для удержания блока в рабочем состоянии при срабатывании защит (на период выяснения причины срабатывания защиты) используют сброс нагрузки до холостого хода или до нагрузки собственных нужд, если генератор от сети не отключается.

Нагрузка собственных нужд составляет $8 \div 10$ % от мощности генератора. При этом стараются не останавливать и не расхолаживать блок, а оставить его в работе на собственные нужды.

Для этого:

- котел гасится, так как он не может работать на нагрузке 10% (технический минимум – 40 %);

- турбина не останавливается, а продолжает работать за счет аккумулированного тепла в котле и другого оборудования.

Возможны также перевод турбины энергоблока в моторный режим (МР) с одновременным остановом и горячей консервацией котла блока или с разгрузкой группы котлов на ТЭС с поперечными связями и перевод энергоблока в так называемый *режим частичных оборотов*, иногда называемый режимом *горячего вращающегося резерва (ГВР)*.

Все перечисленные способы изменения нагрузки агрегатов могут быть использованы при применении как конденсационных, так и теплофикационных турбин.

Каждый из перечисленных выше режимов работы обладает определенными эксплуатационными преимуществами и недостатками. Выбор того или иного режима определяется в конечном итоге исходя из условий экономичности и надежности работы оборудования.

Режимы разгрузки и нагружения оборудования. Разгрузка оборудования в регулировочном диапазоне для прохождения провалов электрической нагрузки получило самое широкое распространение на ТЭС благодаря ряду эксплуатационных преимуществ:

- сохранению в энергосистеме горячего вращающегося резерва;
- более высокой надежности работы основного и вспомогательного оборудования по сравнению с надежностью его при других способах снижения нагрузки;

- высоким маневренными свойствами (возможности разгрузки и нагружения с высокими скоростями – до $3 \div 4$ МВт/мин для отдельных агрегатов);

- высокой автоматизации операций.

Целесообразность использования режима разгрузки зависит от глубины снижения нагрузки и продолжительности провала ее. Режимы разгрузки могут быть реализованы в зависимости от условий (глубины) разгрузки следующим образом: *работа на номинальном давлении, разгрузка и последующая работа на скользящем давлении, использование комбинированного способа регулирования.*

Уровень регулировочного диапазона оборудования определяется в основном условиями работы котлов, так как ограничений по работе турбин в рассматриваемом диапазоне нагрузок практически нет. Гидравлический и температурный режимы поверхностей нагрева котлов не лимитируют снижение нагрузки до 0,4 номинальной. Исключение составляют только пылеугольные котлы, работающие на сильно шлакующихся углях.

Для пылеугольных котлов основным фактором, ограничивающим регулировочный диапазон, является топочный режим, надежность которого зависит от вида сжигаемого топлива, конструктивных особенностей топочных устройств и способа шлакоудаления (жидкого или твердого).

В таблицах 1.2 и 1.3 приведены пределы регулировочного диапазона энергоблоков.

Для пылеугольных блоков с твердым шлакоудалением устойчивость горения топлива при понижении нагрузки является тем фактором, который лимитирует диапазон нагрузки. Для энергоблоков с жидким шлакоудалением основным ограничивающим фактором служит шлакование поверхностей нагрева при снижении нагрузки.

Для блоков, работающих на низкорекреационных топливах, для расширения диапазона изменения нагрузки и повышения надежности используют подсветку факела мазутом или газом. Диапазон нагрузки этих блоков существенно шире, чем для блоков с жидким шлакоудалением без использования подсветки.

Блоки, работающие на жидком и газообразном топливах, позволяют существенно расширить диапазон разгрузки по сравнению с блоками, оборудованными пылеугольными котлами. Устойчивость горения в газомазутных котлах остается достаточно высокой при глубокой разгрузке блоков.

Основным фактором, ограничивающим снижение нагрузки таких блоков, в большинстве случаев является гидравлический режим работы поверхностей нагрева. Регулировочный диапазон изменения нагрузки газомазутных блоков представлен в таблице 1.4.

Таблица 1.2. Пределы нагрузок пылеугольных блоков мощностью 300 МВт с жидким шлакоудалением

Энергоблоки	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-210	Уголь марки АШ	75*	Не ограничена	Номинальное
	Промпродукт	60**	Не более 2 ч	
	Газ	50	Не ограничена	
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-210А	Уголь марки АШ	75*	Не ограничена	Скользящее, номинальное
	Промпродукт	60**	Не более 2 ч	
	Газ	50	Не ограничена	
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами П-50	Кузнецкий уголь марки Т	75*	Не ограничена	Скользящее, номинальное
	Промпродукт	60**	Не более 2 ч	
	Газ	40	Не ограничена	
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-321 и ТПП321А	Донецкий уголь марки ГСШ	75 65*	Не ограничена	Номинальное
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-110	Уголь марки АШ	75*	Не ограничена	Номинальное
	Кузнецкий уголь марки Т	60**		
	Газ	50		

*допускается ограниченная подсветка 8 – 10 % по теплоте.

**обязательна ограниченная подсветка 8 – 10 % по теплоте.

Таблица 1.3. Пределы нагрузок пылеугольных блоков с твердым шлакоудалением

Энергоблоки	Мощность, МВт	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Моноблоки с турбинами К-500-240 и котлами П-57	500	Экибастузский уголь	60	Не ограничена	Номинальное
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ПК-39, ПК-39-1, ПК-39-2	300	Экибастузский уголь	65	Не ограничена	Скользящее, номинальное
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ПК-59	300	Подмосковный бурый уголь	50	Не ограничена	Номинальное

При работе основного оборудования в режимах разгрузки и нагружения или на частичных нагрузках происходит снижение экономичности. Это, с одной стороны, обусловлено снижением показателей работы оборудования на частичной нагрузке, а с другой – дополнительными затратами топлива при переходных процессах (разгрузка – нагружение).

Дополнительные затраты топлива связаны с нестационарностью процессов и определяются в основном следующими характеристиками:

- изменением потерь теплоты с уходящими газами из-за повышения избытков воздуха и температуры уходящих газов в процессе разгрузки;
- увеличением доли потерь теплоты в окружающую среду через обмуровку нагретых элементов;
- выделяемым или поглощаемым количеством теплоты, аккумулированной в конструкциях;
- диапазоном нагрузки и скоростью изменения самого переходного процесса – разгрузка или нагружение.

Таблица 1.4. Пределы нагрузок газомазутных блоков

Энергоблоки	Мощность, МВт	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Моноблоки с турбинами К-800-240 и котлами ТГМП-204	800	Мазут	50 40	Не ограничена	Номинальное Скользящее
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-324	300	Мазут	40	Не ограничена	Скользящее
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-314А(Б), ТГМП-314	300	Мазут, газ	50 40	Не ограничена	Номинальное Скользящее
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-114, ПК-41, ПК-41-1	300	Мазут, газ	40	Не ограничена	Скользящее

Таким образом, при расчете суммарных затрат топлива на весь период работы оборудования в режимах разгрузки и нагружения необходимо учитывать затраты его на нестационарность процессов. На рисунке 1.13 приведен упрощенный график изменения нагрузки отдельного агрегата при работе в режиме регулирования графика нагрузки при разгрузке и нагружении.

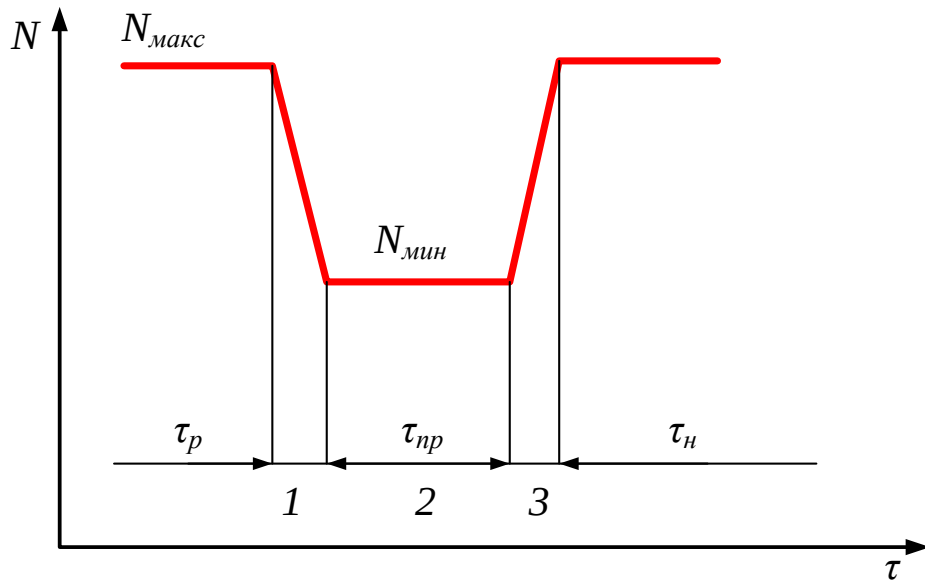


Рисунок 1.13. График прохождения провала нагрузки и его этапы

В целом все этапы можно условно разделить на три категории:

- 1 – разгрузка – этап связан с переходным процессом;
- 2 – работа на стационарной нагрузке (провал нагрузки);
- 3 – нагружение – этап связан с переходным процессом.

В этом случае, например, при оценке затрат топлива на реализацию режима необходимо рассчитывать все составляющие для каждой зоны. Затраты топлива по этапам переменного режима определяются следующим образом:

- *при разгрузке (стационарная составляющая):*

$$B_p = b_{cp} \cdot N_{cp} \cdot \tau_{cp}, \quad (1.8)$$

где $N_{cp} = (N_{макс} + N_{мин})/2$;

- *при провале нагрузки:*

$$B_{пр} = b_{пр} \cdot N_{мин} \cdot \tau_{пр}; \quad (1.9)$$

- *при нагружении (стационарная составляющая):*

$$B_n = b_{cp} \cdot N_{cp} \cdot \tau_n. \quad (1.10)$$

Этапы *нагружения* и *разгрузки* – это переходные этапы, и наряду со стационарными составляющими в них входят нестационарные, связанные с динамикой переходного процесса. Затраты топлива зависят от амплитуды и скорости изменения нагрузки, вида топлива, а также возможности на всем этапе удерживать изменяющиеся при переходном процессе параметры на уровне, соответствующем оптимальному значению в каждый момент этого процесса,

т. е. от эффективности системы регулирования и стабилизации процесса после завершения переходного периода.

В этом случае дополнительные затраты топлива при переходном процессе:

$$\Delta B_{\text{перех}} = f \left(\begin{array}{c} \Delta N, \Delta N/\Delta\tau, \text{ вид топлива, способ регулирования;} \\ \text{система парораспределения, } p_0^p/p_0^{\text{ном}}, t_0^p/t_0^{\text{ном}}, \alpha_{\text{возд}} \text{ и др.} \end{array} \right). \quad (1.11)$$

Суммарные затраты топлива за весь период можно определить по выражению:

$$B_{\text{перем}} = B_p + \Delta B_{\text{перех}}^p + \Delta B_{\text{стаб}}^p + B_{\text{пр}} + B_n + \Delta B_{\text{перех}}^n + \Delta B_{\text{стаб}}^n + B_{\text{макс}}, \quad (1.12)$$

где $\Delta B_{\text{перех}}^p$, $\Delta B_{\text{стаб}}^p$, $\Delta B_{\text{перех}}^n$, $\Delta B_{\text{стаб}}^n$ – дополнительные составляющие затрат топлива при переходных процессах и стабилизации режимов.

Основным недостатком режимов разгрузки и нагрузки является существенное снижение экономичности при длительной эксплуатации на частичных нагрузках (в течение 5 ч и более), т. е. при длительных провалах нагрузки.

Кроме того, при эксплуатации оборудования на частичных нагрузках существенное значение для обеспечения надежности и экономичности играет выбор способа регулирования нагрузки. При использовании соплового парораспределения могут быть реализованы следующие способы регулирования нагрузки:

- при постоянном давлении перед турбиной;
- на скользящих параметрах;
- комбинированный.

Изменения параметров турбоустановок при изменении расхода пара носят более устойчивый характер и поддаются обобщающим аналитическим 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.

В аналитической форме такая зависимость описывается формулой *Стодола-Флюгеля*:

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}, \quad (1.13)$$

где D – расход пара через ступень или группу ступеней, кг/с;

p_1 и p_2 – давление пара до и после группы ступеней;

T_1 – абсолютная температура пара перед ступенью. Индекс «0» относится к расчетному режиму.

Соотношение (1.13) справедливо для суживающихся решеток в докритической области при наличии в группе больше 3 ступеней.

Конденсационную турбину можно рассматривать как группу ступеней, для которой $p_2 = p_k$, где p_k – давление в конденсаторе. Тогда можно пренебречь p_2 , и выражение (1.13) принимает более простой вид:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{p_1}{p_{10}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}. \quad (1.14)$$

Из (1.14) можно определить, что, изменяя температуру острого пара, например, с 580 до 540 °С (для турбины К-300-240 ЛМЗ), можно увеличить пропускную способность с 930 до 975 т/ч.

В то же время, температурная поправка в (1.14) во многих случаях близка к единице и ею можно пренебречь, тогда:

$$p_1 = p_{10} \cdot \frac{D}{D_0}. \quad (1.15)$$

Из выражения (1.15) следует, что давление пара перед ступенью или группой ступеней пропорционально пропуску пара через эту ступень или группу ступеней.

В конденсационной турбине формула *Стодола-Флюгеля* позволяет определить изменение параметров пара в турбине от выхода из регулировочных клапанов до последнего отбора перед конденсатором

В теплофикационных турбинах (в режимах регулирования давления в отборах) необходимо пользоваться только формулой *Стодола-Флюгеля* (1.13) и по отдельным частям турбины.

Давление пара в конденсаторе определяется характеристикой конденсатора и зависит от расходов пара и охлаждающей воды, а также от температуры охлаждающей воды на входе. Эта характеристика получается экспериментальным путем на основе испытаний.

Изменение расхода пара на турбину для регулирования мощности производится с помощью системы парораспределения. В паровых турбинах в основном применяются дроссельная и сопловая системы парораспределения.

Работа на частичных нагрузках при постоянном давлении

При работе на частичных нагрузках расход пара на турбину снижается. При дроссельном парораспределении весь поток пара дросселируется в регулирующих клапанах. Процесс расширения пара смещается вправо по отношению к этому процессу при номинальном режиме (рис. 1.14а), в результате срабатываемый теплоперепад уменьшается, снижается экономичность работы.

При использовании соплового парораспределения и постоянного давления перед клапанами наибольшим нагрузкам подвергается регулирующая ступень. Процесс расширения пара при постоянном давлении перед турбиной и сопловом парораспределении представлен на рисунке 1.14б. В этом случае процесс расширения пара в регулирующей ступени турбины можно условно (приблизительно) изобразить как расширение двух потоков: а) идущего через полностью открытые клапаны (процесс расширения ОА); б) идущего через частично открытый клапан (процесс расширения ОО'А').

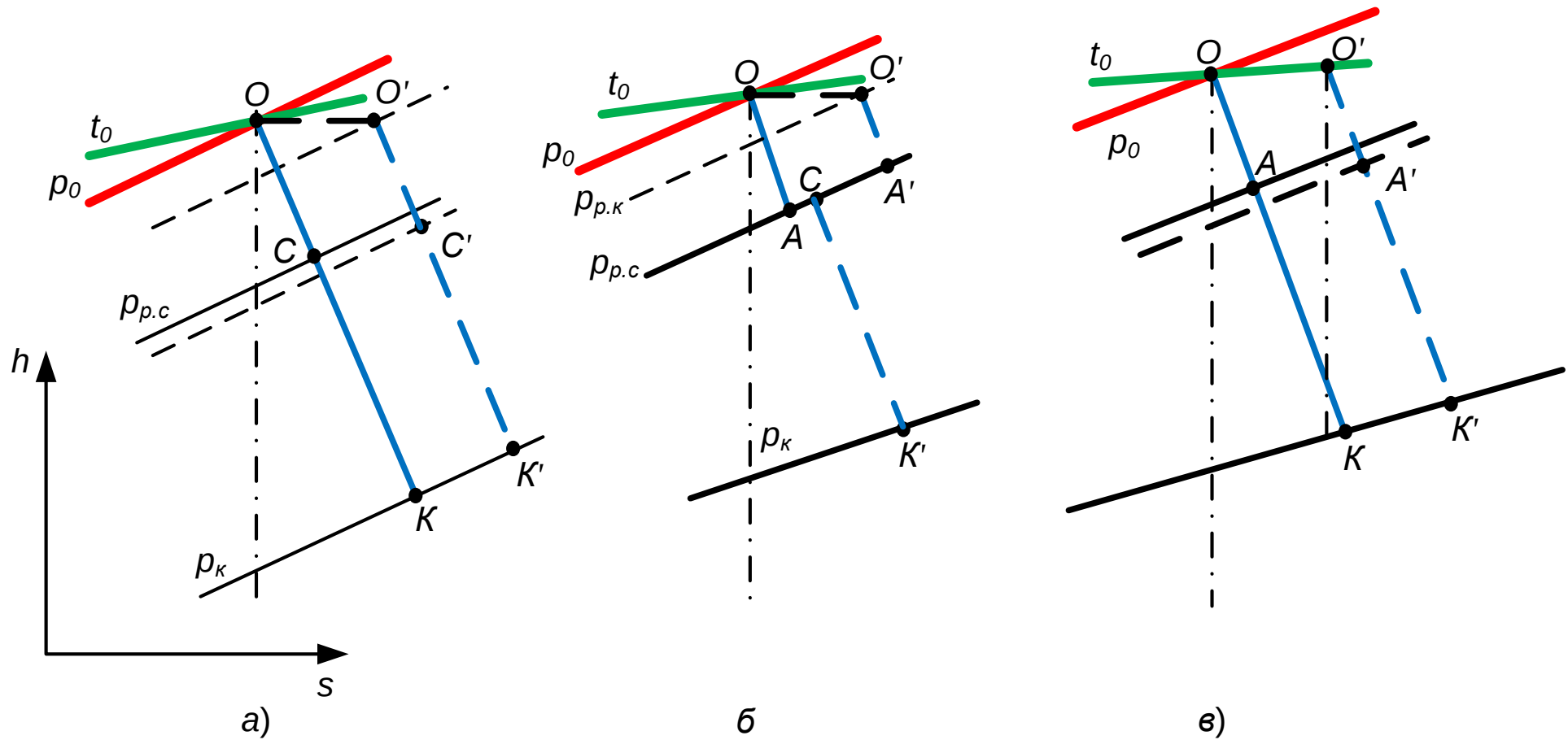


Рисунок 1.14. Процессы расширения пара в проточной части турбины при частичной нагрузке:
 а – дроссельное парораспределение при постоянном давлении; б – то же сопловое; в – работа на скользящем давлении;
 (—) – номинальный режим; (- - -) – частичная нагрузка; $p_{p.c}$ – давление за регулировочной ступенью;
 $p_{p.к}$ – давление за регулировочными клапанами

Первый поток дросселированию не подвергается. Второй поток дросселируется в зависимости от степени открытия клапана. В камере регулирующей ступени оба потока перемешиваются, параметры их выравниваются и становятся равными параметрам смешения (точка C), далее процесс расширения идет из точки смешения линии CK' .

При использовании режима с постоянным давлением вследствие дросселирования происходит снижение температуры пара, причем оно может быть довольно значительным. На рисунке 1.15 показано изменение температуры пара в камере регулирующей ступени в процессе разгрузки при постоянном и скользящем давлениях.

Из рисунка 1.15 видно, что при работе в режиме постоянного давления и снижении нагрузки на 50 % температура пара за регулирующей ступенью снизится почти на 70 °С. Систематическое изменение уровня нагрузки при работе турбины в режиме регулирования нагрузки вызывает постоянные изменения температуры металла ротора и корпуса турбины в зоне регулирующей ступени, что приводит к дополнительным термическим напряжениям и малоцикловой усталости металла, а значит, и к снижению надежности.

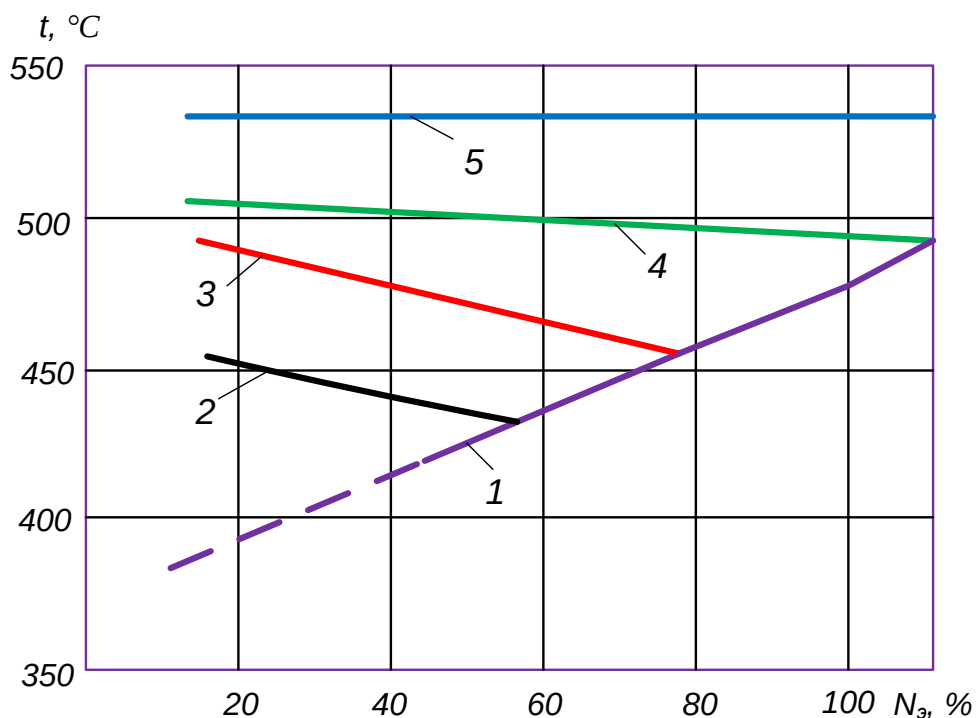


Рисунок 1.15. Изменение температуры пара в камере регулирующей ступени турбины при регулировании нагрузки:

1 – при постоянном начальном давлении; 2 – при скользящем начальном давлении с нагрузкой 60 %; 3 – при скользящем давлении после закрытия первой группы клапанов; 4 – при скользящем давлении во всем диапазоне нагрузки; 5 – температура пара на входе в турбину

Работа на частичных нагрузках с использованием регулирования на скользящих параметрах. Использование скользящего давления позволяет избавиться от значительной части проблем. В этом режиме регулирующие клапаны турбины находятся в полностью открытом положении, а в качестве регулирующего органа служит питательный насос. Начальное давление снижается за счет уменьшения подачи питательной воды насосом. При этом начальная температура пара перед турбиной остается постоянной.

Процесс расширения пара в регулирующей ступени при скользящем давлении представлен на рисунке 1.14в. При этом процесс расширения пара идет по линии $OO'A'K'$.

При скользящем давлении начальная энтальпия даже возрастает, температуры пара в камере регулирующей ступени, в проточной части и на выходе из ЦВД остаются более высокими.

Из рисунка 1.15 видно, что температура пара в камере регулирующей ступени практически не меняется во всем диапазоне изменения нагрузки, поэтому надежность турбоагрегата при этом режиме работы выше.

На энергоблоках с промежуточным перегревом пара температура его за ЦВД более высокая, что позволяет легче регулировать температуру пара промежуточного перегрева. При работе котла на сниженной нагрузке и скользящих параметрах происходит смещение зоны начала парообразования. Она может сместиться из конвективной зоны в нижнюю радиационную часть топочной камеры, что неблагоприятно сказывается на надежности работы поверхностей нагрева котла.

Значительный выигрыш в эффективности использования скользящего давления даст и снижение собственных нужд питательного насоса.

На рисунок 1.16 приведена зависимость мощности, потребляемой питательным насосом блока мощностью 300 МВт, от изменения нагрузки и различных способов регулирования.

Как видно из рисунка, использование скользящего давления позволяет снизить мощность привода питательного насоса при разгрузке до 50 % более чем на 1 МВт.

Недостатком регулирования на скользящем давлении является снижение приемистости (мобильности) блока. В этом случае мобильность блока целиком определяется мобильностью котла, инерция которого весьма значительна и измеряется минутами. Поэтому энергоблоки, которые эксплуатируются на скользящем давлении, не могут участвовать в регулировании частоты в сети, когда изменение мощности должно происходить в течение нескольких секунд.

Комбинированный способ регулирования. Под комбинированным способом регулирования понимаются работа при постоянном начальном давлении до момента полного закрытия чаще всего одной из групп регулирующих клапанов и переход на скользящее давление при дальнейшем понижении нагрузки. Этот способ, обладая высокой экономичностью, обеспечивает лишь небольшие колебания температур в регулирующей ступени.

Изменение КПД регулирующей ступени для различных режимов работы приведено на рисунке 1.17. Как видно из рисунка, наиболее оптимально для всех режимов использование комбинированного регулирования.

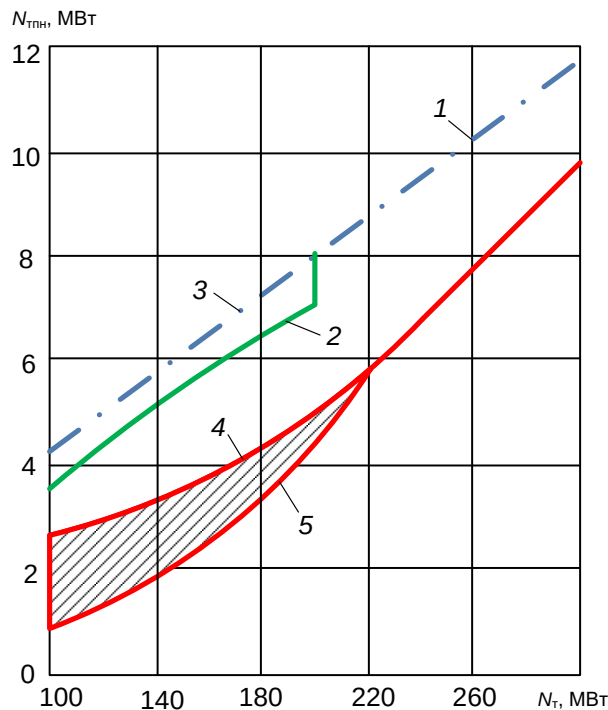


Рисунок 1.16. Зависимость мощности турбопривода питательного насоса от мощности турбогенератора:

1 – располагаемая мощность турбопривода при питании деаэратора от четвертого отбора турбины; 2 – то же при питании деаэратора от третьего отбора турбины; 3 – то же при питании деаэратора от постороннего источника пара; 4 – требуемая мощность турбопривода при работе блока с двумя корпусами котла при номинальном давлении свежего пара; 5 – то же при скользящем давлении свежего пара

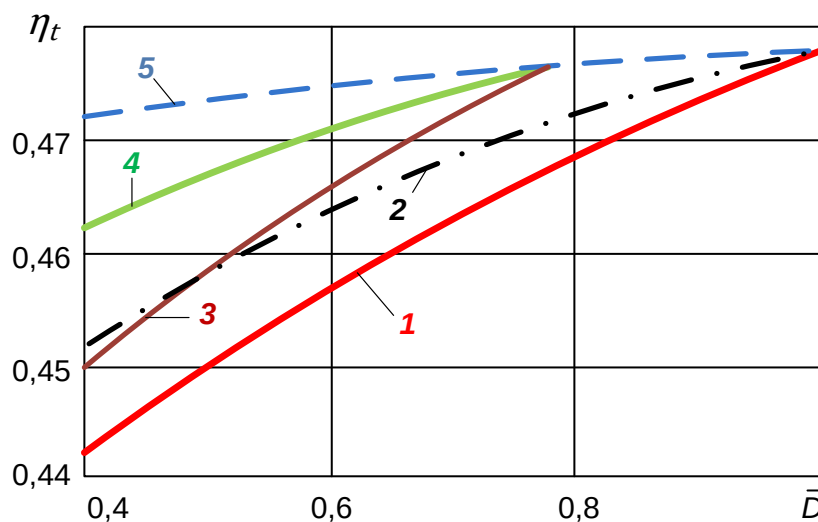


Рисунок 1.17. Зависимость термического КПД цикла ПТУ от относительного расхода пара $\bar{D}$ и способа регулирования:

1 – дроссельное парораспределение; 2 – регулирование на скользящем давлении; 3 – сопловое реальное парораспределение; 4 – комбинированное регулирование; 5 – сопловое идеальное парораспределение

Использование теплофикационных агрегатов для прохождения провалов нагрузки. Самый простой путь уменьшения электрической мощности теплофикационной турбины при ее работе с полностью закрытой диафрагмой и минимальным вентиляционным расходом пара в конденсатор связан с принудительным уменьшением ее тепловой нагрузки до того значения, которое соответствует требуемому уровню разгрузки турбины.

При работе по тепловому графику одновременно со снижением электрической мощности происходит уменьшение количества отпускаемой теплоты. В этом случае снижение теплоты у потребителя должно быть восполнено теплотой, вырабатываемой замещающим ее источником (в данном случае пиковыми водогрейными котлами – ПВК).

подавляющую часть времени, когда ПТУ работает с большими нагрузками отопительных отборов, ПВК эксплуатируются с частичными тепловыми нагрузками или остановлены. В этом случае ПВК могут быть использованы в ночные часы для восполнения той части тепловой нагрузки, которая недоотпущена сетевыми подогревателями.

Однако в отдельные периоды года, когда температура наружного воздуха близка к минимальной расчетной, ПВК работают круглосуточно с полной загрузкой.

Возможности компенсации недовыработки тепловой мощности основными сетевыми подогревателями за счет ПВК становятся ограниченными, и в этот период маневренность ТЭЦ существенно снижается. Этот способ нашел широкое применение для регулирования нагрузки, но передача тепловой нагрузки на ПВК приводит к увеличению доли отдельной выработки электроэнергии.

1.5. Остановочно-пусковые режимы (ОПР)

Пуски и остановки оборудования ТЭС являются наиболее ответственными этапами эксплуатации.

В процессе пусков и остановов ТЭС возникают сложные нестационарные режимы с неустановившимися значениями параметров, высокими термомеханическими напряжениями в толстостенных элементах, относительными удлинениями (укорочениями) вращающихся элементов, возможными нарушениями механической целостности, скрытым появлением дефектов.

К основным изменениям механического состояния оборудования при пуске и нагружении относятся:

- а) возникновение напряжений в паропроводах, барабанах и коллекторах котла, корпусах турбин и клапанов от внутреннего давления пара;
- б) возникновение напряжений изгиба в диафрагмах, дисках, направляющих и рабочих лопатках;
- в) появление напряжений на валу турбины вследствие передачи на вал генератора крутящего момента;

г) возникновение знакопеременных напряжений от вибрации в рабочих лопатках, валах и других элементах турбоустановки;

д) изменение осевого усилия на упорный подшипник турбины.

Остановы основного оборудования. В зависимости от назначения остановки основного энергетического оборудования разделяют на следующие типы:

1) вывод в резерв на одну ночь (продолжительность простоя $6 \div 8$ ч);

2) вывод в резерв на выходные дни ($40 \div 50$ ч);

3) вывод в ремонт (остановы агрегатов для ремонта могут быть разделены на аварийные и плановые).

Аварийный останов зачастую проводится, как правило, за счет срабатывания систем защиты в соответствии с условиями эксплуатации энергоблока в аварийной ситуации.

При плановых выводах энергоблоков в резерв независимо от продолжительности простоя стремятся обеспечить сохранение температурного состояния основного оборудования на уровне, близком к номинальному, как в процессе разгрузки, так и при простое. Сохранение более высокой температуры оборудования позволяет сократить продолжительность пусковых операций и тем самым обеспечить более высокий уровень надежности и экономичности при последующем пуске.

При останове блока на ремонт целесообразно, наоборот, обеспечить расхолаживание его для того, чтобы сократить время естественного остывания блока до температуры, когда можно приступить к выполнению ремонтных работ. В большинстве случаев с этой целью производится разгрузка энергоблока на скользящих параметрах с постепенным понижением температуры свежего пара вплоть до температуры насыщения. Такая система остановки позволяет за $6 \div 10$ ч снизить температуру наиболее нагретых частей ЦВД до 300°C (даже у самых мощных энергоблоков на закритические параметры, имеющих наиболее толстостенные элементы).

Дальнейшее расхолаживание под нагрузкой становится невозможным по условиям работы котлов. Поэтому, как правило, для окончательного расхолаживания применяют воздушное охлаждение с использованием штатных или специальных эжекторных установок. Все это позволяет обеспечить расхолаживание даже турбин на закритические параметры в течение $24 \div 36$ ч, в то время как их естественное остывание продолжается около 100 ч.

Пусковые режимы и пусковые схемы ТЭС. Пусковые режимы наряду с режимами разгрузки являются основными, характеризующимися снижением вырабатываемой мощности ТЭС. Остановы с последующими пусками используются в основном при прохождении провалов нагрузки значительной продолжительности (6 ч и более) или в условиях, когда разгрузка оборудования не обеспечивает требуемого уровня снижения нагрузки. Преимуществом режима остановки с последующим пуском является максимальная глубина разгрузки (100 % установленной мощности).

Для осуществления пусковых операций на современных энергоблоках разработаны специальные пусковые схемы. Из существующих различных

вариантов пусковых схем наибольшее распространение получили схемы, представленные на рисунке 1.18.

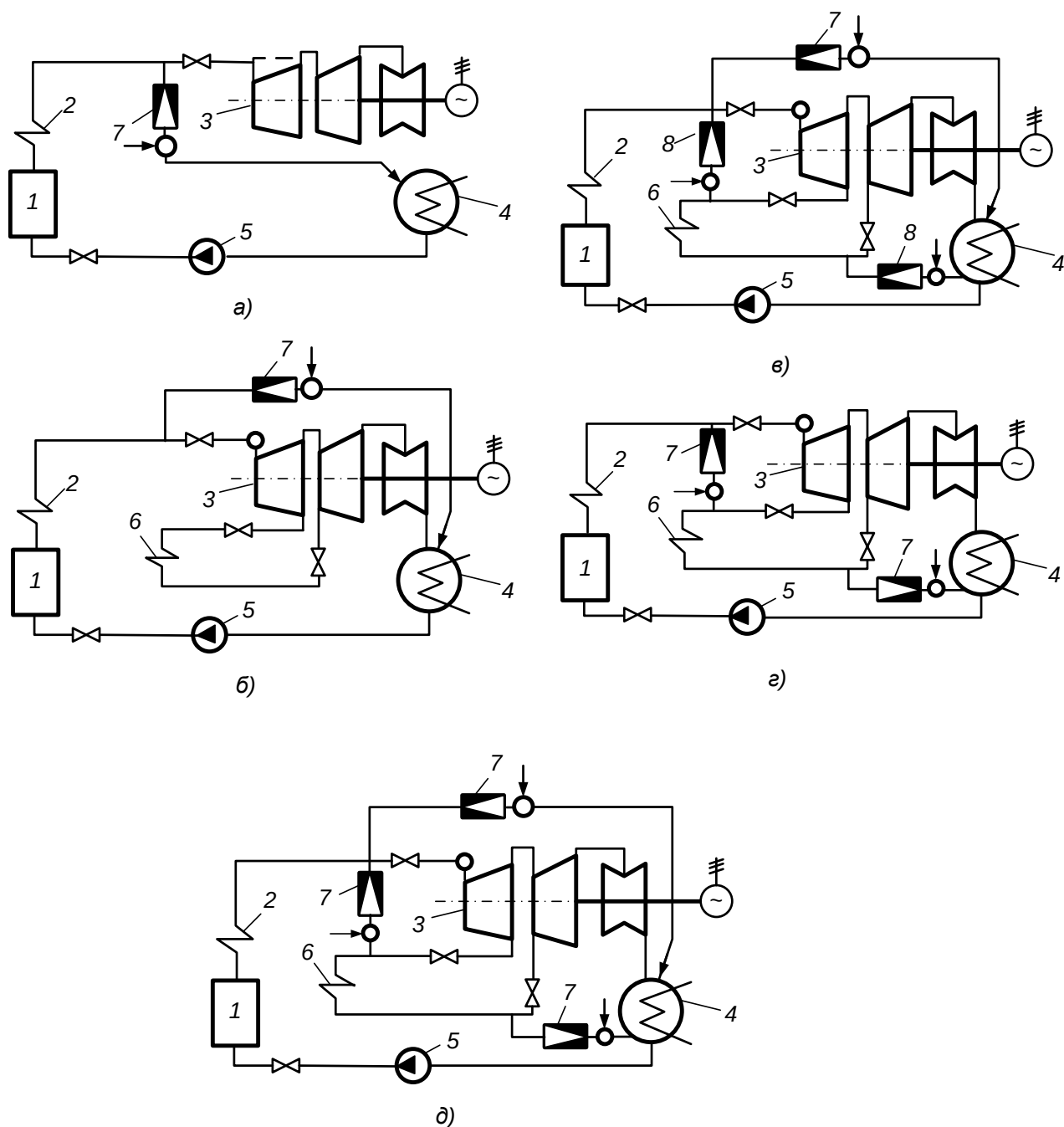


Рисунок 1.18. Варианты принципиальных пусковых схем энергоблоков:
а – однобайпасная пусковая схема без промежуточного перегрева пара;
б – то же с промежуточным перегревом пара; *в* – то же со специальными РОУ с малым расходом; *г* – двухбайпасная пусковая схема; *д* – комбинированная пусковая схема;
 1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – турбина; 4 – конденсатор;
 5 – питательный насос; 6 – промежуточный пароперегреватель; 7 – БРОУ;
 8 – специальные РОУ с малым расходом

Однобайпасная пусковая схема применяется на станциях без промежуточного перегрева пара (рис. 1.18а), а также с *промежуточным перегревом пара* (рис. 1.18б). При работе по этой схеме на этапах растопки, повышения параметров и прогрева трубопроводов пар, получаемый в котле, сбрасывается через БРОУ в конденсатор в обвод турбины.

В этом случае поверхности промежуточного перегревателя не охлаждаются паром и размещаются в зоне умеренных температур дымовых газов – в конвективной части котла. При указанных режимах температура газов на входе в пакеты не должна превышать предельно допустимых значений ее для стали, из которой изготовлены пароперегреватели.

Главным преимуществом однобайпасной схемы по сравнению с другими схемами является меньшее число арматуры и трубопроводов, а недостатком – невозможность прогрева системы промежуточного перегрева собственным паром до толчка ротора турбины и включения генератора в сеть. Поэтому в некоторых схемах для прогрева системы промежуточного перегрева предусмотрены *специальные РОУ с подачей пара в промежуточный пароперегреватель* на этапах пуска с последующим сбросом его в конденсатор (рис. 1.18в).

Двухбайпасная схема может быть применена в котлах с промежуточным перегревом пара, причем пакеты промежуточного пароперегревателя котла должны быть размещены в зоне высоких температур дымовых газов. Для обеспечения надежности работы металла промежуточного пароперегревателя в пусковых режимах свежий пар через БРОУ-1 поступает в область поверхностей пароперегревателя, охлаждая их, и затем сбрасывается через БРОУ-2 в конденсатор турбины (рис. 1.18г). Пропускные способности БРОУ выбирают из условий обеспечения возможности прогрева (охлаждения) поверхностей нагрева пароперегревателя, а также удержания энергоблока в рабочем состоянии при сбросах нагрузки.

Комбинированная схема позволяет часть вырабатываемого котлом свежего пара через БРОУ-1 направлять в промежуточный пароперегреватель и далее через БРОУ-2 сбрасывать его в конденсатор. Вторая часть свежего пара через БРОУ-3 непосредственно сбрасывается в конденсатор. По этой схеме промежуточный пароперегреватель в котле можно размещать в зоне средних или высоких температур дымовых газов.

Она обеспечивает надежность его работы в пусковых режимах, а также при сбросах нагрузки (рис. 1.18д). Основным достоинством комбинированной схемы по сравнению с другими является возможность эффективного регулирования (при прочих равных условиях) температуры пара промежуточного перегрева путем байпасирования турбины через БРОУ-3. Это позволяет быстро повысить температуру пара промежуточного перегрева.

По сравнению с барабанными прямоточные котлы можно растапливать быстрее из-за отсутствия у них массивного толстостенного барабана, где при быстрой растопке могут возникать значительные температурные напряжения. Прямоточные котлы имеют ограничения по минимуму расхода питательной воды через экономайзерно-испарительную часть поверхностей нагрева (около 30 % номинального). Эти ограничения связаны с особенностями гидродинамики потока среды.

Рисунок 1.19. Упрощенная пусковая схема блока мощностью 800 МВт:

1 – испарительные поверхности нагрева котла; 2 – встроенная задвижка;
3 – встроенные сепараторы; 4–6 – дроссельные клапаны Др-1–Др-3;
7 – ширмовый пароперегреватель; 8, 9 – конвективные пароперегреватели первой и второй ступеней; 10 – главная паровая задвижка; 11 – пускосбросное устройство собственных нужд; 12 – пускосбросное устройство сброса в конденсатор; 13 – растопочный сепаратор; 14 – общестанционные магистрали «холодного» пара с температурой 250 °С; 15 – общестанционная магистраль «горячего» пара с температурой 380 °С; 16 – коллектор собственных нужд блока; 17 – конденсатор турбины; 18 – конденсатный насос первой ступени (КЭН-1); 19 – охладитель газоохладителей; 20, 24 – охладители пара из уплотнений турбины; 21 – блочная обессоливающая установка; 22 – конденсатный насос второй ступени (КЭН-2); 23 – подогреватели низкого давления; 25 – деаэратор; 26 – турбопитательный насос; 27 – подогреватели высокого давления; 28 – приводная турбина воздухоудвки; 29 – отвод пара к ПНД-2; 30 – отводы пара к калориферам; 31 – редукционная установка; 32 – подвод пара от четвертого отбора турбины; 33 – то же третьего отбора; 34 – сброс воды в циркуляционный канал; 35 – ограничительные шайбы; 36 – регулирующий клапан уровня воды в конденсаторе; 37 – предохранительный клапан; 38, 39 – промежуточные пароперегреватели первой и второй ступеней; 40 – впрыск; 41 – регулирующий питательный клапан котла; 42 – подвод обессоленной воды

При малых расходах среды в области поверхностей нагрева возникают расслоения пароводяной эмульсии, межвитковая пульсация потока и температурная развертка по змеевикам, приводящие к пережогу и разрыву трубок поверхностей нагрева. Продолжительность пуска современных энергоблоков с мощными турбинами в зависимости от мощности, параметров и конструкции может составлять $4 \div 9$ ч.

В течение всего этого времени турбина не в состоянии принять такое большое количество пара из котла ($30 \% \cdot D_{\text{ном}}$). Для снижения потерь теплоты специально была разработана пусковая схема. Впоследствии пусковые схемы отечественных энергоблоков на закритические параметры были унифицированы, что облегчает их проектирование и эксплуатацию.

На рисунке 1.19 представлена типовая пусковая схема блока мощностью 800 МВт. Суть ее состоит в том, что требование 30 %-го растопочного расхода среды относится только к экономайзерно-испарительной части прямоточного котла: расход среды (пара) через пароперегревательную часть котла может быть и меньше.

При работе по этой схеме с помощью запорной встроенной задвижки (ВЗ) отделяется экономайзерно-испарительная часть котла от его пароперегревательной части.

Среда сбрасывается до встроенной задвижки через дроссельный клапан Др-1 во встроенный сепаратор (ВС). Образовавшийся в результате вскипания

среды при понижении ее давления пар через дроссельный клапан Др-3 сбрасывается в пароперегревательную часть котла, а оставшаяся вода через дроссельный клапан Др-2 и растопочный расширитель (РР) – в конденсатор турбины. На первом этапе пуска, когда вода загрязнена оксидами железа и солями, производится удаление воды в сбросной водовод.

Благодаря такой схеме существенно снизились потери теплоты и рабочей среды при пуске блока с прямоточным котлом.

Основные принципы организации режимов пусков блоков сверхкритического давления (СКД). В зависимости от температурного состояния узлов оборудования (котла, паропроводов, турбины) режимы пусков подразделяются на четыре группы:

1. *Пуск из холодного состояния* – при полностью остывших котле и паропроводах и при температуре паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины не более соответственно 150 и 100 °С.

2. *Пуск из неостывшего состояния* – при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины выше 150, но не более 400°С.

3. *Пуск из горячего состояния* – при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины выше 400 °С и сохранившемся избыточном давлении в тракте котла до ВЗ.

4. *Пуск из состояния горячего резерва*, когда давление среды перед ВЗ не ниже критического.

Рассмотрим основные особенности унифицированной технологии пуска блоков СКД с прямоточными котлами из холодного состояния. Как уже отмечалось, на начальной стадии пуска блока пароперегреватель СКД не включен (дроссельный клапан Др-3 на выходе пара из ВС закрыт, и пароперегреватель СКД находится в беспаровом режиме). Пар для прогрева тракта промежуточного перегрева, ЦВД, пароперепускных труб, регулирующих клапанов ЦВД подается из растопочного расширителя (РР).

Часть потока этого пара противотоком проходит через холодные нитки промежуточного перегрева, ЦВД, регулирующие клапаны ЦВД и сбрасывается в конденсатор. Вторая часть потока пара прямотоком проходит через холодные нитки промежуточного перегрева, промежуточный пароперегреватель котла, горячие нитки промежуточного перегрева, а затем через отсечно-перепускные клапаны перед ЦСД турбины сбрасывается в конденсатор. Регулирующие клапаны ЦСД турбины при этом закрыты, а ротор турбины на этой стадии вращается от валоповоротного устройства. Часть пара из РР, кроме того, поступает в деаэратор, за счет чего обеспечивается постепенный прогрев всех вышеперечисленных элементов блока и деаэрация питательной воды, подаваемой непрерывно питательным электронасосом в котел через экономайзерно-испарительную часть до ВЗ.

Поскольку пароперегреватель СКД на этой стадии пуска блока работает в беспаровом режиме, должна быть обеспечена его сохранность. По условиям надежности металла пароперегревателя СКД его длительная работа без охлаждения допускается при средней температуре дымовых газов в поворотной

камере котла не выше 550 °С. Поэтому на этой стадии пуска блока (до включения пароперегревателя СКД в поток пара) регламентируется подача топлива в топку котла со «стартовым» расходом.

«Стартовый» расход топлива на этой стадии пуска блока обычно составляет:

- при пусках из холодного состояния $10 \div 15 \% \cdot B_{\text{ном}}$;
- при пусках из горячего состояния $17 \div 20 \% \cdot B_{\text{ном}}$.

После достижения во встроенном сепараторе степени сухости пара не менее 8 % начинается открытие дроссельного клапана Др-3 и подключение пароперегревателя СКД. Далее пар проходит через тракт котла и направляется для прогрева главных паропроводов к турбине. Сброс этого пара осуществляется через БРОУ.

После прогрева трубопроводов и повышения температуры пара перед турбиной до допустимого уровня производится толчок и разворот турбины путем первоначальной подачи пара в ЦВД (к этому времени подача пара в холодную нитку промежуточного перегрева должна быть отключена), если температура трубопроводов промежуточного перегрева ниже температуры ЦСД на 50 °С и более. В этом случае пар, подаваемый в ЦВД, вращает ротор с частотой $n = 800 \text{ мин}^{-1}$. Пар, отработавший в ЦВД, проходит через холодную нитку промежуточного перегрева и промежуточный пароперегреватель котла, прогревает трубопроводы горячей нитки и сбрасывается через отсечно-перепускные клапаны перед ЦСД турбины в конденсатор. После окончания прогрева трубопроводов промежуточного перегрева пар подается в ЦСД и производится увеличение частоты вращения до номинальной ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$).

Следующим этапом являются синхронизация и включение генератора в сеть, после чего начинается нагружение энергоблока. В процессе нагружения производятся повышение параметров пара в котле и прогрев турбины. При достижении нагрузки около 60 % осуществляется переход с сепараторного режима на прямоточный.

Общая продолжительность пуска блока с турбиной К-300-240 по графикам (заданиям ОРГРЭС) обычно составляет:

- при пуске из холодного состояния 6 ч;
- при пуске из неостывшего состояния 3 ÷ 5 ч;
- при пуске из горячего состояния 2 ÷ 3 ч.

Это время включает в себя период от начала пусковых операций до выхода на номинальную нагрузку.

При пусках из горячего и неостывшего состояний последовательность операций практически не меняется, но отсутствует операция прогрева ЦВД и трубопроводов промежуточного перегрева паром из растопочного расширителя, так как в данном случае эти элементы зачастую имеют более высокую температуру. Перед подачей пара в ЦВД для уменьшения расхолаживания паровпуска турбины температура пара перед ней должна быть выше температуры наиболее нагретой части турбины не менее чем на 50 °С.

Дополнительные затраты топлива в режиме пуска. Режимы останова и последующего пуска характеризуются затратами топлива и электроэнергии на этапах подготовки энергоблока к пуску и последующих этапах растопки и повышения параметров и набора нагрузки. Для определения затрат топлива при пусковых операциях разработана методика расчета. В соответствии с этой методикой основные затраты топлива на этапах пуска вычисляются в виде

$$\Delta B_{\text{пуск}} = \Delta B_{\text{р}} + \Delta B_{\text{рез}} + \Delta B_{\text{подг}} + \Delta B_{\text{раст}} + \Delta B_{\text{синх}} + \Delta B_{\text{н}} + \Delta B_{\text{стаб}}, \quad (1.16)$$

где $\Delta B_{\text{р}}$ – затраты топлива на разгрузку блока;

$\Delta B_{\text{рез}}$ – затраты топлива, связанные с поддержанием блока в резерве, т. е. в остановленном состоянии;

$\Delta B_{\text{подг}}$ – затраты топлива, связанные с подготовительными операциями к пуску блока;

$\Delta B_{\text{раст}}$ – затраты топлива, связанные с растопкой котла и набором параметров пара до «толчковых» для турбины;

$\Delta B_{\text{синх}}$ – затраты топлива на увеличение частоты вращения ротора и синхронизацию турбоагрегата;

$\Delta B_{\text{н}}$ – дополнительный расход топлива, связанный с этапом нагружения;

$\Delta B_{\text{стаб}}$ – дополнительные затраты топлива, связанные с этапом стабилизации теплового состояния (блока) на окончательной нагрузке.

Остановочно-пусковые режимы эффективно применять при глубоких и продолжительных провалах нагрузки (в течение более $8 \div 10$ ч). Эти режимы имеют ограничение числа пусков за весь срок службы по условиям надежности работы металла (для большинства турбин допустимое число пусков из горячего состояния составляет $1500 \div 2000$, а из холодного состояния – 600). Основной причиной этого ограничения является снижение надежности оборудования из-за дополнительных термических напряжений, возникающих в процессе пуска на этапах прогрева оборудования.

Дополнительные термические напряжения при пусковых операциях являются основным фактором ограничения скорости набора нагрузки (продолжительность с момента начала пуска до полного нагружения составляет для большинства блоков $1,5 \div 8$ ч в зависимости от времени простоя и типа оборудования).

В настоящее время для снижения термических напряжений в процессе пуска растопка котла, прогрев трубопроводов и набор нагрузки осуществляются на скользящем давлении пара в тракте пароперегревателя свежего пара котла.

1.6. Моторный режим (МР)

Моторный режим (режим двигателя) (МР) представляет собой режим работы турбогенератора, когда подача пара через паровпускные органы турбины прекращается, но генератор от сети не отключается, а переходит в режим двигателя и вращает ротор турбины с синхронной частотой, потребляя из сети мощность, необходимую для преодоления сил трения в подшипниках турбины и генератора, а также для преодоления сил трения и вентиляции в лопаточном аппарате турбины.

В этом случае вакуум в конденсаторе не срывается, в работе остается эжекторная установка и продолжает осуществляться подвод к конденсатору циркуляционной воды. На уплотнения турбины подается пар, так как практически вся проточная часть ее в этом случае оказывается под вакуумом.

Вращение ротора турбины с синхронной частотой приводит к разогреву направляющих и рабочих лопаток проточной части вследствие трения и вентиляции, а также протечек пара через уплотнения. Для обеспечения допустимого температурного состояния проточной части турбины в этом случае в регенеративные отборы предусматривают подачу небольшого количества охлаждающего пара от стороннего источника (например, от соседнего агрегата или общестанционной магистрали, если они имеют пар подходящих параметров).

Место подвода определяется следующим образом. Если количество подводимой энергии в ступень превышает количество отводимой энергии, то ступень разогревается и требуется обеспечение отвода теплоты за счет подачи охлаждающего пара. Это условие характерно для последних ступеней турбины, имеющих большую высоту лопаток и высокую окружную скорость их, в результате чего потери на трение и вентиляцию становятся очень большими (для последней ступени турбины К-210-130 эти потери составляют $200 \div 350$ кВт и более в зависимости от вакуума в конденсаторе, а для турбины К-300-240 – 600 кВт и более).

Если количество отводимой теплоты превосходит количество подводимой, то происходит остывание, которое характерно для первых ступеней ЦВД и ЦСД.

Место подвода пара и его параметры определяются исходя из равенства подводимого и отводимого количества теплоты ступени. Этому соответствует условие, когда в установившемся режиме потери на трение и вентиляцию $Q_{\text{тр.вент}}$ в лопаточном аппарате равны потерям в окружающую среду $Q_{\text{о.ср}}$ и температурное состояние ступени остается на уровне, существующем при режиме работы с полной нагрузкой.

На рисунке 1.20 представлена схема дополнительных паропроводов при переводе турбины К-200-130 в МР.

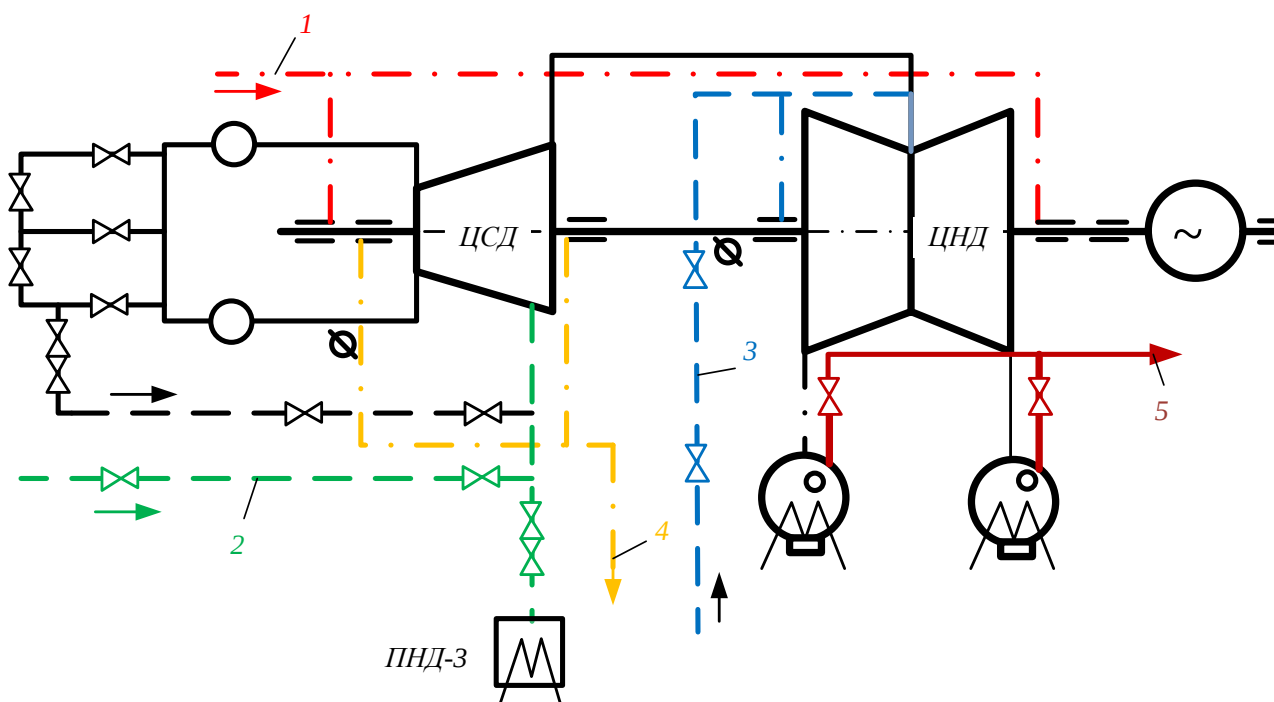


Рисунок 1.20. Схема дополнительных паропроводов при переводе турбины К-200-130 в моторный режим:

1 – подача пара на уплотнение; 2 – подача пара в ЦСД; 3 – то же в ЦНД; 4 – отсос пара в конденсатор; 5 – впрыск конденсата в выпускной патрубок

Затраты топлива и электроэнергии на поддержание блока в моторном режиме складываются:

- из затрат топлива $\Delta B_{м.р}^п$ на выработку сторонними источниками пара, идущего на уплотнения турбины, эжекторную установку и охлаждение проточной части;
- из потребления дополнительной энергии механизмами собственных нужд $\Delta N_{м.р}^{с.н.}$;
- из потребления энергии генератором из сети $\Delta N_{м.р}^Г$ для вращения ротора турбины.

При этом затраты топлива определяются в виде:

$$\Delta B_{м.р} = \Delta B_{м.р}^п + b_{ср} \cdot (\Delta N_{м.р}^{с.н.} + \Delta N_{м.р}^Г), \quad (1.17)$$

где $b_{ср}$ – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в среднем по энергосистеме, г/(кВт·ч).

Моторный режим имеет свои достоинства и недостатки.

К *достоинствам* его можно отнести следующее:

- турбина вращается с синхронной частотой, ее не надо разворачивать, можно сразу подавать пар и набирать начальную нагрузку;
- турбина сохраняет температурное состояние, близкое к температурному состоянию при работе под нагрузкой, что снижает термические напряжения при наборе нагрузки и позволяет повысить скорость ее набора;

– отсутствие этапа разворота ротора турбины уменьшает расхолаживание ее органов паровпуска, что снижает термические напряжения. Число возможных переводов блока в МР оценивается в $9000 \div 10000$, что в $5 \div 6$ раз больше, чем для ОНР;

– обеспечивается глубокая (до 100 %) разгрузка блока;

– генератор турбоагрегата, находящегося в МР, можно использовать в качестве синхронного компенсатора для выработки или потребления реактивной составляющей мощности;

– более быстрый набор нагрузки по сравнению с ОНР, хотя и более медленный, чем при разгрузке блока.

Недостатками этого режима являются:

– дополнительные затраты топлива и энергии на поддержание моторного режима;

– сохранение затрат топлива, связанных с остановом и пуском котла при блочных установках.

Экспериментальные исследования показали, что применение МР экономически целесообразно при продолжительности провала нагрузки в энергосистеме не более 8 ч, а при использовании генератора в режиме синхронного компенсатора – до 15 ч.

В настоящее время этот режим не нашел широкого применения в практике эксплуатации. Наиболее эффективно его использование на станциях с поперечными связями при турбоагрегатах мощностью не более 100 МВт.

1.7. Режим горячего вращающегося резерва (ГВР)

Режим горячего вращающегося резерва (ГВР), который также называют *режимом частичных оборотов (РЧО)*, сводится к следующему.

Энергоблок разгружается на скользких параметрах, генератор отключается от сети. Закрывается главная паровая задвижка (ГПЗ) турбины, и при достижении частоты вращения ротора турбины, равной $800 \div 1100 \text{ мин}^{-1}$, через байпас ГПЗ подается пар с таким расчетом, чтобы частота вращения ротора сохранялась на этом уровне.

В этом случае котел продолжает работать с одним дымососом и одним вентилятором, а поддержание выработки небольшого количества пара обеспечивается работой на одной растопочной форсунке или газовой горелке. Вакуум в конденсаторе сохраняется, и на уплотнения турбины подается пар по пусковой схеме энергоблока. Схема работы блока в режиме ГВР представлена на рисунке 1.21.

Режим горячего вращающегося резерва имеет свои достоинства и недостатки. К достоинствам режима ГВР можно отнести следующее:

– котел остается в работе, трубопроводы свежего пара и пара промежуточного перегрева находятся все время в прогретом состоянии;

[illegible]

$\Delta D_{\text{п.в}}$ – количество питательной воды, подаваемой от соседнего блока;
 $D_{\text{п.у}}, D_{\text{к.у}}$ – расходы пара через передние и задние концевые уплотнения турбины; $D_{\text{броу}}$ – количество «лишнего» пара, сбрасываемого в конденсатор;
 $D_{\text{эж}}$ – расход пара в эжекторной установке

57

1.8. Способы получения пиковой мощности

Дополнительную мощность для прохождения пиков нагрузки можно получить вводом новых высокоманевренных агрегатов или увеличением нагрузки на действующих. Ввод в эксплуатацию новых агрегатов, обеспечивая наличие резерва, в то же время приводит к значительным капиталовложениям, уменьшению уровня загрузки оборудования, следовательно, к снижению экономичности его работы.

Для получения пиковой мощности на действующем паротурбинном оборудовании используют следующие способы:

- 1) *форсировка котла* и выработка пара сверх номинальной паропроизводительности;
- 2) для теплофикационной турбины возможно увеличение электрической мощности за счет *снижения тепловой нагрузки* путем перевода ее на РОУ или на пиковые водогрейные котлы;
- 3) *отключение части системы регенерации*, например отключение ПВД, что вызывает понижение температуры питательной воды.

В практике эксплуатации реально используют в основном только два первых способа.

Максимальный прирост мощности определяется в первую очередь возможностями по перегрузке основного и вспомогательного оборудования (пропускной способностью турбины, запасом мощности генератора, конденсирующей способностью конденсатора, запасами подачи дутьевых вентиляторов и дымососов).

Поэтому в зависимости от конкретных условий определяются допустимые пределы использования того или другого способа. Как правило, все котлы имеют запас по производительности $5 \div 7 \%$ по сравнению с количеством пара, необходимым для обеспечения номинальной мощности турбины.

Генераторы турбин обычно допускают достаточно длительное повышение активной мощности (на $10 \div 15 \%$ номинальной) при одновременном снижении их реактивной нагрузки. Например, турбогенератор типа ТВВ-320-2УЗ, работающий с турбиной К-300-240, допускает повышение мощности на 10% при $\cos\varphi = 0,9$, и возможно повышение мощности генератора до 360 МВт при увеличении $\cos\varphi$ до 0,95.

При использовании режима форсировки необходимо учитывать, что увеличение расхода пара приводит к перераспределению параметров по проточной части турбины и изменению срабатываемых теплоперепадов, в результате чего возрастают изгибающие напряжения в лопаточном аппарате. При этом максимальной перегрузке подвергаются регулирующая ступень, последние ступени ЦНД, а также предотборные ступени регулируемых отборов пара теплофикационных турбин. Кроме того, происходит перераспределение осевых усилий в проточной части турбины и возникают дополнительные осевые усилия, которые необходимо учитывать при использовании перечисленных выше способов для получения пиковой мощности.

Гораздо более широко для регулирования мощности энергосистем используются *теплофикационные турбоагрегаты*. При этом уменьшается тепловая нагрузка отопительных отборов с одновременным увеличением расхода пара в конденсатор.

При применении этого режима первоначально повышают расход пара в головную часть турбины до максимально возможного, сохраняя при этом тепловую нагрузку на неизменном уровне, и только после этого при необходимости увеличения электрической мощности начинают снижение тепловой нагрузки турбины.

В этом случае ее поворотная регулирующая диафрагма постепенно открывается, тепловая нагрузка уменьшается, а электрическая увеличивается за счет повышения теплоперепада и расхода пара в конденсатор. Этот процесс может продолжаться до момента перевода турбоагрегата полностью в конденсационный режим. Получение дополнительной пиковой мощности в этом случае сопровождается значительным ростом удельного расхода топлива на выработку электрической энергии.

На рисунке 1.22 приведено изменение удельного расхода топлива при выработке дополнительной электрической мощности на энергоблоке с турбиной Т-250/300-240 за счет передачи отборной теплоты водогрейным котлам. График построен при $t_{н.в} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{с.в} = 800\text{ м}^3/\text{ч}$ и $D_0 = 950\text{ т/ч}$. Анализ графика показывает, что при первом открытии диафрагмы удельные расходы топлива на выработку электрической энергии в начальный момент резко возрастают. Затем удельные затраты топлива на выработку электроэнергии начинают уменьшаться, этот процесс продолжается до момента, когда диафрагма будет полностью открыта.

Дальнейший рост электрической мощности и уменьшение отпуска теплоты могут достигаться за счет снижения расхода сетевой воды через сетевые подогреватели, вплоть до перехода в чисто конденсационный режим. При этом, как видно из рисунка 1.22, удельные расходы топлива на выработку электроэнергии существенно возрастают.

Это объясняется тем, что по мере открытия диафрагмы понижаются давления в регулируемых отборах пара и рост мощности происходит как за счет увеличения выработки электроэнергии всем потоком пара вследствие повышения срабатываемого теплоперепада, так и за счет работы, совершаемой дополнительным потоком пара, идущим в конденсатор.

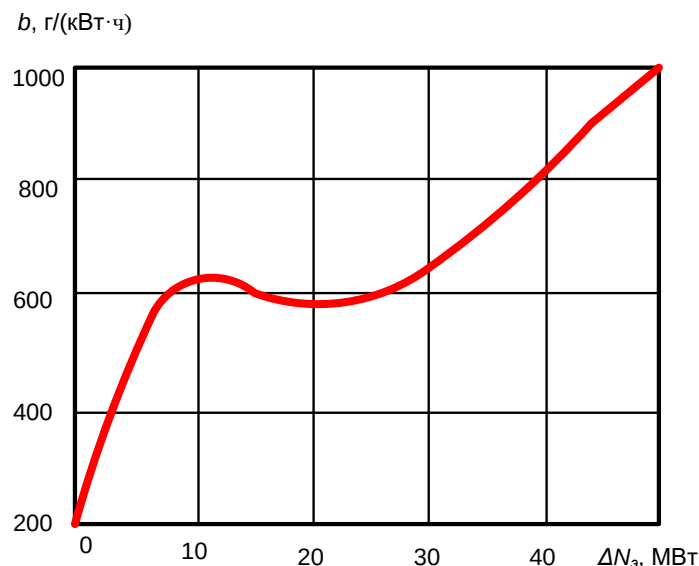


Рисунок 1.22. Изменение удельного расхода топлива при получении дополнительной электрической мощности на энергоблоке с турбиной Т-250/300-240 при ограничении отбора теплоты

При полностью открытой диафрагме дальнейшее увеличение расхода пара в ЦНД и в конденсатор возможно лишь за счет повышения давления в камере регулируемого отбора, достигаемого путем поступления части сетевой воды в обвод сетевых подогревателей. В этом случае прирост электрической мощности происходит только за счет работы пара в ЦНД, что и приводит к резкому последующему росту удельного расхода топлива на выработку электрической энергии.

Таким образом, для получения максимального экономического эффекта снижение тепловой нагрузки надо производить до того момента, когда регулирующая диафрагма будет открыта полностью, затем целесообразнее начать снижение тепловой нагрузки на следующем блоке. Этот режим можно использовать только в том случае, если снижение тепловой нагрузки отборов турбины будет скомпенсировано увеличением отпуска теплоты от ПВК.

Получение пиковой мощности возможно также путем *отключения части системы регенерации*. Отключение ПНД для этих целей не практикуется, так как дополнительный выигрыш в мощности слишком мал. Кроме того, если деаэратор работает с постоянным давлением, то отключение ПНД приводит к повышению расхода пара в деаэраторе для обеспечения деаэрации питательной воды, в результате чего выигрыш в мощности практически сводится к нулю. Перевод деаэратора на пониженные параметры пара в таких режимах приводит к усложнению тепловой схемы и снижению надежности. Поэтому для получения пиковой мощности используют отключение только ПВД, что позволяет повысить мощность турбины на $10 \div 12 \%$.

Отключение ПВД вызывает понижение температуры питательной воды, поэтому для обеспечения заданных параметров пара на выходе из котла необходимо увеличить расход топлива на котел.

Наряду с полным отключением ПВД используют подачу части питательной воды в обвод их. При этом расход воды через ПВД можно снижать до 30 % номинального.

Недостатком повышения мощности за счет отключения ПВД или подачи части питательной воды в обвод их является понижение температуры питательной воды на входе в котел и, как следствие, снижение экономичности. Систематическое отключение ПВД может привести к малоцикловой усталости металла питательных трубопроводов, ПВД, экономайзера и других поверхностей нагрева.

По условиям организации защиты на применяющихся в настоящее время системах ПВД заводы-изготовители разрешают отключать только всю группу ПВД. Учитывая довольно высокий расход удельного топлива на выработку пиковой мощности [$b_{\text{пик}} \approx 600 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$] и снижение надежности работы оборудования, эти режимы используют довольно ограниченно.

1.9. Энергетические характеристики оборудования КЭС

Экономичность работы оборудования определяется его энергетическими характеристиками. *Энергетические характеристики* – это графические или аналитические зависимости, устанавливающие взаимосвязь между уровнем нагрузки оборудования (например, электрической нагрузки) и затратами энергии (расходов пара, теплоты, условного топлива). Графические зависимости, диаграммы режимов обладают наглядностью, достаточно высокой точностью, но вместе с тем их сложно использовать при расчетах на ЭВМ, кроме того, такие зависимости справедливы только для определенных условий и при отклонении от этих условий требуется внесение поправок.

Поэтому в последнее время широкое распространение как для конденсационных, так и для теплофикационных машин получили аналитические зависимости.

Все характеристики делятся: на *расчетные*, определяемые заводами-изготовителями; *типовые*, устанавливаемые для группы однотипного оборудования на основании обработки большого числа экспериментальных данных для оборудования одного и того же типа, размещенного на различных станциях; *нормативные*, устанавливаемые специализированной организацией для конкретного агрегата или группы агрегатов данной станции. Нормативные характеристики получают при оптимальных эксплуатационных параметрах данного оборудования.

Все характеристики получают при определенных условиях эксплуатации, поэтому на каждой из них обязательно указываются условия, при которых данная характеристика найдена. Характеристики могут быть определены как для блока в целом, так и для отдельных агрегатов.

Для турбоагрегата используются в основном тепловая и паровая энергетические характеристики.

Тепловая характеристика устанавливает зависимость часового расхода теплоты Q на входе в турбоагрегат от его электрической нагрузки $N_э$.

Паровая характеристика показывает зависимость часового расхода пара в головную часть турбоагрегата D_0 от электрической нагрузки $N_э$.

Все перечисленные выше характеристики по своему отношению к режиму работы установки делятся на *статические* и *динамические*.

Статические характеристики получают для установившихся режимов с постоянной во времени нагрузкой, имеющей достаточную продолжительность, т. е. при стабильных значениях потоков энергоносителей, их параметров и показателей установки.

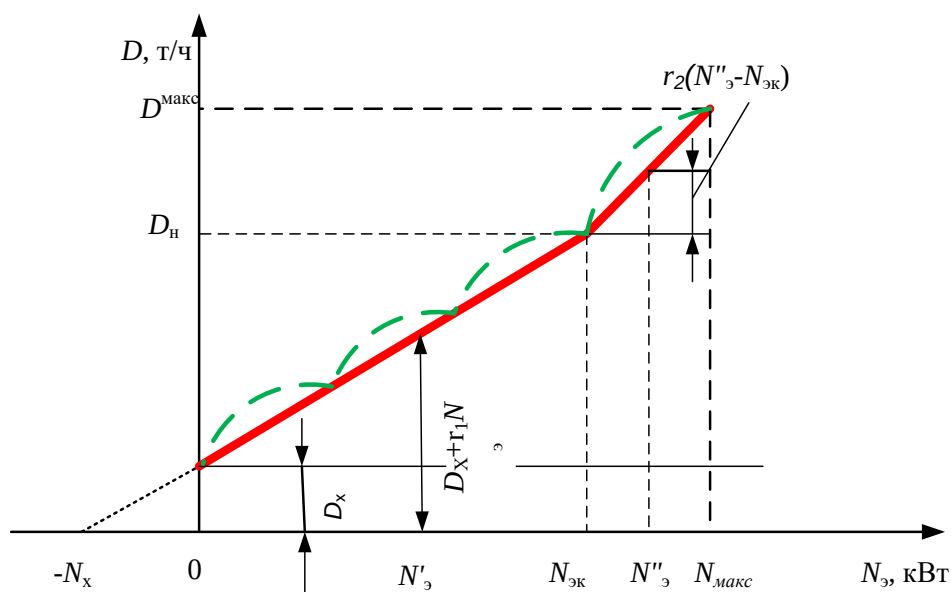
Динамические характеристики получают для неустойчивых режимов, т. е. при изменениях нагрузки, потоков энергоносителей и их параметров, в частности, во время пуска, останова или разгрузки и нагружения.

В дальнейшем будем рассматривать только статические характеристики, так как практически невозможно получить достаточно достоверные обобщенные динамические характеристики. Фактически каждый переходный процесс будет иметь свою собственную характеристику.

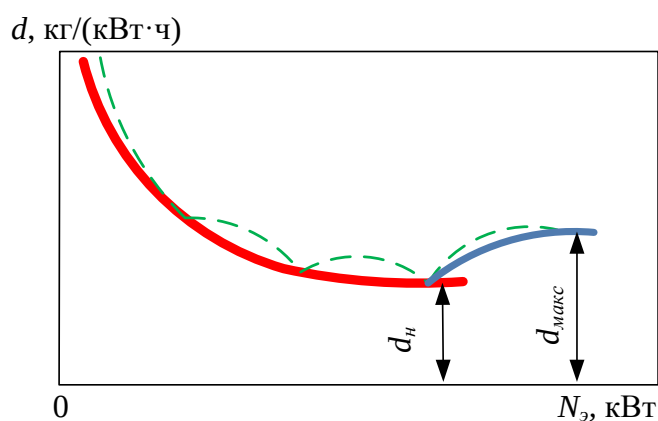
Основой для построения расходных характеристик турбоагрегатов являются данные их тепловых испытаний, реже – результаты заводских расчетов. При испытаниях обычно определяют расходы свежего пара D_0 на входе в турбину при различных электрических нагрузках, давление, температура и энтальпия свежего пара и питательной воды, а также давление в конденсаторе, что позволяет перейти от расходов пара к расходам теплоты. При обработке материалов испытаний показатели приводятся к номинальным условиям, в качестве которых обычно принимаются постоянные номинальные параметры свежего пара, пара отборов и постоянное давление в конденсаторе, фиксированная схема системы регенерации и режим ее работы (иногда вместо заданного давления в конденсаторе рассматриваются показатели при постоянных расходе и температуре охлаждающей воды).

Результаты тепловых расчетов, испытаний и эксплуатационные данные показывают, что зависимость расхода пара D , кг/ч, от мощности турбоагрегата $N_э$, кВт, с точностью, достаточной для ориентировочных тепловых и технико-экономических расчетов, можно принимать прямолинейной в широких пределах нагрузок турбоагрегата – от нулевой ($N_э = 0$) до расчетной экономической нагрузки $N_{эк}$ (рис. 1.23а). Мощность $N_{эк}$ условно называют *экономической*, а также *нормальной мощностью* N_n , поскольку турбоагрегат должен в условиях эксплуатации работать с нагрузкой, близкой по возможности к экономической. Обычно эта мощность составляет 80 ÷ 100 % номинальной мощности, расход пара в таком режиме равен D_n .

При нулевой электрической мощности и номинальной частоте вращения ротора турбины свежий пар в количестве D_x расходуется на преодоление постоянных потерь холостого хода, состоящих из внутренних и механических потерь турбины, механических и электрических потерь генератора.



а)



б)

Рисунок 1.23. Зависимость общего и удельного расходов пара от нагрузки для конденсационного турбогенератора:

а) $D = f(N_э)$; б) $d = f(N_э)$

При нулевой электрической мощности и номинальной частоте вращения ротора турбины свежий пар в количестве D_x расходуется на преодоление постоянных потерь холостого хода, состоящих из внутренних и механических потерь турбины, механических и электрических потерь генератора.

Относительный расход пара на холостой ход турбоагрегата характеризуется *коэффициентом холостого хода*:

$$\chi = D_x/D_n. \quad (1.18)$$

Коэффициент холостого хода зависит от соотношения начальных и конечных параметров рабочего процесса и от мощности турбоагрегата. Для современных мощных конденсационных турбоагрегатов этот коэффициент составляет 3 ÷ 7 %.

Наклон основного прямолинейного участка характеристики определяется приростом расхода пара на единицу прироста нагрузки – *удельным (относительным) приростом расхода пара*:

$$r = \Delta D / \Delta N. \quad (1.19)$$

При $N_{\text{эк}} = N_{\text{н}}$ удельный прирост расхода пара r_1 , коэффициент холостого хода x и удельный расход пара при нормальной нагрузке турбоагрегата $d_{\text{н}}$ связаны между собой соотношением:

$$r = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{х}}}{N_{\text{н}}} = \frac{D_{\text{н}}}{N_{\text{н}}} (1 - x) = d_{\text{н}} \cdot (1 - x). \quad (1.20)$$

В случае криволинейной непрерывной характеристики относительный прирост расхода пара можно определить как первую производную от нагрузки турбины:

$$r = \lim \frac{\Delta D}{\Delta N} = \frac{dD}{dN}. \quad (1.21)$$

Расход пара при холостом ходе турбоагрегата и относительный его прирост имеют большое значение для оценки экономичности работы турбоагрегата и рационального выбора режимов эксплуатации. Зная эти величины для любой заданной нагрузки, можно определить часовой расход пара в головной части турбоагрегата.

В диапазоне от нулевой до экономической нагрузки расход пара на турбину вычисляют по формуле:

$$D = D_{\text{х}} + r_1 \cdot N = x \cdot D_{\text{н}} + (1 - x) d_{\text{н}} \cdot N, \quad (1.22)$$

где N – текущая мощность в пределах от нулевой до $N_{\text{н}}$.

Удельный расход пара в зависимости от нагрузки имеет вид:

$$d = \frac{D}{N} = D_{\text{х}}/N + r_1. \quad (1.23)$$

Удельный расход пара конденсационного турбоагрегата при изменении мощности от нулевой до экономической состоит из постоянного относительного прироста r_1 и переменной величины $D_{\text{х}}/N$, зависящей от коэффициента загрузки и обусловленной постоянными потерями при холостом ходе.

При снижении мощности удельный расход пара на турбоагрегат резко повышается, стремясь к бесконечности при нулевой электрической мощности (рис. 1.23б). Гиперболический характер зависимости удельного расхода пара от нагрузки и стремление ее к бесконечности при снижении нагрузки до нулевой определяются наличием постоянных потерь при холостом ходе. В идеальном турбоагрегате без потерь при холостом ходе, для которого $x = 0$, удельный расход пара – величина постоянная и равная $r = d_{\text{н}}$, т. е. удельному приросту

расхода пара, который в этом случае превращается в удельный расход пара при нормальной мощности.

В реальных условиях эксплуатации при увеличении нагрузки удельный расход пара уменьшается и стремится к относительному приросту r для области нагрузок, не превышающих экономическую.

Экономичность турбоагрегатов при малой нагрузке резко снижается. Режим работы агрегатов с малой нагрузкой допустим лишь как вынужденный и непродолжительный. В периоды прохождения провалов графиков нагрузки следует проверять целесообразность останова части агрегатов (вместо глубокого разгрузки).

В области нагрузок выше экономической (для турбоагрегатов, имеющих излом графиков нагрузок в точке экономической мощности) характеристики также можно считать прямолинейными, но имеющими больший наклон, чем в основной ее части.

Для области перегрузок паровая характеристика турбоагрегата имеет вид:

$$D = D_x + r_1 \cdot N_{\text{эк}} + r_2 \cdot (N - N_{\text{эк}}), \quad (1.24)$$

где r_2 – относительный (удельный) прирост расхода пара для области, расположенной выше точки экономической (нормальной) мощности.

Уравнение (1.24) можно представить в виде:

$$D = D_x + r_1 \cdot N_{\text{эк}} + (r_2 - r_1) \cdot (N - N_{\text{эк}}). \quad (1.25)$$

Это уравнение можно рассматривать как обобщающее, охватывающее всю область изменения нагрузки.

Для расчета удельного расхода пара в области перегрузки уравнение (1.25) преобразуется к виду:

$$d = \frac{D}{N} = \frac{D_x}{N} + r_1 + (r_2 - r_1) \frac{N - N_{\text{эк}}}{N}. \quad (1.26)$$

При принятом виде характеристики кривая удельного расхода пара в области изменения нагрузки выше нормальной является частью гиперболы, обращенной выпуклостью вверх, с удельным приростом r_2 для области перегрузки.

Расход пара и паровая характеристика служат для оценки экономичности турбоагрегата при различных нагрузках лишь в первом приближении. Обычно для расчета технико-экономических показателей используют тепловые характеристики, которые можно получить из паровых, если известна зависимость температуры питательной воды от нагрузки.

Расход теплоты на конденсационную установку определяется по выражению:

$$Q_0 = D_0 \cdot \Delta H, \quad (1.27)$$

где $\Delta H = h_0 - h_{п.в}$ – расход теплоты на 1 кг пара для турбины без промежуточного перегрева;

$\Delta H = \alpha_{п.п} + \alpha_{п.п}(h'' - h')$ – то же для турбины с промежуточным перегревом; здесь $\alpha_{п.п}$ – доля пара, идущего на промежуточный перегрев;

$h_0, h_{п.в}, h'', h'$ – энтальпия соответственно свежего пара, питательной воды, пара на выходе из промежуточного перегревателя и входе в него.

Исходя из формул для определения расхода пара можно получить следующее соотношение для вычисления расхода теплоты на турбоагрегат:

$$Q_0 = D_x \cdot \Delta H + r_1 \cdot \Delta H \cdot N. \quad (1.28)$$

Если

$$Q_x = D_x \cdot \Delta H, \quad r_{1Q} = r_1 \cdot \Delta H,$$

то

$$Q_0 = Q_x + r_{1Q} \cdot N. \quad (1.29)$$

Для нагрузок выше экономической можно представить обобщенную тепловую характеристику аналогично обобщенной паровой характеристике:

$$Q_0 = Q_x + r_{1Q} \cdot N_{эк} + r_{2Q} \cdot (N - N_{эк}), \quad (1.30)$$

где r_{2Q} – удельный прирост расхода теплоты при нагрузках $N > N_{эк}$.

Мерой тепловой экономичности турбоагрегата наряду с КПД служит *удельный расход теплоты*, $\text{кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, на выработку электроэнергии:

$$q_0 = Q_0/N. \quad (1.31)$$

Удельный расход теплоты для обобщенной характеристики с изломом может быть представлен в следующем виде:

$$q_0 = \frac{Q_x}{N} + r_1 + (r_2 - r_1) \frac{N - N_{эк}}{N}. \quad (1.32)$$

Приведенные на рисунке 1.23 паровые характеристики близки к характеристикам турбин с дроссельным регулированием в сочетании с байпасным (обводным) регулированием при больших нагрузках.

При наиболее часто применяемом сопловом парораспределении (регулировании) при мощностях, соответствующих полному открытию части клапанов, линии $D = f(N_3)$ и $d = f(N_3)$ имеют излом и принимают волнообразный вид (см. штриховую линию на рис. 1.23). Расходы пара и теплоты после точек излома вначале быстро возрастают из-за потерь дросселирования при открытии очередного клапана, затем (по мере его открытия) потери дросселирования снижаются и повышение расходов пара и теплоты замедляется.

При сопловом парораспределении расходную характеристику изображают приближенно ломаной линией с точками излома при нагрузках, соответствующих полному открытию первого, второго, третьего и других регулирующих клапанов.

Аналитический вид тепловой характеристики, МВт:

- для блока К-200-130 имеет вид:

$$Q_0 = 24,0 + 2,16 \cdot N_3;$$

- для блока К-300-240:

$$Q_0 = 28 + 2,04 \cdot N_3.$$

Для турбины ХТГЗ К-300-24 ($p_0 = 23,55$ МПа, $t_0 = 540$ °С, $t_{пп} = 540$ °С) расход пара в т/ч составляет:

$$D = 20,33 + 2,934 \cdot N_3 + 0,612(N_3 - 252,12).$$

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

Следует отметить отсутствие до сего времени общих аналитических зависимостей для показателей работы котлов в переменных режимах, что объясняется трудностями учета влияния большого числа факторов и широкого изменения характеристик сжигаемого топлива.

1.10. Энергетические характеристики теплофикационных турбоустановок

Число параметров, определяющих тепловую экономичность теплофикационного агрегата, довольно велико. Кроме расхода пара, тепловой нагрузки и электрической мощности такими параметрами являются: давление в регулируемых отборах, расход сетевой воды, температуры прямой и обратной воды, недогрев воды в сетевых подогревателях, давление в конденсаторе, начальные температура и давление пара и др. В общем виде расходная характеристика теплоты на входе в турбину зависит от следующих основных факторов:

$$Q_0 = f(t_0, p_0, D_0, D_{п.п}, t_{п.п}, p_k, p_T, N_3, Q_T, t_{пр}, t_{о.с}). \quad (1.33)$$

Учитывая, что влияние ряда параметров не очень велико, при построении графических характеристик (*диаграмм режимов*) к ним дополнительно прикладывают несколько отдельных графиков в виде поправок. В результате

число взаимосвязанных величин, рассматриваемых в диаграмме режимов, существенно сокращается и тогда:

$$Q_0 = f(N_{\text{э}}, Q_{\text{т}}, p_{\text{т}}, D_{\text{к}}). \quad (1.34)$$

При этом начальные параметры t_0, p_0 фиксируются.

Графические характеристики теплофикационных турбин строятся для конкретных температурных графиков теплосети, расходов сетевой воды и пара в конденсатор. При этом тепловая нагрузка $Q_{\text{т}}$ и давление в регулируемом отборе $p_{\text{т}}$ связаны между собой через $G_{\text{с.в.}}, t_{\text{пр.}}$ и $t_{\text{о.с.}}$.

Без искажений на плоскости диаграммы можно представить только функционал, имеющий не более трех членов. Поэтому при представлении диаграммы часть действительных зависимостей между параметрами может быть заменена на приближенные.

Для построения характеристик всю турбину условно делят на *предотборную и послеотборную части*. В этом случае часть низкого давления рассматривается как конденсационная турбина с фиксированным расходом пара в конденсатор и заданным $p_{\text{к}}$ (иногда расход пара в конденсатор рассчитывают для каждого уровня давления в регулируемом отборе перед диафрагмой в соответствии с расходной характеристикой диафрагмы, но такие расчеты более сложны и, как правило, менее точны, так как погрешность определения расхода пара в конденсатор достаточно велика).

Аналитическая энергетическая характеристика турбоагрегата с регулируемыми отборами пара представляет собой зависимость расхода теплоты Q_0 от электрической мощности $N_{\text{э}}$ и количества теплоты $Q_{\text{от}}$, отпускаемой из отборов турбины, а также от давления в регулируемых отборах $p_{\text{т}}$.

Для турбины с одним регулируемым отбором расход пара на турбину, кг/ч, выражается следующей формулой:

$$D_0 = D_{\text{к.х}} + y_{\text{т}} \cdot D_{\text{т}} = D_{\text{к.х}} + r_{\text{к}} \cdot N_{\text{э}} + y_{\text{т}} \cdot D_{\text{т}}, \quad (1.35)$$

где $D_{\text{к.х}}$ – расход пара на холостой ход турбины при работе в конденсационном режиме, кг/ч;

$r_{\text{к}}$ – удельный прирост расхода пара при конденсационном режиме, г/(кВт·ч);

$D_{\text{т}}$ – расход пара в регулируемый отбор, кг/ч;

$y_{\text{т}}$ – коэффициент недовыработки мощности паром регулируемого отбора;

$N_{\text{э}}$ – электрическая мощность турбоагрегата, кВт.

Для упрощения принимаем, что экономическая мощность совпадает с номинальной, т. е. в области нагрузок вплоть до номинальной характеристика прямолинейная и не имеет изломов.

Основой энергетической характеристики (диаграммы режимов) турбоагрегата являются две граничные прямые, характеризующие режимы

работы турбины: чисто конденсационный, когда $D_T = 0$ и $D_0 = D_{к.х} + r_n \cdot N_\varepsilon$, как и в конденсационной турбине (нижняя граничная прямая на рис. 1.24), и с противодавлением.

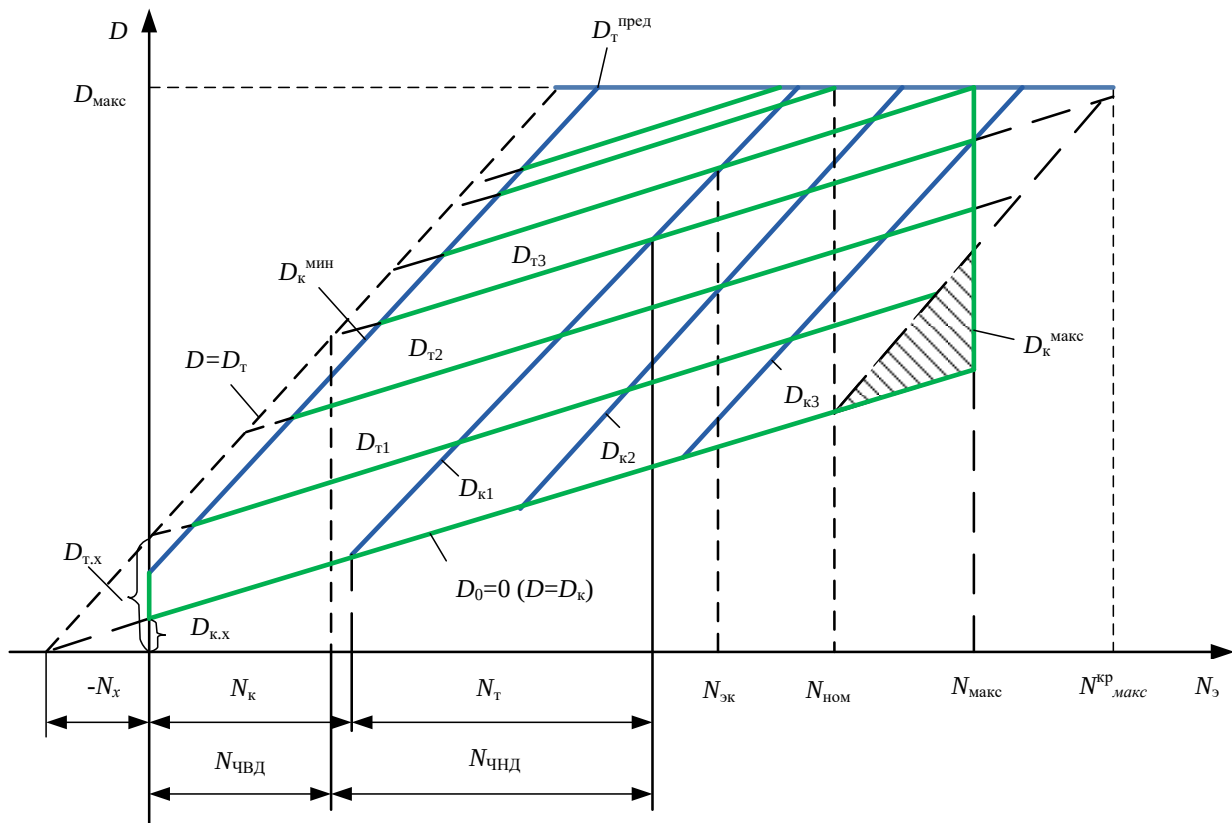


Рисунок 1.24. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара:

D_T – расход пара в отбор; D_K – расход пара в конденсатор;
 $N_{эк}$, $N_{ном}$, $N_{макс}$ и $N_{макс}^{кр}$ – соответственно экономическая, номинальная, максимальные длительная и кратковременная мощности; N_K и N_T – мощности потоков пара в конденсатор и отбор; $N_{чвд}$ и $N_{чнд}$ – мощности ЧВД и ЧНД турбины; $D_T^{пред}$ – предельный расход пара в отбор; заштрихованная область – зона повышенного давления пара в отборе

Расход пара на холостой ход при работе в конденсационном режиме:

$$D_{к.х} = x_k \cdot D_K, \quad (1.36)$$

где D_K – расход пара в конденсатор.

Относительный (удельный) прирост расхода пара в конденсационном режиме (тангенс угла наклона сетки прямых $D_T = const$):

$$r_k = (D_K - D_{к.х})/N_n. \quad (1.37)$$

Относительный (удельный) прирост в режимах с постоянным расходом пара в конденсатор (тангенс угла наклона прямых):

$$r_{\Pi} = r_{\kappa} / (1 - y_{\tau}). \quad (1.38)$$

Расход пара на холостой ход в режиме с противодавлением определяется по выражению:

$$D_{\tau.x} = D_{\kappa.x} / (1 - y_{\tau}). \quad (1.39)$$

Отсюда видно, что при работе в режиме с противодавлением расход пара на холостой ход значительно выше, чем в конденсационном режиме.

Тогда верхняя граничная кривая для режима работы с противодавлением с учетом уравнения (1.35) и приведенных выше соотношений описывается следующим уравнением:

$$D_{\tau} = \frac{D_{\kappa.x}}{1 - y_{\tau}} + \frac{r_{\kappa}}{1 - y_{\tau}} \cdot N_{\text{э}} = D_{\tau.x} + r_{\Pi} \cdot N_{\text{э}}. \quad (1.40)$$

При работе теплофикационных турбин в режиме с противодавлением для обеспечения допустимого температурного режима ЦНД необходим вентиляционный расход пара в конденсатор. Минимальный допустимый (вентиляционный) расход пара в ЧНД (в конденсатор) турбины в первую очередь зависит от геометрических характеристик проточной части ЦНД и от вакуума в конденсаторе и может в первом приближении оцениваться в виде:

$$D_{\kappa}^{\text{мин}} \approx 0,05 \cdot D_{\kappa.н}. \quad (1.41)$$

Существенное значение имеет линия $D_{\kappa} = D_{\kappa}^{\text{макс}}$, соответствующая максимальному расходу пара в конденсатор турбины.

Вместе с тем характеристика режима с противодавлением пересекает ось абсцисс в той же точке N_x , что и характеристика конденсационного режима (см. рис. 1.24).

Действительно, при $D_{\tau} = 0$ имеем:

$$\frac{D_{\kappa.x} + r_{\kappa} N_{\text{э}}}{1 - y_{\tau}} = 0, \quad (1.42)$$

откуда

$$N_{\text{э}} = -D_{\kappa.x} / r_{\kappa} = -N_x. \quad (1.43)$$

При построении характеристики турбины с отбором пара предполагаем, что y_{τ} постоянно. В этом случае характеристики турбины при работе с заданным значением давления в отборе $p_{\tau} = \text{const}$ располагаются на диаграмме параллельно конденсационной характеристике.

Левой границей области характеристик $D_T = const$ служит линия, соответствующая режиму работы с противодавлением. Справа характеристики ограничиваются вертикалью максимальной электрической мощности. Верхняя часть диаграммы режимов ограничена по мощности и расходу пара.

Кроме основной сетки линий $D_T = const$ большое значение для анализа режимов работы турбоустановок с отбором пара имеет сетка линий $D_K = const$.

Линии $D_K = const$ представляют собой прямые, параллельные характеристике турбины при работе в режиме с противодавлением $D_T = D_0$ и расположенные ниже этой характеристики на значение вертикального отрезка, определяемого как:

$$\frac{y_T}{1-y_T} \cdot D_K. \quad (1.44)$$

Сетка прямых, заключенных между ограничивающими прямыми, позволяет определить режим работы, в котором находится в данный момент турбоагрегат.

В общем виде тепловые характеристики турбоагрегатов с двумя регулируемыми отборами пара могут быть представлены в виде:

$$Q_0 = Q_x + q_K \cdot N_T - (q_K - q_T) \cdot N_T + \sum Q_{от}. \quad (1.45)$$

Формула для определения мощности таких турбин имеет вид:

$$N_T = \frac{y_{\Pi}}{1-x_{\Pi}} \cdot Q_{\Pi} + \frac{y_T}{1-x_T} \cdot Q_T - \Delta N_x. \quad (1.46)$$

В этих формулах (1.45), (1.46):

Q_x – условный расход теплоты на холостой ход;

$\sum Q_{от}$ – суммарная тепловая нагрузка отборов турбины ($\sum Q_{от} = Q_{\Pi} + Q_T$);

q_K и q_T – удельные расходы теплоты при работе в конденсационном и теплофикационном режимах;

Q_{Π} и Q_T – тепловые нагрузки производственного и отопительного отборов;

x_{Π}, x_T – коэффициенты холостого хода для режимов работы с производственным и отопительным отборами;

y_{Π}, y_T – коэффициенты недовыработки энергии потоками пара отопительного и производственного отборов;

N_T – мощность, развиваемая турбиной на тепловом потреблении;

ΔN_x – условная мощность турбины при холостом ходе.

Поскольку теплофикационные турбоагрегаты могут работать в трех режимах:

- по тепловому графику;
- по электрическому с частично приоткрытой диафрагмой;
- в конденсационном режиме,

то для каждого режима необходима своя характеристика.

Энергетические характеристики отдельных турбин представлены в таблице 1.5 [3].

Таблица 1.5. Энергетические характеристики современных теплофикационных паровых турбин

Типы турбин	Энергетические характеристики
T-105/120-130	$Q_{т.у} = 122,11 \cdot p_T + 2,326 \cdot N_э - 1,314 \cdot N_T + Q_T; N_T = \frac{0,546 \cdot (Q_T - 15,12)}{10 p_T}.$ При работе со встроенным пучком $N_T = \frac{0,602 \cdot (Q'_T - 134,9)}{10 \cdot p_T^{0,14}}, \text{ где } Q'_T = Q_T + Q_{пуч}$
T-175/210-130*	$Q_{т.у} = 226,8 \cdot p_T + 2,316 \cdot N_э - 1,302 \cdot N_T + Q_T;$ $N_T = \frac{0,602 \cdot (Q_T - 24,42)}{10 \cdot p_T^{0,14}}$
T-250/300-240	При работе по электрическому графику $Q_{т.у} = 290,75 \cdot p_T + 1,977 \cdot N_э + 1,05 \cdot Q_T - \frac{0,65(Q_T - 40,7)}{(10 \cdot p_T^{0,14})} - 9,304 + \left[\frac{0,65}{(10 \cdot p_T^{0,07})} + 0,48 \right] \cdot Q_{с.н}.$ При работе по тепловому графику $Q_{т.у} = 290,75 \cdot p_T + Q_T + \frac{0,72 \cdot (Q_T - 40,7)}{(10 \cdot p_T^{0,07})} + \left[1,63 - \frac{0,72}{(10 \cdot p_T^{0,07})} \right] \cdot Q_{с.н};$ $N_T = \frac{0,709(Q_T - 140,7)}{10 \cdot p_T^{0,07}} - N_{т.п} + \left(0,619 - \frac{0,709}{10 \cdot p_T^{0,07}} \right),$ где $N_{т.п} = 0,0232 \cdot Q_{т.у} - 4,7$
ПТ-60/75-130/13*	$Q_{т.у} = 16,3 + 2,33 \cdot N_э - 1,314 \cdot N_T + Q_T + Q_{п};$ $N_T = 0,529 \cdot Q_T \cdot \left(\frac{0,12}{p_T} \right)^{0,14} + 0,305 \cdot \left(\frac{1,3}{p_{п}} \right)^{0,34} \cdot Q_{п} - (9,9 - 0,048 \cdot Q_T)$
ПТ-80/100-130/13*	$Q_{т.у} = 16,3 + 1,98 \cdot N_э - 0,965 \cdot N_T + Q_T + Q_{п};$ $N_T = 0,542 \cdot Q_T (10/p_T)^{0,14} + 0,301 (1,3/p_{п})^{0,34} \cdot Q_{п} - (11,6 - 0,217 \cdot Q_T)$
ПТ-135/165-130/15	$Q_{т.у} = 20,9 + 1,95 \cdot N_э - 0,942 \cdot N_T + Q_T + Q_{п};$ $N_T = 0,542 \cdot Q_T \cdot \left(\frac{0,12}{p_T} \right)^{0,14} + 0,284 \left(\frac{1,5}{p_{п}} \right)^{0,34} \cdot Q_{п} - (21 - 0,0553 \cdot Q_T)$
P-50-130/13	$Q_{т.у} = 1,16 + 1,01 \cdot N_T + Q_{п}; N_T = 0,301 \cdot (Q_{п} - 48,3) \cdot \left(\frac{1,3}{p_{п}} \right)^{0,55}$
P-100-130/15	$Q_{т.у} = 6,4 + 1,01 \cdot N_T + Q_{п}; N_T = 0,31 \cdot (Q_{п} - 98,9) \cdot \left(\frac{1,5}{p_{п}} \right)^{0,55}$

*Характеристики приведены при работе без встроенного пучка.

Примечание: При чисто конденсационном режиме условный расход теплоты на холостой ход турбины ПТ-80/100-130/13 равен 53,5 МДж/с, а для турбины ПТ-135/165-130/15 он составляет 57 МДж/с. Расход теплоты на турбину Q_T измеряется в мегаджоулях в секунду, а мощность на тепловом потреблении N_T – в мегаваттах.

Наряду с аналитическими характеристиками часто используются графические в виде *диаграмм режимов*.

Диаграмма режимов турбины с противодавлением типа Р. Диаграмма режимов выражает зависимость расхода свежего пара D_0 от электрической мощности $N_э$ и противодавления $p_{п}$:

$$D_0 = f(N_3, p_{\text{п}}), \quad (1.47)$$

которая может быть представлена на плоскости в соответствии с имеющимися опытными или расчетными данными. Из трех параметров уравнения (1.47) наименьшее влияние имеет конечное давление пара $p_{\text{п}}$, и поэтому диаграмма режимов турбины с противодавлением выполняется (рис. 1.25) в виде сетки кривых $D_0 = f(N_3)$, полученных в результате пересечения трехмерной поверхности, описываемой уравнением (1.47), плоскостями $p_{\text{п}} = \text{const}$.

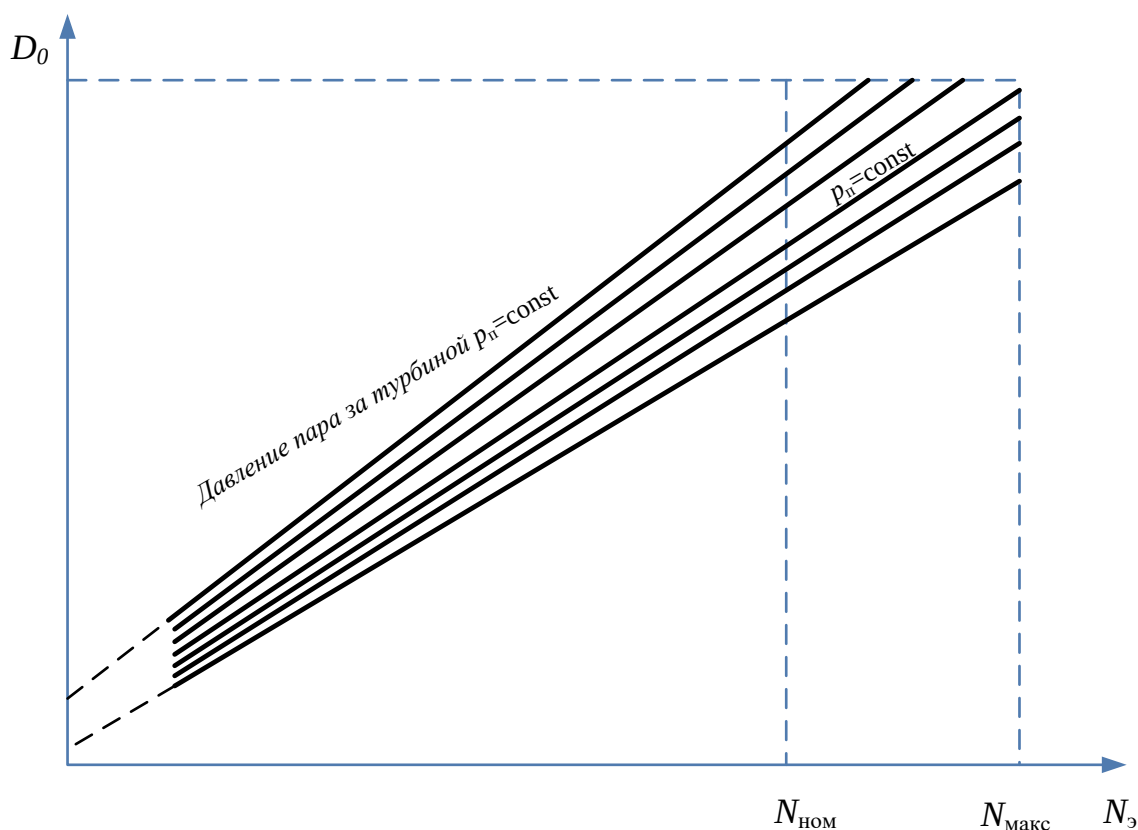


Рисунок 1.25. Диаграмма режимов турбины с противодавлением

Диаграммы режимов турбин с двумя независимыми регулируемыми отборами (типа ПТ). Диаграмма режимов турбоагрегата с двумя независимыми регулируемыми отборами устанавливает связь четырех величин: $D_{\text{т}}$, N_3 , $D_{\text{п}}$ и D_0 .

Принцип построения диаграммы режимов таких турбин заключается в замене турбины с двумя регулируемыми отборами фиктивной турбиной с одним верхним (промышленным) отбором $D_{\text{п}}$.

Пар из нижнего отбора направляется условно в ЧНД и далее в конденсатор, где создает дополнительную мощность, определяемую в виде:

$$\Delta N_{\text{н.д}} = D_{\text{т}} \cdot (h_{\text{т}} - h_{\text{к}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (1.48)$$

Пример диаграммы представлен на рисунке 1.26. Диаграмма режимов такой фиктивной турбины изображается в верхнем квадранте. Она не отличается от диаграммы режимов с одним отбором.

Однако здесь нижней границей диаграммы служит линия, соответствующая режиму с нулевым расходом пара в промышленный отбор: $D_{\Pi} = 0$.левой верхней границей является линия минимального расхода пара через ЧСД. Слабо наклонная верхняя граница представляет собой максимальный (предельный) расход пара в промышленный отбор $D_{\Pi}^{\text{макс}}$. Горизонтальный верхний предел диаграммы – максимальный расход пара на входе турбины. Правой границей служит линия, соответствующая $D_{\text{ЧСД}}^{\text{макс}}$.

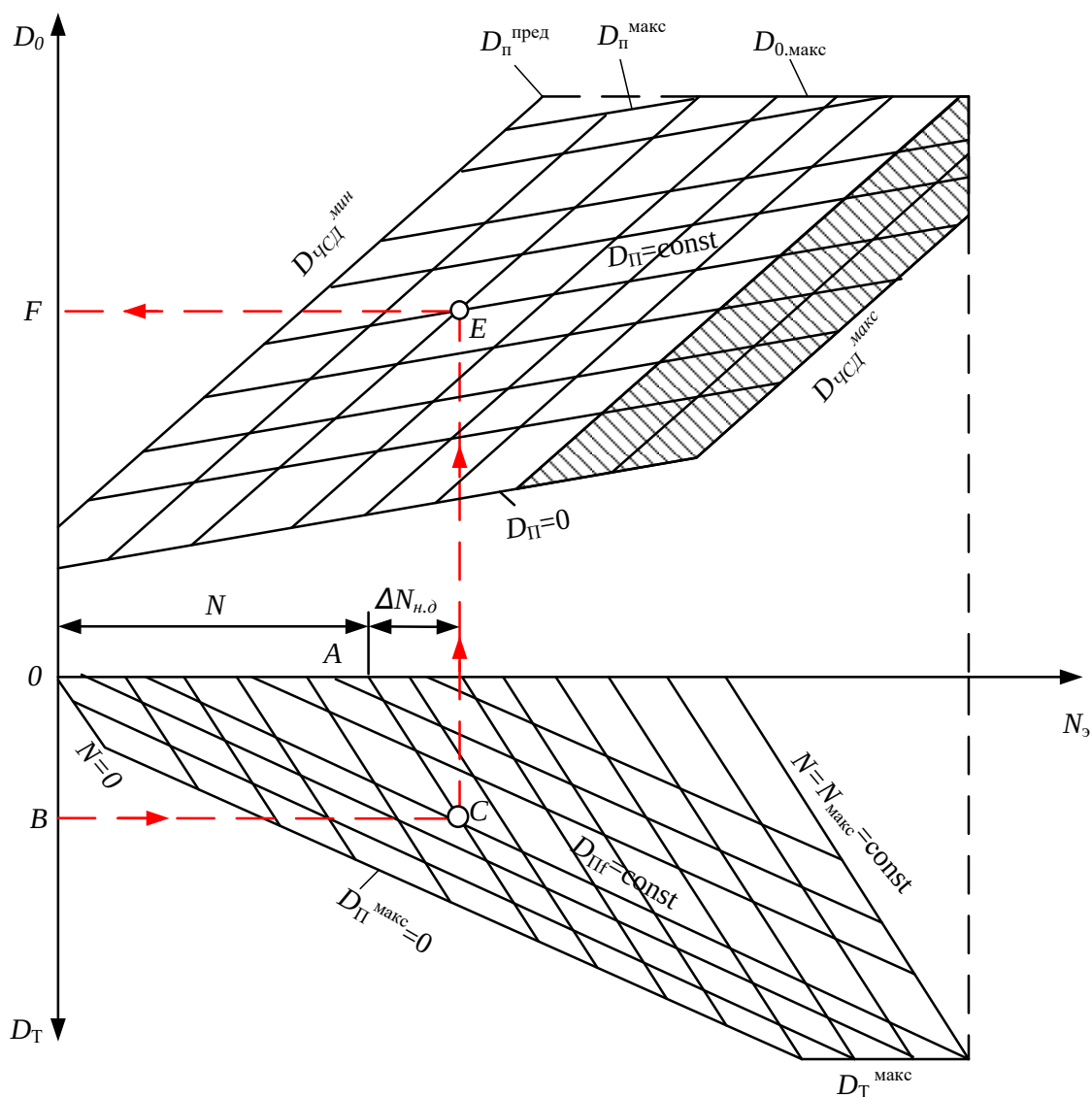


Рисунок 1.26. Диаграмма режимов работы турбины типа ПТ с двумя независимыми регулируемыми отборами пара:

D_{Π} и D_T – расходы пара в верхний (промышленный) и нижний (теплофикационный) отборы; $\Delta N_{\text{н.д}}$ – дополнительная (фиктивная) мощность ЧНД

В нижнем квадранте диаграммы дается сетка линий с большим наклоном, соответствующих линиям постоянной мощности турбины. Иногда в нижнем квадранте диаграммы режимов наносится дополнительная сетка линий с небольшим наклоном, характеризующих максимально возможные расходы пара в производственный отбор.

Нижняя граница в нижнем квадранте диаграммы соответствует нулевому промышленному отбору: $D_{\text{п}} = 0$, т. е. работе только с нижним (отопительным) отбором. Нижняя горизонтальная граница – максимальный расход пара в нижний отбор $D_{\text{т}}^{\text{макс}}$. Заштрихованная область справа в верхнем квадранте диаграммы режимов соответствует зоне повышенного давления пара в камере производственного отбора. Не вся область нижнего квадранта диаграммы реальна: возможное значение расхода пара в нижний отбор зависит от общего баланса расходов пара турбины:

$$D = D_{\text{п}} + D_{\text{т}} + D_{\text{к}}. \quad (1.49)$$

При заданном $D_{\text{п}}$ наибольшее возможное значение расхода пара в нижний отбор $D_{\text{т}}$ имеет место при минимальном допустимом расходе пара через ЧНД в конденсатор. Предельный расход пара в промышленный отбор $D_{\text{п}}^{\text{пред}}$ соответствует максимальному расходу пара на входе турбины $D_0^{\text{макс}}$ и минимальному допустимому расходу пара через ЧСД $D_{\text{ЧСД}}^{\text{мин}}$. Предельный расход в отопительный отбор $D_{\text{т}}^{\text{пред}}$ соответствует максимальному расходу пара $D_{\text{ЧСД}}^{\text{макс}}$ и минимальному допустимому расходу пара через ЧНД в конденсатор $D_{\text{к}}^{\text{мин}}$.

Порядок пользования диаграммой режимов следующий:

- задавая значение $N_{\text{э}}$, находим точку A и от этой точки по наклонной $N = \text{const}$ движемся до пересечения с горизонталью (точка C), соответствующей заданному расходу пара в теплофикационный отбор $D_{\text{т}}$;
- от точки C проводим вертикаль в верхний квадрант до пересечения с линией $D_{\text{п}} = \text{const}$, соответствующей заданному расходу в промышленный отбор $D_{\text{п}}$;
- от точки пересечения E проводим горизонталь до оси ординат и находим расход пара на входе в турбину (точка F).

Диаграмма режимов действительна для параметров пара в отборах, для которых она построена. При отклонении от них следует пользоваться поправочными кривыми, прилагаемыми ко всем диаграммам режимов.

Диаграммы режимов работы турбин с двумя совместно регулируемые отборами пара. Диаграммы режимов работы с двумя совместно регулируемые отборами имеют турбины Т-100-130, Т-175/210-130, Т-250/300-240 и ряд других аналогичных турбин.

Основная идея, заложенная в построении диаграмм режимов этих турбин, аналогична изложенной выше. Эти диаграммы строятся исходя из деления теплофикационных режимов на две группы:

- а) работа по тепловому графику нагрузки;
- б) работа по электрическому графику нагрузки.

При работе турбины по тепловому графику нагрузки определяют электрическую мощность и расход свежего пара. При работе турбины по электрическому графику нагрузки возможно произвольное сочетание тепловой и электрической нагрузок. На рисунке 1.27 представлена диаграмма режимов работы турбины Т-250/300-240 с двумя совместно регулируемыми отборами.

Основная сетка линий верхнего и нижнего квадрантов соответствует режимам работы по тепловому графику нагрузки. При неизменных расходе свежего пара и температуре отпускаемой сетевой воды $t_{п.с}$ уменьшение тепловой нагрузки приводит к увеличению электрической мощности.

Усредненные значения приращения мощности при уменьшении тепловой нагрузки представлены в нижнем квадранте линиями, соответствующими постоянной мощности.

Конденсационный режим с выключенным регулятором давления в отборе соответствует прямой, изображенной в верхнем квадранте диаграммы.

Диаграмма пригодна для определения режимов работы по тепловому и электрическому графикам нагрузки.

При работе по тепловому графику от заданной тепловой нагрузки (точка А) проводится горизонтальная линия до пересечения с линией температуры отпускаемой сетевой воды (точка В). Из точки В проводится вертикальная прямая до линии расхода пара при заданной температуре сетевой воды (точка Г), проекция этой точки на ось ординат позволяет определить расход пара на турбину (точка Д), а пересечение вертикальной прямой ВГ с осью абсцисс в точке В позволяет найти мощность, вырабатываемую на тепловом потреблении.

При работе по электрическому графику и с тепловой нагрузкой сначала по значениям Q_T и $N_э$ находят точку пересечения их на диаграмме (точка В₁). Затем вдоль линии постоянной мощности опускаются до точки пересечения с линией температуры отпускаемой сетевой воды (точка Г₁). Далее в точке Д₁ определяется расход пара на турбину при данном режиме.

Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара. Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины $N_э$, тепловой нагрузкой Q_T , расходом пара на турбину D_0 , температурой сетевой воды t_{2c} , идущей потребителю:

$$F(N_э, Q_T, D_0, t_{2c}) = 0. \quad (1.50)$$

Диаграмма режимов строится по методу разделения расхода свежего пара на два потока: *теплофикационный* D_{0T} и *конденсационный* D_{0K} .

Соответственно мощность турбины условно принимается равной сумме мощностей теплофикационного $N_{э.Т}$ и конденсационного $N_{э.К}$ потоков. С учетом этого зависимость (1.50) можно представить в следующем виде:

$$D_0 = f_2(N_{э.Т}, t_{2c}) + f_3(N_{э.К}). \quad (1.51)$$

Диаграмму режимов строят в трех квадрантах (рис. 1.28). В первом (левом верхнем) изображают зависимость расхода пара на турбину от тепловой нагрузки при работе по тепловому графику $D_{0T} = f_1(Q_T, t_{2c})$. Во втором (правом верхнем) квадранте представляют зависимость расхода пара на

турбину от ее мощности при различных значениях t_{2c} и работе по тепловому графику $D_{0T} = f_2(N_{эл}, t_{2c})$.

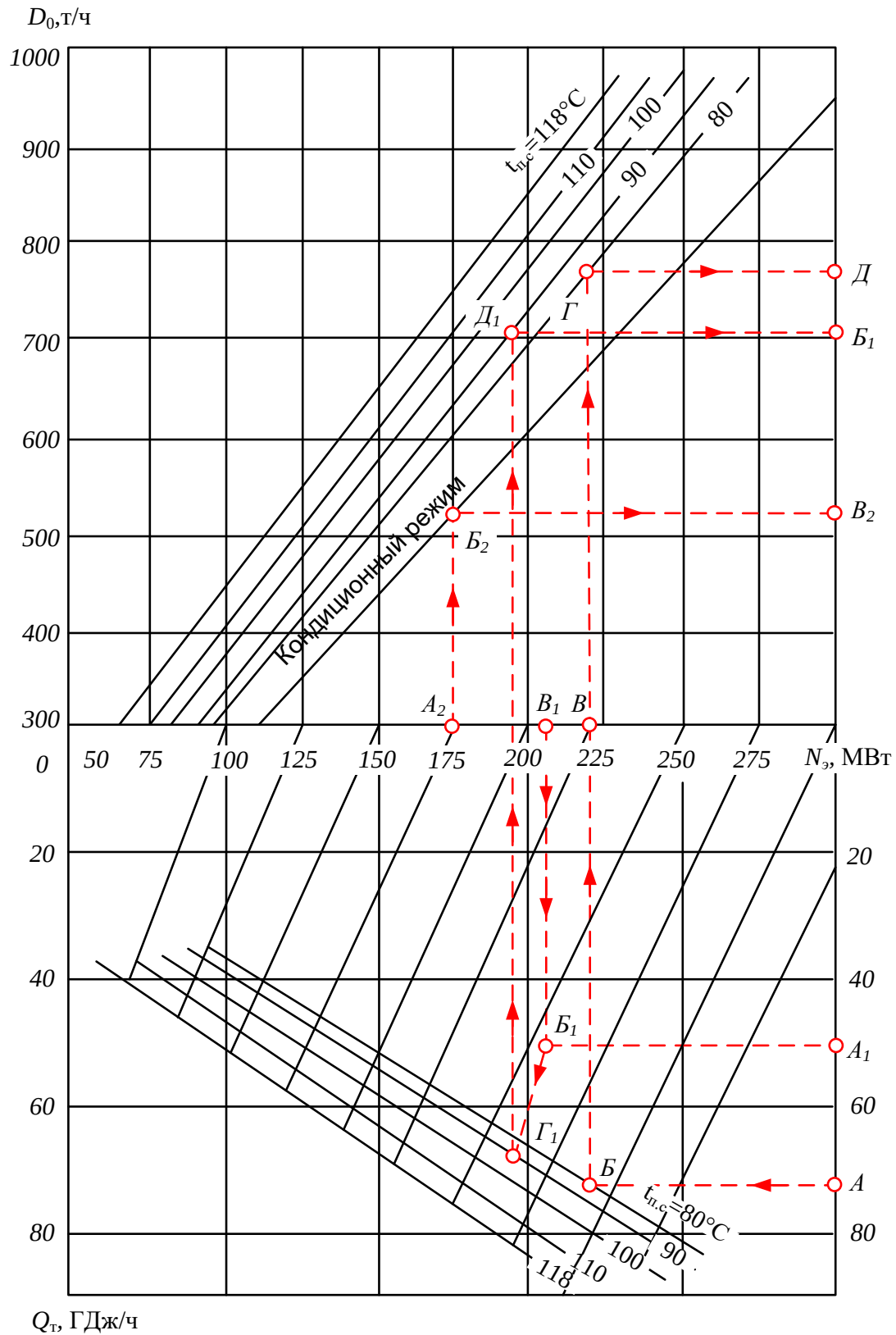


Рисунок 1.27. Диаграмма режимов работы турбины Т-250/300-240 с двумя совместно регулируемым отборами пара

Третий (нижний) квадрант характеризует работу турбины по электрическому графику и выражает зависимость конденсационного расхода пара от мощности, вырабатываемой этим потоком $D_{0к} = f_3(N_{э.к})$. Общий расход пара на турбину в соответствии с (1.51) находят суммированием расходов пара, полученных во втором и третьем квадрантах. В третьем квадранте наносят также линию чисто конденсационного режима турбины без тепловой нагрузки (линия a), которая лежит ниже линий $D_{0к} = f_3(N_{э.к})$.

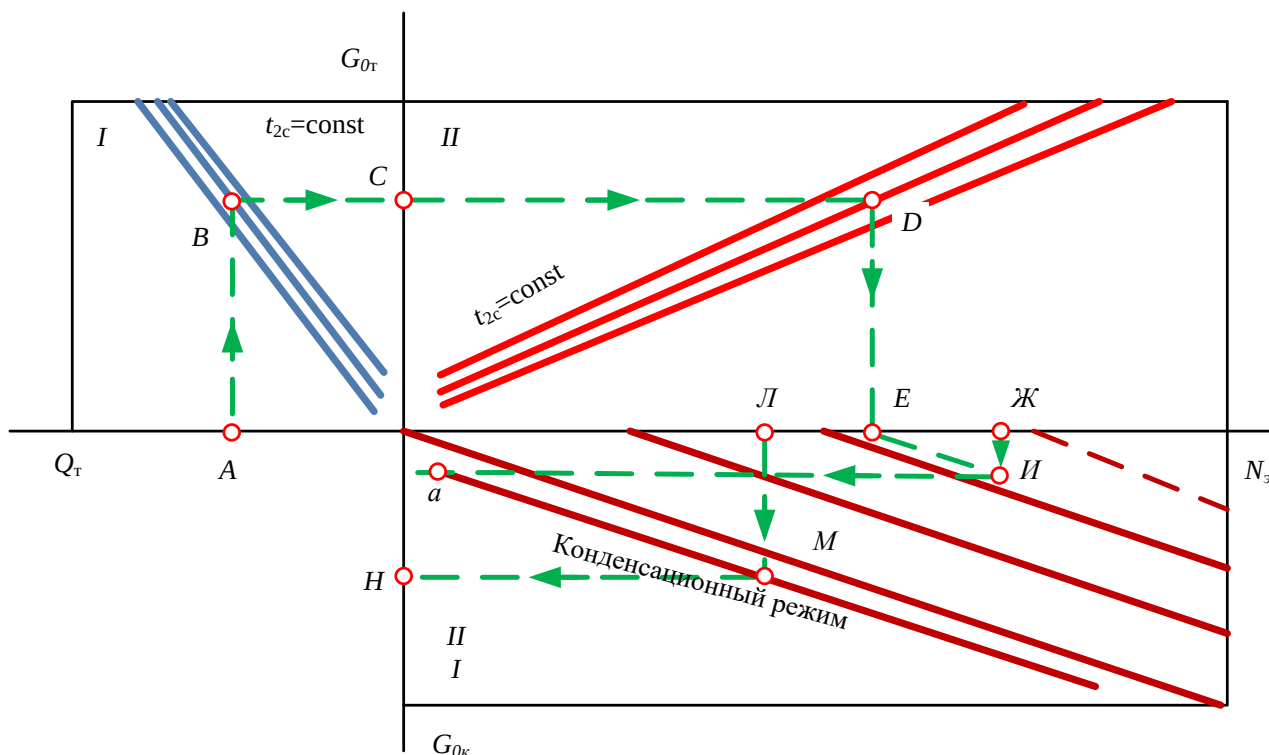


Рисунок 1.28. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара

Приведем примеры использования диаграммы режимов турбины с двумя отопительными отборами пара:

1) определение мощности турбины и расхода пара при работе турбины по тепловому графику и при известных тепловой нагрузке Q_T и температуре сетевой воды t_{2c} .

По заданным значениям Q_T и t_{2c} проводят в квадрантах I и II ломаную ABCDE (см. рис. 1.28). В квадранте I в точке C находят расход пара D_{0T} , а в квадранте II в точке E – мощность турбины $N_э$;

2) определение расхода пара на турбину, работающую по конденсационному режиму, при известных тепловой нагрузке Q_T , мощности $N_э$ и температуре сетевой воды t_{2c} .

По заданным значениям Q_T и t_{2c} аналогично предыдущей задаче определяют мощность $N_{э.т}$, вырабатываемую теплофикационным потоком пара. Разность между заданной мощностью $N_э$ и найденным значением $N_{э.т}$, определяет мощность $N_{э.к}$ развиваемую конденсационным потоком пара. Ей соответствует отрезок EЖ на рисунке 1.28. Тогда, проводя из точки E линию,

эквидистантную зависимости $D_{0к} = f_3(N_{э.к})$, в точке *И* ее пересечения с линией $N_э = const$ находят расход конденсационного потока пара (ордината точки *И* в квадранте *III* на рис. 1.28).

Расход пара на турбину определяют суммированием значений $D_{0к}$ и $D_{0т}$;

3) определение расхода пара на турбину при работе ее на чисто конденсационном режиме по заданной мощности $N_э$.

В квадранте *III* по известной мощности $N_э$ и кривой *a* определяют искомое значение расхода пара $D_{0к}$ (линия *ЛМН*).

1.11. Примеры

Пример 1.1. Рассчитать переменные режимы работы паровой турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением.

Дано: Параметры свежего пара: $p_{00} = 12,7$ МПа, $t_{00} = 565$ °С, $h_0 = 3516$ кДж/кг, давление отработавшего пара в выходном патрубке $p_z = 2,3$ МПа, давление перед последней ступенью при расчетном расходе пара $p_{z0} = 2,9$ МПа. Критическое давление для последней ступени $p_{z\text{ кр}} = 1,61$ МПа, отношение давлений для всей проточной части $\varepsilon_{кр}^{гр} = \frac{1,61}{12,7} = 0,1265$.

Решение: Поскольку противодавление в турбине и отношение $\varepsilon_{кр}^{гр} \leq \frac{2,3}{12,3} = 0,1870 \leq 1$ велики, при определении давления за дроссельным клапаном будем пользоваться уточненной формулой из учебника [9]:

$$D_{п} = \sqrt{\frac{1 - (p_z/p_0)^2 - 2\varepsilon_{кр}^{гр}(1 - p_z/p_0)}{1 - (p_{z0}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{кр}^{гр}(1 - p_{z0}/p_{00})}}.$$

Критическое отношение давлений для последней ступени при нулевой степени реактивности составляет 0,546. Следовательно, зависимость относительного расхода пара q от давления перед ступенью нужно находить по [19]:

$$D_{п} = \frac{1 - \varepsilon_{кр}^{ст}}{\left[1 - (p_{z0}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{кр}^{гр}(1 - p_{z0}/p_{00})\right]^{\frac{1}{2}}}.$$

Из этой зависимости определяют давление перед последней ступенью для каждого расхода пара, по найденному давлению в h, s -диаграмме находят располагаемый теплоперепад ступени H_{0z} , по теплоперепаду (при $n = const$) – отношение u/c_ϕ , экономичность ступени и соответствующий использованный теплоперепад $H_{из}$.

Считая, что внутренний КПД ступеней турбины, за исключением последней, сохраняется постоянным, равным 0,82, и, имея зависимость

использованного теплоперепада H_{iz} от располагаемого теплоперепада последней ступени H_{0z} (рис. 1.29), нетрудно определить внутреннюю мощность турбины при различных расходах пара.

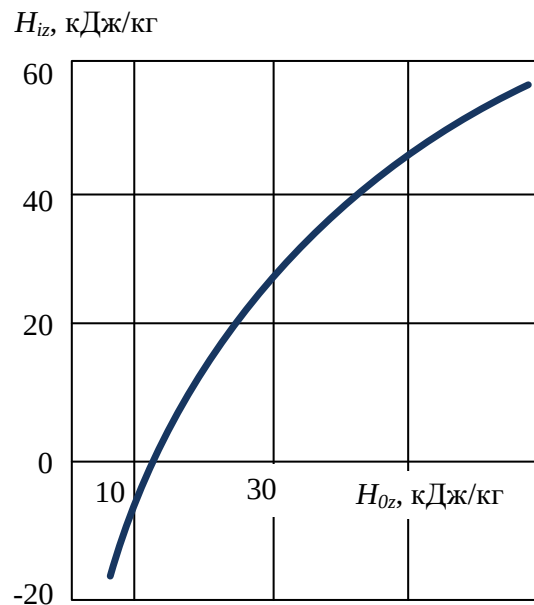


Рисунок 1.29. Изменение использованного теплоперепада последней ступени турбины с противодавлением в зависимости от ее располагаемого теплоперепада (к примеру расчета)

Основные результаты расчета приведены в таблице 1.6 и показаны в виде кривых на рисунке 1.30.

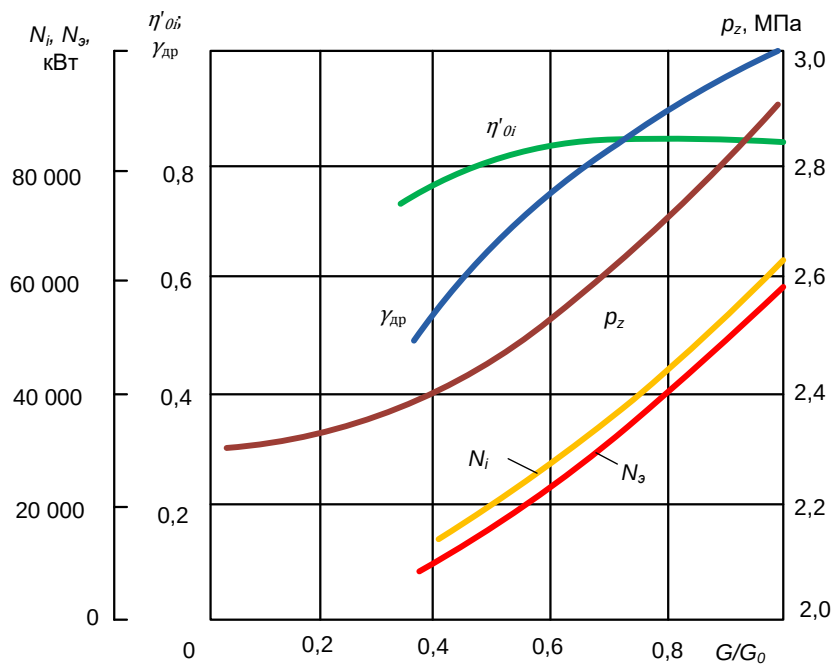


Рисунок 1.30. Результаты расчета переменного режима работы турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением

Таблица 1.6. Пример расчета переменных режимов работы турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением

Показатель	Относительный расход пара через турбину G/G_0						
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Абсолютный расход пара D , кг/с	58,8	73,5	88,2	102,9	117,6	132,3	147,0
Давление за дроссельным клапаном p_0 , МПа	5,30	6,48	7,72	8,98	10,25	11,42	12,70
Располагаемый теплоперепад всей проточной части H_0' , кДж/кг	275	332	374	420	452	482	506
Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$	0,544	0,656	0,719	0,830	0,893	0,951	1,000
Давление перед последней ступенью p_{0z} , МПа	2,40	2,46	2,52	2,61	2,70	2,79	2,90
Теплоперепад проточной части H_0'' до давления перед последней ступенью, кДж/кг	264	317	352	387	412	430	446
Использованный теплоперепад проточной части без последней ступени H_i'' , кДж/кг	215	260	289	317	338	353	366
Располагаемый теплоперепад последней ступени H_{0z} , кДж/кг	11	16	22	33	40	52	60
Использованный теплоперепад последней ступени H_{iz} , кДж/кг	-5	4	14	28	36	46	52
Использованный теплоперепад всей турбины H_{0z} , кДж/кг	211	264	303	345	374	399	418
Коэффициент полезного действия проточной части η'_{oi}	0,765	0,793	0,810	0,821	0,827	0,827	0,826
Внутренняя мощность турбины N_i , кВт	12400	19400	26730	35500	44000	52800	61450
Механические потери ΔN_m , кВт	700	700	700	700	700	700	700
Потери в электрическом генераторе, $\Delta N_{э.г.}$, кВт	770	800	860	970	1045	1230	1540
Электрическая мощность $N_{э.}$, кВт	10930	17900	25170	33930	42255	50870	59210

1.12. Контрольные вопросы к Разделу 1

1. Выделите на графике суточной нагрузки (см. рис. 1.5) пиковую, полупиковую и базовую зоны.
2. Что называют нерасчетным режимом работы паровой турбины?
3. Какими являются характеристики переменного режима по числу определяющих параметров?
4. Каким показателем оценивается напряженность работы электростанций?
5. Назовите факторы, определяющие маневренные характеристики котлов и турбин.
6. Чем определяется регулировочный диапазон энергоблока?
7. Назовите способы прохождения минимальной нагрузки на ТЭС.
8. Назовите способы регулирования нагрузки энергоблоков, укажите достоинства и недостатки каждого из них.
9. Каково назначение основных элементов пусковой схемы блока мощностью 800 МВт?
10. Какие преимущества и недостатки имеет моторный режим работы энергоблока по сравнению с режимом ГВР?
11. Перечислите способы получения пиковой мощности, применяемые на ТЭС.
12. Поясните физический смысл удельного прироста расхода пара применительно к паровой характеристике турбоагрегата.
13. Покажите, как пользоваться диаграммой режимов (см. рис. 1.28) при работе турбоустановки по электрическому графику.
14. Что в общем случае называют диаграммой режимов работы паровой турбины?
15. Какие самостоятельные графики входят в диаграмму режимов?
16. Что выражает диаграмма режимов (рис. 1.28: *а* – турбины с противодавлением, *б* – турбины с одним регулируемым отбором пара, *в* – турбины с двумя регулируемыми отборами пара, *г* – турбины с двумя отопительными отборами пара)?
17. Что такое коэффициент недовыработки мощности паром отбора?
18. Что такое коэффициент холостого хода?
19. Для каких наиболее характерных режимов работы турбины выполнены диаграммы режимов работы турбины с одним регулируемым отбором пара?
20. Наиболее характерные примеры использования диаграммы режимов турбины с двумя отопительными отборами пара?

РАЗДЕЛ 2. АВАРИЙНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ТЭС

2.1. Аварийные режимы работы ПТУ ТЭС

Аварийные режимы работы турбины характеризуются опасным изменением состояния турбоагрегата и возникновением ситуаций, которые могут привести к повреждению отдельных элементов турбинной установки. При возникновении аварийного режима турбина останавливается или незамедлительно выполняются операции по предупреждению опасного развития ситуации.

Особую опасность представляют случаи *разгона турбины*, когда резко (пропорционально квадрату скорости вращения) возрастают напряжения от центробежных сил в деталях ротора, а также ситуации, при которых могут возникнуть повреждения элементов турбины и сильные задевания в проточной части. Причинами таких повреждений могут быть *гидравлические удары* в турбине, а также аварийные режимы, характеризующиеся внезапным появлением *сильной вибрации*, недопустимыми величинами *осевого сдвига* и *относительного изменения длины ротора*, прослушиванием ударов в проточной части. В этих случаях требуется немедленный *останов турбины с ускоренным торможением ротора*, что достигается за счет срыва вакуума в конденсаторе. Останов со срывом вакуума необходим также при аварийном нарушении режима работы системы смазки, когда появляется опасность возникновения сухого трения вала в подшипниках и их выплавления.

Необходимость срыва вакуума при останове турбины определяется местной инструкцией в соответствии с указанием завода-изготовителя. Обычно аварийный останов со срывом вакуума производится в следующих оговоренных ПТЭ [18] случаях:

- 1) при повышении скорости вращения ротора турбины сверх предела (сверх уставки срабатывания автомата безопасности);
- 2) при недопустимых осевом сдвиге и относительном изменении длины ротора;
- 3) недопустимого изменения положения роторов относительно цилиндров;
- 4) при недопустимом (до третьего предела) снижении давления масла в системе смазки или уровня в масляном баке, а также при недопустимом (до 75 °С) повышении температуры масла на сливе из любого подшипника, подшипников уплотнений вала генератора, любой колодки упорного подшипника турбоагрегата;
- 5) при внезапном появлении сильной вибрации турбоагрегата;
- 6) при слышимых металлических звуках и необычных шумах внутри турбины;
- 7) воспламенении масла и водорода на турбоагрегате и невозможности немедленно ликвидировать пожар имеющимися средствами;

8) при появлении искр или дыма из подшипников и концевых уплотнений турбины или генератора, а также недопустимого понижения перепада давлений «масло-водород» в системе уплотнений вала турбогенератора;

9) отключения всех масляных насосов системы водородного охлаждения турбогенератора (для безынжекторных схем маслоснабжения уплотнений);

10) отключения турбогенератора из-за внутреннего повреждения;

11) недопустимого повышения давления в конденсаторе;

12) при появлении признаков гидравлического удара в турбине (признаками гидравлического удара являются резкое снижение температуры свежего пара, появление влажного пара из фланцев регулирующих клапанов, металлический шум и удары в турбине, а также гидравлические удары в паропроводах свежего пара и линии промперегрева);

13) недопустимого снижения расхода или полного прекращения протока охлаждающей воды на газоохладители и через статор турбогенератора;

14) исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления или на всех КИП.

Заброс воды в турбину может также произойти по паропроводу отбора в случае разрыва трубок, переполнения корпуса подогревателя и неполного закрытия обратного клапана на паропроводе. При этом возникают *гидравлические удары* в паропроводе отбора и происходит резкое снижение температуры нижней части цилиндра и его коробление. При забросе воды в турбину может произойти резкое увеличение осевого усилия и выплавление упорного подшипника с последующим осевым сдвигом. Поэтому при наличии хотя бы одного признака заброса воды турбина должна быть экстренно остановлена и тщательно прослушена. Если при выбеге ротора будут слышны задевания в проточной части, турбину следует вывести в ремонт.

Аварийный останов турбины без срыва вакуума производится в случаях, когда для предупреждения опасного развития ситуации достаточно прекратить подачу пара в турбину и отключить генератор, а именно:

- при аварийном изменении параметров свежего пара и пара промперегрева;

- при недопустимом ухудшении вакуума;

- при перегрузке последней ступени турбины с противодавлением;

- при внезапном падении давления водорода, если нельзя быстро ликвидировать утечку;

- при уменьшении перепада давления «масло-водород» в системе уплотнения генератора ниже предельной величины;

- при появлении дыма из генератора или возбuditеля.

Выход начальных и конечных параметров пара за определенные пределы опасен из-за возможности:

- перегрузки отдельных ступеней турбины;

- снижения длительной прочности металла;

- недопустимого изменения осевых зазоров и задеваний в проточной части;

- роста осевых усилий и чрезмерного разогрева цилиндра низкого давления;

- появления сильной вибрации.

Аварийное уменьшение перепада давления «масло-водород» может явиться причиной разуплотнения генератора и большой утечки водорода, который в определенной пропорции с воздухом образует взрывоопасную смесь.

Появление искр или дыма из генератора, работающего с воздушным охлаждением, является признаком пожара обмоток генератора. В этом случае после отключения генератора и гашения магнитного поля необходимо принять немедленные меры для тушения пожара.

Турбина также должна быть *разгружена или остановлена* в течение времени, определяемого техническим руководителем электростанции (главным инженером ТЭС), в следующих случаях:

1) при обнаружении неисправностей в системе регулирования, препятствующих нормальной работе турбины;

2) заедания стопорных клапанов свежего пара или пара после промпрегрева;

3) заедания регулирующих клапанов или обрыва их штоков; заедания поворотных диафрагм или обратных клапанов отборов;

4) при нарушении нормальной работы вспомогательного оборудования, схемы и коммуникаций установки, если устранение причин нарушений невозможно без останова турбины;

5) увеличения вибрации опор свыше 7,1 мм/с;

6) выявления неисправности технологических защит, действующих на останов оборудования;

7) при обнаружении свищей, разрывов и трещин в неотключаемых трубопроводах пара, основного конденсата и питательной воды, а также в маслопроводах;

8) отклонения качества свежего пара по химическому составу от норм;

9) при значительном нарушении водяной плотности конденсатора;

10) обнаружения недопустимой концентрации водорода в картерах подшипников, токопроводах, маслобаке, а также превышающей норму утечки водорода из корпуса турбогенератора.

В значительной части рассмотренных случаев аварийного останова со срывом и без срыва вакуума происходит *срабатывание соответствующих средств защиты турбоагрегата и автоматическое закрытие стопорных и регулирующих клапанов*. После этого следует выполнить все другие необходимые операции по останову турбины.

Аварийные ситуации могут возникнуть также при набросах и сбросах нагрузки, отключении подогревателей питательной воды, потере напряжения в линиях собственных нужд.

Допустимые оптимальные изменения нагрузки определяются в процессе проектирования и наладки оборудования, приводятся в инструкциях по эксплуатации.

Допустимые нагрузки – это те нагрузки, при которых практически не происходит образования трещин и разрушения элементов оборудования.

Оптимальные скорости изменения нагрузок меньше допустимых позволяют продлить срок службы оборудования и определяются из опыта эксплуатации.

Скорость изменения температуры пара не должна превышать:

- 1) скорость повышения температуры насыщения в барабане котла – 3 °С/мин;
- 2) скорость повышения температуры острого пара – 8 °С/мин – ниже 500 °С, 3 °С/мин – выше 500 °С;
- 3) скорость изменения температуры в барабане котла – 1,5 °С/мин;
- 4) скорость изменения температуры пара перед турбиной – 8 °С/мин – ниже 500 °С, 3 °С/мин – выше 500 °С;
- 5) скорость прогрева стопорного клапана и пароперепускных труб – 15 °С/мин;
- 6) скорость прогрева элементов цилиндра – 3 °С/мин.

2.2. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками

В практике эксплуатации паротурбинных установок тепловых и атомных электростанций, а также в процессе эксплуатации транспортных паротурбинных установок, могут иметь место случаи, когда возникает необходимость в оценке возможностей аварийного турбоагрегата. В данном случае под аварийным агрегатом понимается такой, у которого произошла поломка лопаточного аппарата, приведшая к удалению рабочих лопаток регулировочной, или промежуточной, или последней ступени или всех лопаток указанных ступеней.

Работа турбоагрегата с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части турбин разрешается только на режимах, исключающих перегрузку оставшихся ступеней или их работу при недопустимой температуре пара, а также перегрузку упорных подшипников турбин.

Частичное удаление рабочих лопаток одной или нескольких ступеней допускается, если:

- общее количество удаляемых лопаток одной ступени не превышает 5 %;
- в каждом пакете остается не менее 4 ÷ 5 лопаток;
- обеспечиваются надежное крепление оставшихся лопаток;
- обеспечивается динамическая уравновешенность ротора.

В остальных случаях повреждения рабочих лопаток, а также при удалении диафрагмы должны удаляться все рабочие лопатки поврежденной ступени.

При назначении *режима работы поврежденного агрегата* до получения указаний от главного инженера ТЭС необходимо:

- при удалении рабочих лопаток регулировочной ступени снижать температуру и расход свежего пара до величин, при которых температура и давление пара за регулировочной ступенью будут устанавливаться такие же, как при работе на номинальном режиме;

- при удалении рабочих лопаток (диафрагмы) последней ступени ТНД повышать давление в конденсаторе до величины, соответствующей давлению перед лопатками (диафрагмой) последней ступени при работе неповрежденной турбины;

- при удалении рабочих или направляющих лопаток промежуточной ступени снижать расход пара на турбоагрегат так, чтобы его мощность уменьшалась на величину полуторной мощности удаленных ступеней;

- при эксплуатации турбин с удаленными деталями проточной части необходимо обращать особое внимание на работу упорных подшипников турбин, а при удалении деталей последней ступени – также на тепловое состояние конденсатора.

Таким образом, при удалении рабочих лопаток или всей ступени турбины необходимо ответить на ряд вопросов:

1. Что ограничивает использование агрегата?

2. Можно ли использовать аварийный турбоагрегат без полного ремонта, а только с удаленной аварийной ступенью (удаленными рабочими лопатками ступени)?

3. Насколько уменьшится максимальная мощность турбины и ее частота вращения?

Рассмотрим работу турбоагрегата конденсационной тепловой электростанции, что способствует лучшему усвоению алгоритма расчета и пониманию сущности расчетов.

Ограничениями для использования турбоагрегата в данном случае могут быть:

- дисбаланс ротора;
- возникновение напряжений в элементах аварийного турбоагрегата, превышающих предельно-допустимые значения.

Опыт показывает, что удаление рабочих лопаток ступени не повышает дисбаланс турбины, поэтому в данном случае он не ограничивает использование турбоагрегата, а напряжения в элементах аварийной турбины могут стать ограничивающим фактором на ее использование.

Аварийный режим работы турбоагрегата будем рассматривать как нерасчетный режим. В основу расчетов положены известные формулы *А. Стодолы*, показывающие зависимость расхода рабочего тела от его параметров, теоретически эти формулы обоснованы *Г. Флюгелем* (отсюда название формул – *Стодолы–Флюгеля*):

- для до критического течения потока рабочего тела через ступень:

$$\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0P}}{T_0} \cdot \frac{p_2}{p_{2p}} \cdot \frac{(p_0 - p_2)}{(p_{0p} - p_{2p})}; \quad (2.1)$$

- для критического и сверхкритического течения потока рабочего тела:

$$\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0P}}{T_0} \cdot \left(\frac{p_0}{p_{0p}}\right)^2, \quad (2.2)$$

где G_p – массовый расход рабочего тела на расчетном режиме;

G – массовый расход рабочего тела на нерасчетном режиме;

T_{0p} , T_0 – температура рабочего тела перед турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах;

p_{0p} , p_0 – давление рабочего тела перед турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах;

p_{2p} , p_2 – давление рабочего тела за турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах.

Рассмотрим работу турбины, у которой удалены рабочие лопатки промежуточной и последней ступеней. В этом случае условие отсутствия сверхдопустимых напряжений в диафрагмах будет выполняться при следующем равенстве:

$$p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1, \quad (2.3)$$

где p_{0a} – давление рабочего тела перед турбинной ступенью в аварийном турбоагрегате;

p_1 , p_{1a} – давление рабочего тела за направляющим (сопловым) аппаратом в исправном и аварийном турбоагрегате соответственно.

2.2.1. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками одной ступени

При удалении рабочих лопаток турбинной ступени (рис. 2.1 и 2.2) кинетическая энергия, приобретенная рабочим телом в направляющем аппарате, не используется для производства полезной работы. Скорость потока рабочего тела теряется, и кинетическая энергия переходит в тепло. Если принять, что отсутствует теплообмен с окружающей средой, то энтальпия рабочего тела повышается до величины, соответствующей при входе в аварийную ступень.

Если не менять расход рабочего тела через турбину, то есть $G_a = G$, то температура пара (при условии, что пар не влажный) перед ступенью, находящейся за аварийной, повысится. Согласно формулы (2.1):

$$\left(\frac{G_a}{G}\right)^2 = \frac{T_0}{T_{0a}} \cdot \frac{p_{2a}}{p_2} \cdot \frac{(p_{0a} - p_{2a})}{(p_0 - p_2)} = 1, \quad (2.4)$$

это вызовет некоторое повышение давления пара и теплоперепада в ней.

Однако увеличение давления и теплоперепадов в ступенях, следующих за аварийной, незначительно, и при количественной оценке работы аварийной турбины ими можно пренебрегать.

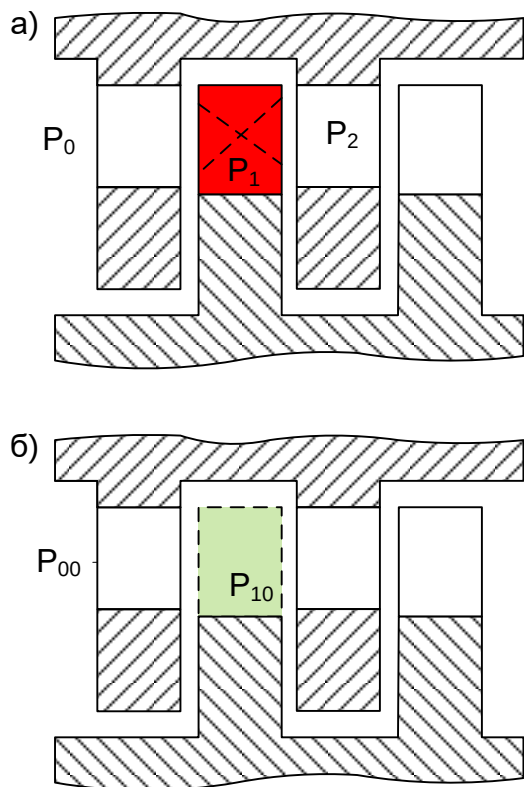


Рисунок 2.1. Турбинная ступень до аварии (а), после аварии (б) (удалены рабочие лопатки)

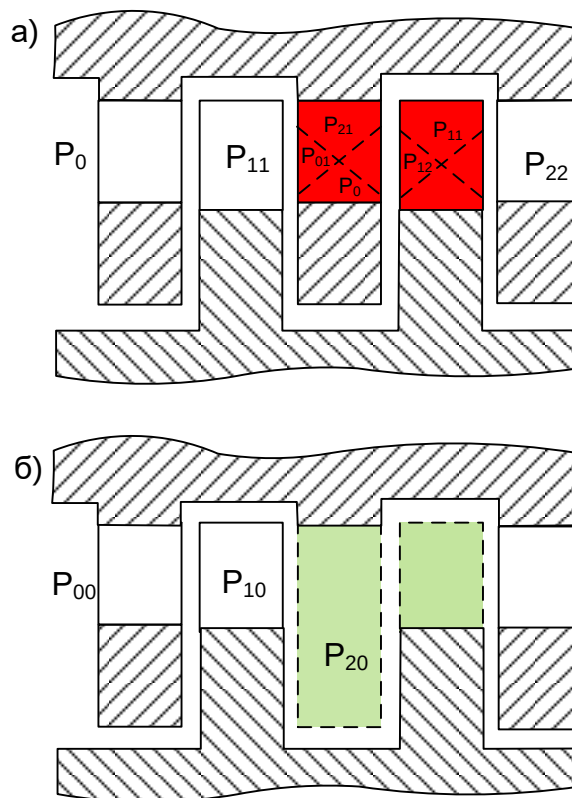


Рисунок 2.2. Турбинная ступень до аварии (а), после аварии (б) (удалена ступень)

На h,s -диаграмме процесс расширения рабочего тела в турбине показан на рисунке 2.3.

Если предположить, что в нормальных условиях аварийная ступень имела *степень реактивности* $\rho \cong 0$, то тогда давление пара за диафрагмой p_1 равно давлению пара p_2 за ступенью – $p_1 = p_2$. При удалении рабочих лопаток и неизменном расходе рабочего тела, *условия работы диафрагмы аварийной ступени практически не изменяются*, так как давление $p_{1a} = p_2$, а $p_2 = p_1$ (см. рис. 2.4) и разность давлений $p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1$.

В этом случае применять специальные ограничения в работе аварийной турбины не требуется.

Мощность турбины уменьшается на величину мощности аварийной ступени с учетом снижения КПД аварийного турбоагрегата:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}, \quad (2.5)$$

где N_{ea} – мощность аварийного турбоагрегата;

$N_{ea}^{ст}$ – мощность аварийной ступени;

η_e, η_{ea} – КПД исправного турбоагрегата и аварийного соответственно.

По известной формуле, определяющей зависимость между частотой вращения вала и мощности двигателя, можно найти частоту вращения валопровода аварийного турбоагрегата:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} \quad (2.6)$$

и определить частоту вращения вала генератора при аварийном турбоагрегате.

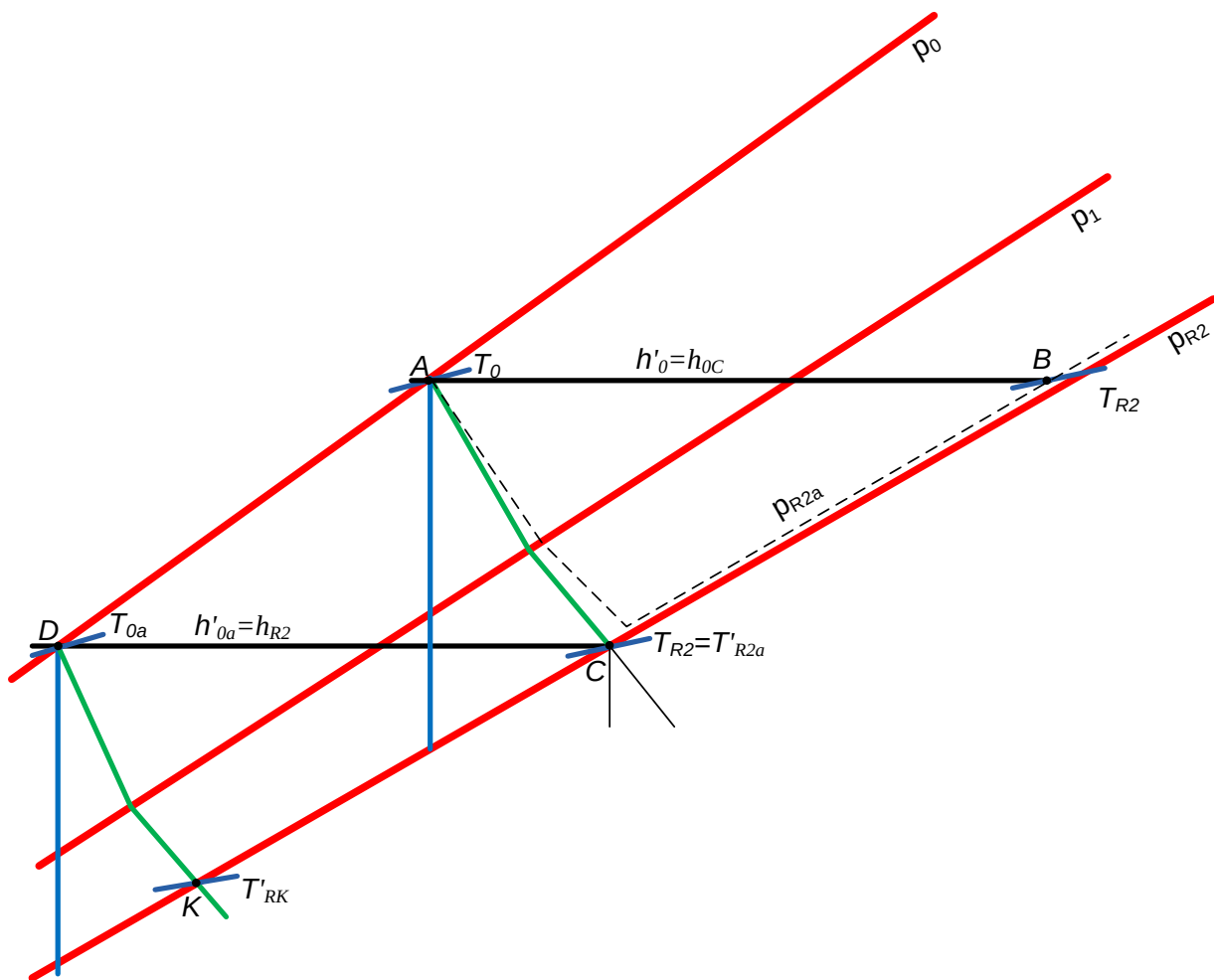


Рисунок 2.3. Процесс расширения пара в регулировочной ступени при удалении рабочих лопаток

Сложность заключается в определении КПД аварийного турбоагрегата. При оценочных расчетах можно принять, что $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 0,98 \div 1,0$.

Рассмотрим ступень, которая до удаления рабочих лопаток имела степень реактивности $\rho > 0$. Процесс расширения рабочего тела показан на

рисунке 2.5. В этом случае давление пара за диафрагмой $p_1 \neq p_2$. После удаления рабочих лопаток и при неизменном расходе пара давление за диафрагмой понизится и станет равным величине p_{1a} , которая приблизительно равна p_2 . В результате разность давлений $p_{0a} - p_{1a} > p_0 - p_1$ и диафрагма аварийной ступени будет перегружена.

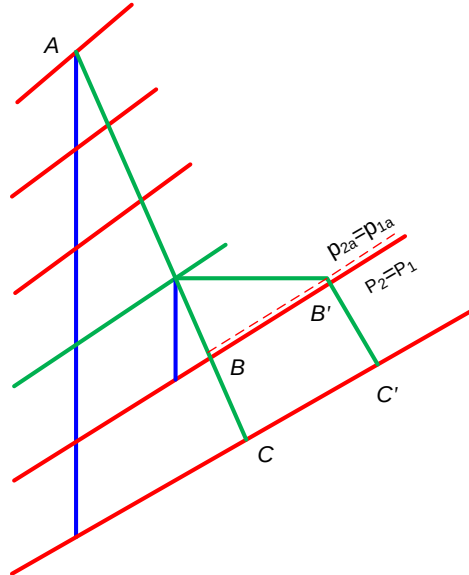


Рисунок 2.4. Процесс расширения пара в турбине до удаления рабочих лопаток и после при $G_a = G$ и $\rho = 0$

В целях выполнения условий безопасной работы диафрагмы необходимо так уменьшить расход пара G'_a в аварийной турбине, чтобы выполнялось равенство $p'_{0a} - p'_{1a} = p_0 - p_1$.

Если принять $\frac{T_{0a}}{T_0} \approx 1$, то выражение (2.4) запишется в виде:

$$\left(\frac{G'_a}{G}\right)^2 = \frac{p'_{1a}}{p_1} \cdot \frac{p'_{0a} - p'_{1a}}{p_0 - p_1}. \quad (2.7)$$

Согласно принятому условию $\frac{p'_{0a} - p'_{1a}}{p_0 - p_1} = 1$, и тогда расход рабочего тела в аварийном турбоагрегате должен быть не больше:

$$G'_a = G \sqrt{\frac{p'_{1a}}{p_1}}. \quad (2.8)$$

Для последней ступени турбоагрегата $p'_{1a} = p_2 = p_z = const$, формулу (2.8) можно переписать в следующем виде:

$$G'_a = G \sqrt{\frac{p_z}{p_1}}. \quad (2.9)$$

При определении нового расхода рабочего тела, когда удалены рабочие лопатки промежуточной ступени, величина давления пара p'_{1a} не известна.

В промежуточной ступени многоступенчатой турбины давление пара перед и за ней изменяется приблизительно пропорционально расходу.

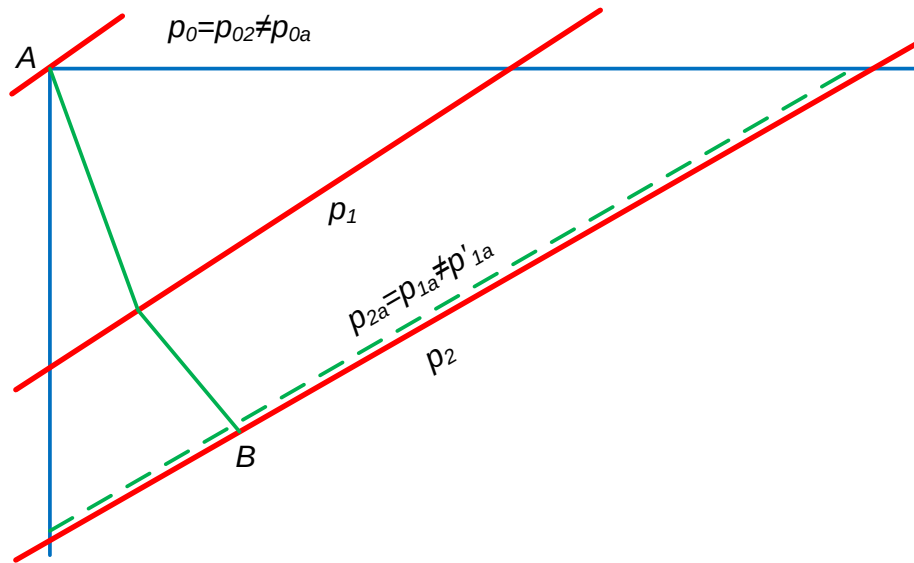


Рисунок 2.5. Процесс расширения пара в турбинной ступени с $\rho > 0$ до удаления рабочих лопаток и после при $G_a = G$

Из формулы Стодола–Флюгеля следует [14]:

$$\left(\frac{G'_a}{G_a}\right)^2 = \frac{T_{0a}}{T'_{0a}} \cdot \left(\frac{p'_{1a}}{p_{1a}}\right)^2 \cdot \frac{\left(\frac{p'_{0a}}{p'_{1a}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{p_{0a}}{p_{1a}}\right)^2 - 1}. \quad (2.10)$$

С учетом $\frac{T_{0a}}{T'_{0a}} \approx 1$ и выше изложенного, то есть $\frac{p'_{0a}}{p'_{1a}} \approx \frac{p_{0a}}{p_{1a}}$, можно получить:

$$p'_{1a} = p_{1a} \cdot \frac{G'_a}{G_a}. \quad (2.11)$$

В рассматриваемом случае $G_a = G$, а $p'_{1a} = p_2$, тогда:

$$p'_{1a} = p_2 \cdot \frac{G'_a}{G_a}. \quad (2.12)$$

Подставив формулу (2.12) в (2.8) получим:

$$G'_a = G \cdot \frac{p_2}{p_1}. \quad (2.13)$$

Таким образом, по формуле (2.13) можно *определить расход рабочего тела в турбоагрегате с удаленными рабочими лопатками промежуточной ступени, при котором будет выполняться условие безопасной работы диафрагмы аварийной ступени.*

Все полученные формулы для определения расхода рабочего тела справедливы в случае докритического режима течения.

При сверхкритическом течении рабочего тела в каналах направляющего аппарата аварийной ступени до и после аварии зависимость между давлениями и расходом, согласно формулы (2.2) и с учетом $\frac{T_{0a}}{T'_0} \approx 1$, имеет вид:

$$\frac{G_a}{G} = \frac{p_{0a}}{p_0}. \quad (2.14)$$

Если $G_a = G$, то условие прочности $p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1$ не соблюдается, необходимо уменьшить расход до величины G'_a .

Из формулы (2.14) можно получить:

$$p'_{0a} = \frac{G_a}{G} \cdot p_0. \quad (2.15)$$

Условие безопасной работы диафрагмы запишется как:

$$p_0 \cdot \frac{G'_a}{G} - p'_{1a} = p_0 - p_1, \quad (2.16)$$

Откуда

$$G'_a = G \left(1 - \frac{p_1 - p'_{1a}}{p_0} \right). \quad (2.17)$$

Учитывая, что для последней ступени турбоагрегата $p'_{1a} = p_z$, а для промежуточной $p'_{1a} = p_z \cdot \frac{G'_a}{G}$ [см. формулу (2.12)], будем иметь расходы:

а) в последней ступени:

$$G'_a = G \cdot \left(1 - \frac{p_1 - p_z}{p_0} \right); \quad (2.18)$$

б) в промежуточной ступени:

$$G'_a = G \cdot \left(\frac{p_0 - p_1}{p_0 - p_z} \right). \quad (2.19)$$

В общем случае в направляющем аппарате турбинной ступени может иметь место *докритическое течение* рабочего тела, которое после удаления рабочих лопаток перейдет в *сверхкритическое*. Это потребует несколько скорректировать расчеты.

Подобные явления могут быть в ступенях современных паровых турбин, работающих в области околоскритических режимов течения рабочего тела.

Процесс расширения пара показан на рисунке 2.6.

Предположим, что при уменьшении давления пара до величины, равной $p_{кр}$, режим течения будет докритическим, а дальнейшее снижение давления рабочего тела до $p_{1акр}$, приведет к критическому режиму течения.

Согласно формул (2.1) и (2.5):

$$\left(\frac{G'_{кр}}{G}\right)^2 = \frac{p'_{1кр}}{p_1} \cdot \frac{(p'_{0кр} - p'_{1кр})}{(p_0 - p_1)}, \quad (2.20)$$

откуда:

$$p'_{0кр} = 2 \cdot \frac{G'_{кр}}{G} \cdot \sqrt{p_1(p_0 - p_1)}. \quad (2.21)$$

Формула (2.21) получена исходя из того, что для пара $p'_{1кр} \approx 0,5 p'_{0кр}$.
В соответствии с формулами (2.2) и (2.14):

$$\frac{G'_a}{G'_{кр}} = \frac{p'_{0акр}}{p'_{0кр}},$$

С учетом (2.21) получим:

$$p'_{0акр} = p'_{0кр} \cdot \frac{G'_a}{G'_{кр}} = 2 \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \sqrt{p_1(p_0 - p_1)}. \quad (2.22)$$

Условие безопасной работы диафрагмы запишется в следующем виде:

$$2 \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \sqrt{p_1(p_0 - p_1)} - p'_{1a} = p_0 - p_1. \quad (2.23)$$

Из формулы (2.23) следует, что:

$$G'_a = 0,5 \cdot G \frac{p_0 - p_1 + p'_{1a}}{\sqrt{p_1(p_0 - p_1)}}. \quad (2.24)$$

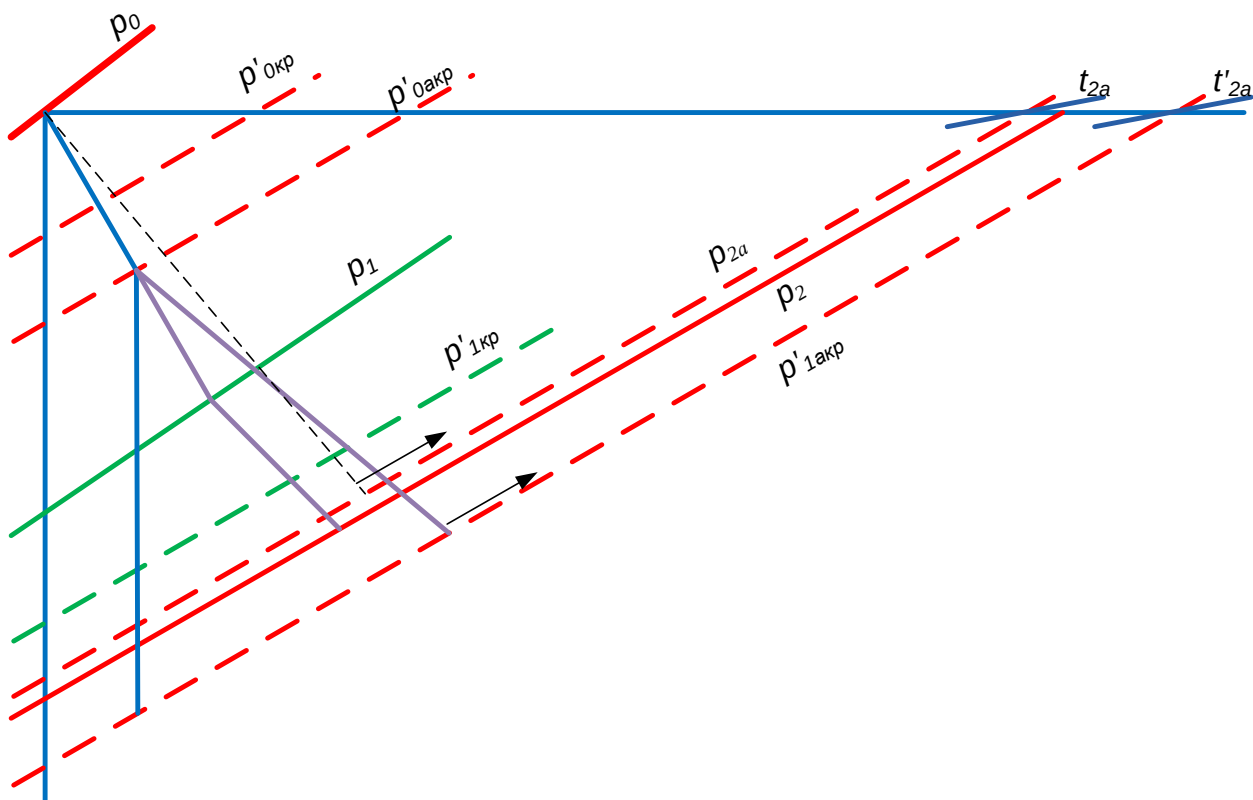


Рисунок 2.6. Изменение параметров в промежуточной ступени при удалении рабочих лопаток в общем случае

Для последней ступени турбины давление за аварийной ступенью p'_{1a} будет равно величине давления p_z , поэтому:

$$G'_a = 0,5 \cdot G \frac{p_0 - p_1 + p_z}{\sqrt{p_1(p_0 - p_1)}}. \quad (2.25)$$

Для промежуточной ступени в соответствии с формулой (2.12):

$$p'_{1a} = p_2 \cdot \frac{G'_a}{G},$$

тогда формулу (2.25) можно переписать в следующем виде:

$$G'_a = G \frac{p_0 - p_1}{2\sqrt{p_1(p_0 - p_1) - p_2}}. \quad (2.26)$$

Получив расход рабочего тела в турбоагрегате из условия безопасной работы диафрагмы аварийной ступени, рассчитаем его мощность. Она снизится за счет выключения из производства полезной работы аварийной ступени, уменьшения расхода пара и КПД турбины.

Предельную величину мощности, развиваемую аварийным турбоагрегатом, получим по формуле:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (2.27)$$

В первом приближении считаем, что $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 1$, тогда:

$$N'_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G}. \quad (2.28)$$

Определив мощность турбоагрегата N'_{ea} на аварийном режиме, подсчитаем относительную частоту вращения его вала:

$$\frac{n'_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N'_{ea}}{N_e}}. \quad (2.29)$$

По найденной величине $\frac{n'_a}{n}$ с помощью известных кривых, отражающих зависимость КПД от частоты вращения и мощности, определяем приближенно значения $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e}$, которое позволит уточнить величину мощности N_{ea} . Затем по уточненному значению частоты вращения n_a можно определить частоту вращения вала генератора.

Итак, *получены ответы на заданные в начале параграфа вопросы:*

1. Ограничивает использование турбоагрегата – нагрузка на диафрагму аварийной ступени!

2. Аварийный турбоагрегат можно использовать, но в целях соблюдения условия прочности диафрагмы ступени, у которой удалены рабочие лопатки необходимо уменьшить расход рабочего тела!

3. По формулам (2.5, 2.6) и (2.28, 2.29) можно оценить мощность и частоту вращения вала аварийного турбоагрегата.

2.2.2. Работа турбины с удаленной ступенью

В случае удаления диафрагмы одной из ступеней обычно приходится «разлопачивать» диск, чтобы избежать значительного повышения осевых усилий (рис. 2.7).

Неизменность расхода пара в турбоагрегате до аварии и после нее ($G_a = G$) приведет к незначительному изменению давления, обусловленного некоторым повышением температуры рабочего тела за ступенью, вызванного ухудшением КПД группы ступеней, предшествующих удаленной. Поэтому при $G_a = G$ считаем, что $p_{2a} = p_{2z}$.

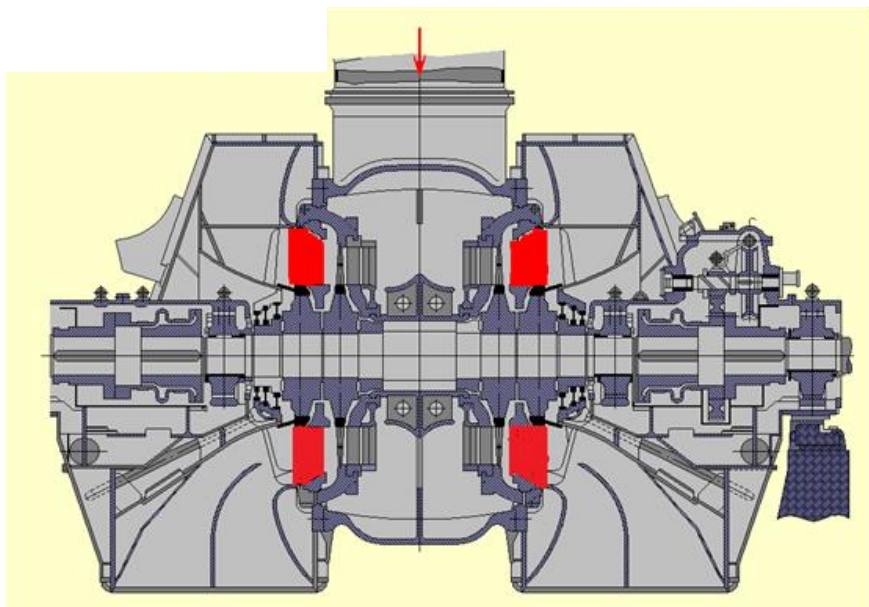


Рисунок 2.7. Продольный разрез цилиндра низкого давления ПТУ с удаленными ступенями

При удалении диафрагмы и рабочих лопаток аварийной ступени увеличивается разность давлений и энтальпий вопереди расположенных ступенях.

Особенно сильно возрастает нагрузка на диафрагму и рабочие лопатки в ступени, расположенной непосредственно перед удаленной.

Если турбинная ступень, находящаяся перед аварийной, на нормальном режиме работала с критическими или околоскритическими скоростями, то изменение давления за ступенью p_2 не повлияет на величину давления перед ступенью, то есть $p_0 = p_{0a}$. Весь теплоперепад удаленной ступени придется на долю непосредственно предшествующей. Процесс расширения пара в этом случае показан на рисунке 2.8.

Если течение рабочего тела в ступени, расположенной непосредственно перед удаленной на нормальном режиме было докритическим, то теплоперепад увеличится не только в этой ступени, но и во всех предшествующих.

Распределение давлений пара по проточной части также будет иным. Однако и в этом случае основная часть теплоперепада удаленной ступени будет восприниматься ступенью, расположенной непосредственно перед аварийной. Процесс расширения пара показан на рисунке 2.9.

Условиями безопасной работы ступени, расположенной перед аварийной, при которых возможно использование аварийного турбоагрегата будут:

1) нагрузка на диафрагму турбинной ступени, расположенной непосредственно перед удаленной не должна превышать допустимую, т. е. $p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1$;

2) окружные усилия, действующие на рабочие лопатки указанной ступени не должны превышать допустимые, т. е. $p_{ua} = p_u$.

Изобары, по которым определяют перепады в турбинных ступенях, представлены на диаграмме $h-s$ (см. рис. 2.9):

- до аварии: $p_0, p_{11}, p_{21}, p_{12}, p_{22}$;

- после аварии: p_{0a}, p_{1a}, p_{2a} .

По этим изобарам определяют, в том числе теплоперепад в проточной части турбинной ступени, расположенной непосредственно перед удаленной, после аварии при неизменном расходе пара $G_a = G$, и адиабатном процессе его расширения.

Априори можно сделать заключение о том, что при неизменном расходе рабочего тела условия безопасной работы диафрагмы и рабочих лопаток ступени, предшествующей удаленной, *не будут соблюдаться*. Необходимо уменьшить расход пара в аварийном турбоагрегате.

Чтобы оценить величину нового расхода пара, нужно знать его параметры на входе в ступень p_{0a} , за диафрагмой p_{1a} и за рабочими лопатками p_{2a} ступени, расположенной непосредственно перед удаленной после аварии при $G_a = G$.

Таким образом:

1. Давление пара за указанной ступенью известно: $p_{2a} \approx p_{2z}$.

2. При критическом режиме течения рабочего тела (число Маха $M \geq 1$) в предшествующей удаленной ступени до аварии, величина давления пара на входе в указанную ступень после аварии определится равенством $p_{0a} = p_0$.

3. При докритическом течении рабочего тела ($M < 1$) в предшествующей удаленной ступени до аварии величина начального давления после аварии определится, как указано ниже.

Согласно формуле (2.1) и (2.5):

$$\left(\frac{G_a}{G}\right)^2 = \frac{p_{2a}}{p_{21}} \cdot \frac{p_{0a} - p_{2a}}{p_0 - p_{21}} = 1,$$

так как $G_a = G$ и в этом случае $p_{2a} \approx p_{2z}$, тогда:

$$p_{0a} = \frac{p_{21}}{p_{2z}} \cdot (p_0 - p_{21}) + p_{2z}. \quad (2.30)$$

4. Возможен вариант, когда ступень, предшествующая удаленной, в нормальных условиях работала на докритическом режиме, а после аварии перешла на сверхкритический режим работы, что наиболее вероятно в промышленных и транспортных турбоагрегатах. В этом случае величина давления пара на входе в ступень определится из формул (2.1) и (2.5) с учетом того, что $p_{2a} \approx 0,5p_{0a}$:

$$p_{0a} = 2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})}. \quad (2.31)$$

5. Определив величину давлений пара перед рассматриваемой ступенью и за ней p_{0a} и p_{2a} , можно найти перепад давлений в ней и теплоперепад. Последний определяется или из диаграммы h - s , или по известной формуле:

$$h_{отa} = \frac{k}{k-1} p_{0a} \cdot v_{0a} \left[1 - \left(\frac{p_{2a}}{p_{0a}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (2.32)$$

Здесь приблизительно можно считать, что $p_{0a} \cdot v_{0a} \approx p_0 \cdot v_0$.

6. Для определения условий, при которых нагрузка на диафрагму и рабочие лопатки предшествующей ступени останутся без изменений, необходимо знать величину давления рабочего тела между направляющим и рабочим аппаратами ступени p_{1a} , когда $G_a = G$.

Для этого, задаваясь несколькими значениями расхода $G'_a < G$, нужно выполнить детальный тепловой расчет турбины. Однако это сделать довольно сложно и требует большого количества времени.

В практике для оценки величины давления пара p_{1a} можно воспользоваться следующей простой методикой:

1. Считаем, что мощность аварийного турбоагрегата при удалении ступени изменится на величину мощности этой ступени, то есть:

$$N_{эa} = N_э - N_{эa}^{ст}. \quad (2.33)$$

2. Частота вращения вала турбоагрегата на аварийном режиме будет:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{эa}}{N_э}}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.34)$$

3. Отношение скоростей $\chi_{\phi a} = \left(\frac{U}{C_0} \right)_a$ в ступени, предшествующей удаленной аварийного турбоагрегата, определится по формуле:

$$\chi_{\phi a} = \left(\frac{U}{C_0} \right)_a = \frac{\pi D n_a}{\sqrt{2000 \cdot h_{отa}}}. \quad (2.35)$$

4. Учитывая, что отношение скоростей в указанной ступени на нормальном режиме известно, или оно равно:

$$\chi_{\phi} = \left(\frac{U}{C_0} \right) = \frac{\pi D n}{\sqrt{2000 \cdot h_{от}}}, \quad (2.36)$$

определяют относительное отношение скоростей:

$$\overline{\chi_{\phi}} = \overline{\left(\frac{U}{c_0}\right)} = \frac{\left(\frac{U}{c_0}\right)}{\left(\frac{U}{c_0}\right)_a}. \quad (2.37)$$

5. По величине $\overline{\chi_{\phi}} = \overline{\left(\frac{U}{c_0}\right)}$ можно найти относительную степень реактивности $\bar{\rho} = \rho_a / \rho$ ступени, расположенной перед удаленной, когда $G_a = G$, для этого можно использовать график, показанный на рисунке 2.10.

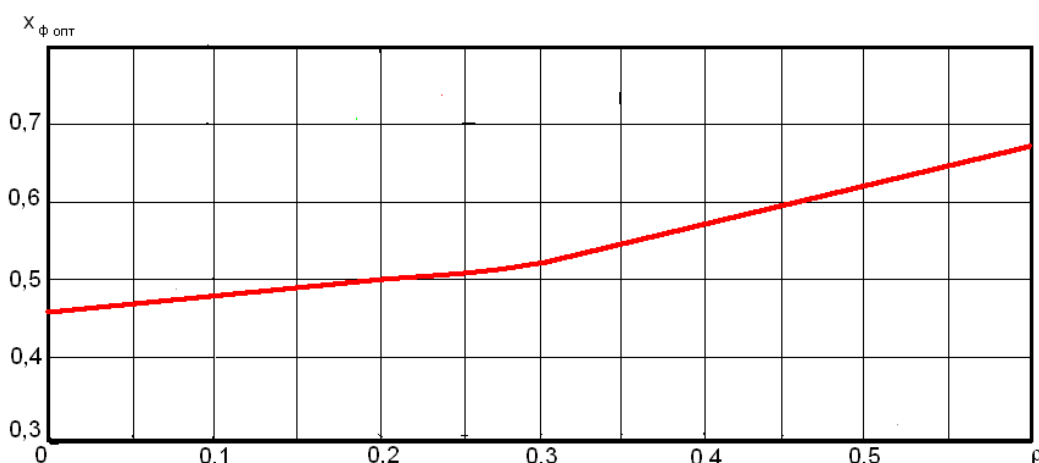


Рисунок 2.10. Зависимость оптимального отношения скоростей $\chi_{\phi \text{ опт}}$ от степени реактивности ρ

6. По найденной величине $\bar{\rho}$ определяют степень реактивности рассматриваемой ступени аварийного турбоагрегата:

$$\rho_a = \rho \cdot \bar{\rho}. \quad (2.38)$$

Степень реактивности ρ ступени, предшествующей удаленной, на нормальном режиме находят по формуле:

$$\rho = \frac{p_{11}^{\frac{k-1}{k}} - p_{21}^{\frac{k-1}{k}}}{p_0^{\frac{k-1}{k}} - p_{21}^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (2.39)$$

или приближенно из графика на рисунке 2.10.

Указанными графиками можно пользоваться в том случае, когда в качестве режима до аварии принимался режим, соответствующий $\chi_{\phi \text{ опт}} = \left(\frac{U}{c_0}\right) = \left(\frac{U}{c_0}\right)_{\text{опт}}$ при данных ρ и угле α_1 , который равен 20° .

7. С достаточной степенью точности для определения величины давления пара между направляющими и рабочими лопатками ступени p_{1a} при $G_a = G$ используют приближенное выражение:

$$p_{1a} = p_{2z} + \rho_a \cdot (p_{0a} - p_{2z}). \quad (2.40)$$

8. Найденные значения давлений p_{0a} и p_{1a} позволяют найти величину G'_a , до которой должен быть снижен расход рабочего тела через турбину на аварийном режиме, чтобы нагрузка на диафрагму рассматриваемой ступени не превышала нагрузки на нормальном режиме.

При этом начальное давление пара p'_{0a} и давление за направляющим аппаратом p'_{1a} определяются из формул (2.2): $\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0P}}{T_0} \cdot \left(\frac{p_0}{p_{0p}}\right)^2$ и (2.15): $p'_{0a} = \frac{G'_a}{G_a} \cdot p_{0a}$, а согласно формуле (2.11): $p'_{1a} = p_{1a} \cdot \frac{G'_a}{G_a}$, где $G_a = G$.

В общем случае, когда на нормальном режиме было докритическое течение рабочего тела, а после аварии сверхкритическое в ступени, расположенной перед удаленной, и в соответствии с формулами (2.31) и (2.40) можно получить:

$$p'_{0a} = \frac{G'_a}{G} [2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})}] \quad (2.41)$$

и

$$p'_{1a} = \frac{G'_a}{G} [p_{2z} + \rho_a (2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})} - p_{2z})]. \quad (2.42)$$

Условие безопасной работы диафрагмы указанной ступени запишется в следующем виде:

$$p'_{0a} - p'_{1a} = p_0 - p_1. \quad (2.43)$$

Используя формулы (2.41), (2.42) и (2.43), найдем расход рабочего тела G'_a через аварийный турбоагрегат, при котором будет соблюдаться вышеизложенное условие:

$$G'_a = G \cdot \frac{p_0 - p_{11}}{(1 - \rho_a)(2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})} - p_{2z})}. \quad (2.44)$$

Для следующей ступени:

$$G'_a = G \cdot \frac{p_0 - p_{11}}{(1 - \rho_a)(2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})} - p_z)}. \quad (2.45)$$

Как следует из формул (2.44) и (2.45) для определения величины расхода рабочего тела через турбину, имеющую удаленную ступень, определение величины давления p_{1a} необязательно, достаточно знать значение степени реактивности ρ_a ступени, предшествующей удаленной, когда $G_a = G$.

Однако может оказаться, что для обеспечения нормальной нагрузки на рабочие лопатки расход рабочего тела необходимо снизить в бóльшей степени.

Поэтому в данном случае требуется также определить величину расхода на аварийном режиме, при котором нагрузка на рабочие лопатки не будет превышать ее величины при нормальных условиях работы турбины, т. е. $P_{ua} = P_u$.

Известно, что окружное усилие на лопатках определяется по формуле:

$$P_u = G \cdot (C_u \pm C_{2u}) = G \cdot \frac{L_u}{U}, \quad (2.46)$$

где L_u – работа на окружности турбинной ступени.

При $G_a = G$ окружное усилие $P_{ua} \neq P_u$, поэтому необходимо уменьшать расход рабочего тела до величины G''_a , при котором $P_{ua} = P_u$:

$$P'_{ua} = G''_a \cdot (C'_u \pm C'_{2u}) = G''_a \cdot \frac{L'_{ua}}{U'_a}. \quad (2.47)$$

Из выражений (2.46) и (2.47) получим:

$$\frac{G}{U} = \frac{P_u}{L_u}, \quad (2.48)$$

$$\frac{G''_a}{U'_a} = \frac{P'_{ua}}{L'_{ua}}, \quad (2.49)$$

Разделим (2.49) на (2.48), будем иметь:

$$\frac{G''_a}{G} = \frac{L_u}{L'_{ua}} \cdot \frac{U'_a}{U} \cdot \frac{P'_{ua}}{P_u}. \quad (2.50)$$

Имея в виду, что $\frac{P'_{ua}}{P_u} = 1$, $\frac{U'_a}{U} = \frac{n'_a}{n}$ и $\frac{L_u}{L'_{ua}} = \frac{h_a \cdot \eta_u}{h'_{a a} \cdot \eta'_{ua}}$, найдем расход пара при котором выполняется условие безопасной работы рабочих лопаток:

$$G''_a = G \cdot \frac{h_a}{h'_{a a}} \cdot \frac{n'_a}{n} \cdot \frac{\eta_u}{\eta'_{ua}}. \quad (2.51)$$

Величина КПД на окружности турбинной ступени η'_{ua} может быть определена из опытной характеристики ступени данного типа по известным параметрам $\left(\frac{U}{C_0}\right)_a$ и ρ_a , либо из формулы:

$$\left[\eta'_{ua} = 2 \left(\frac{U}{C_0}\right)_a \cdot \varphi_a \sqrt{1 - \rho_a} \cos \alpha_{1a} - \left(\frac{U}{C_0}\right)_a + \right. \\ \left. + \psi_a \cos \beta_{2a} \sqrt{\rho_a + \varphi_a^2 (1 - \rho_a) + \left(\frac{U}{C_0}\right)_a^2} - 2 \varphi_a \left(\frac{U}{C_0}\right)_a \sqrt{1 - \rho_a} \cos \alpha_{1a} \right], \quad (2.52)$$

Считаем, что $\alpha_{1a} = \alpha_1$; $\varphi_a = \varphi$; $\psi_a = \psi$; $\beta_{2a} = \beta_2$.

За величину G_a для турбины с удаленной ступенью, очевидно, должно быть принято меньшее значение из величин G'_a и G''_a .

Мощность турбины на аварийном режиме в данном случае будет равна:

$$N_{ea} = N_e \cdot \frac{G_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (2.53)$$

Для практических расчетов, когда не требуется большая точность, величина $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e}$ определяется по отношению частот вращения вала турбоагрегата $\frac{n_a}{n}$ с известных кривых зависимости КПД от частоты вращения и мощности ПТУ.

Методика определения мощности аварийного турбоагрегата, частоты вращения его вала и КПД ПТУ аналогична рассмотренной в случае, когда были удалены только рабочие лопатки ступени.

Как и в случае удаления рабочих лопаток последней ступени, при удалении всей последней ступени также экономически более целесообразным является не снижение расхода, а увеличение давления в главном конденсаторе таким образом, чтобы давление за турбиной повысилось до величины, соответствующей давлению за предпоследней ступенью в нормальных условиях. Однако при этом необходимо иметь в виду, что температура на выходе из турбины в этом случае повышается, и следует убедиться, что она не будет превышать допустимых пределов.

Кроме того, работа аварийной турбины при увеличенном давлении в главном конденсаторе предъявляет повышенные требования к эксплуатации, так как небольшое углубление вакуума при неизменном расходе приведет к перегрузке предпоследней ступени, что может вызвать аварию.

Мощность турбины с удаленной последней ступенью при увеличении давления за турбиной уменьшится на величину мощности последней ступени и будет равна:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (2.54)$$

Еще одно замечание. В случае удаления ступени целесообразно проверить осевые усилия и изменение нагрузки на упорный подшипник.

2.2.3. Работа турбины с удаленными рабочими лопатками регулировочной ступени

В практике известны случаи повреждения ленточного бандажа, поломок и вылета рабочих лопаток, коррозионно-эрозионного износа сопловых и рабочих лопаток первой ступени ТВД.

Для возможности дальнейшей эксплуатации ТВД в случаях повреждения рабочих лопаток регулировочной ступени нужно удалить поврежденные лопатки. Иногда до ремонта или замены поврежденных лопаток ступени возникает необходимость в определенной обстановке некоторое время эксплуатировать турбоагрегат с полностью разлопаченным диском

регулирующей ступени. В этом случае кинетическая энергия пара, выходящего из сопла, полностью гасится в камере ступени (см. рис. 2.8), а его энтальпия повышается до начального значения h_0 . Температура $T_{R_{2a}}$ в камере регулирующего колеса вырастет, что вызовет повышение давления рабочего тела на аварийном режиме перед нерегулируемыми ступенями (см. формулу (2.2)), если не менять расход рабочего тела $G_a = G$:

$$p_{R_{2a}} = p_{R_2} \sqrt{\frac{T_{R_{2a}}}{T_{R_2}}}. \quad (2.55)$$

Повышение температуры, особенно при высоких начальных параметрах пара, может создать недопустимые изменения температурных напряжений в деталях проточной части турбины: диафрагмах, рабочих лопатках и дисках нерегулируемых ступеней. В этом случае условием безопасной работы турбинных ступеней, расположенных за регулирующей ступенью, будет равенство температуры пара до аварии и после нее, то есть $T'_{R_{2a}} = T_{R_2}$. С этой целью необходимо снизить начальную температуру пара (температуру пара на входе в сопловой аппарат первой ступени $T_{0a} \neq T_0$).

Определить новую температуру пара T_{0a} можно по h - s -диаграмме (см. рис. 2.3). Ее находят в точке D на пересечении изобары p_0 начального давления и линии постоянной энтальпии $h'_{0a} = h_{R_2}$, проходящей через точку C . Тогда состояние пара после его торможения (линия KC) на входе в первую ступень после регулирующей будет соответствовать условиям близким к расчетным (точка C).

Однако при неизменном положении регулирующих органов снижение начальной температуры приведет к увеличению расхода пара через аварийный турбоагрегат:

$$G_a = G \sqrt{\frac{T_0}{T_{0a}}}, p_0 = p_{0a}. \quad (2.56)$$

Это вызовет изменение теплоперепадов и перепадов давлений по ступеням, расположенным за регулирующей ступенью. Наиболее заметным рост теплоперепада будет в последней ступени, вызывая ненормальную перегрузку.

Поэтому для обеспечения надежной работы аварийного турбоагрегата максимальный расход пара через него должен быть ограничен. Мощность турбины при «разлопачивании» регулирующего колеса уменьшается на величину, равную мощности регулирующей ступени, то есть:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{\text{пер.ст}}) \cdot \frac{G_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (2.57)$$

2.3. Примеры

Пример 2.1. Удалены рабочие лопатки промежуточной ступени ТВД турбоагрегата ТВ-12. Определить изменения мощности и частоты вращения турбоагрегата.

Дано:

$$N_e = 33088 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{ерк}} = (0,35 \div 0,45) \cdot N_{\text{етвд}} \text{ принимаем } N_{\text{ерк}} = 0,35;$$

$$\frac{N_{\text{етвд}}}{N_{\text{етнд}}} = 0,83 \div 1,0 \text{ принимаем } 0,946;$$

$$\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 0,98 \div 1,0 \text{ принимаем } 0,98;$$

$$n = 300 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ст}}^{\text{ппх}} = 3 - \text{число ступеней на режиме полного переднего хода.}$$

Решение: При удалении рабочих лопаток промежуточной ступени, имеющей степени реактивности $\rho = 0$, нагрузка на диафрагму аварийной ступени не изменяется, поэтому расход пара оставляем прежним, т. е. $G_a = G$.

Мощность ТВД составит:

$$N_{\text{етвд}} = \frac{0,946}{1+0,946} \cdot N_e = 16085 \text{ кВт.}$$

Мощность двухвенечной ступени (регулировочного колеса) ТВД:

$$N_{\text{ерк}} = 0,35 \cdot N_{\text{етвд}} = 5630 \text{ кВт.}$$

Мощность ступеней полного переднего хода ТВД:

$$N_{\text{еппх}} = N_{\text{етвд}} - N_{\text{ерк}} = 10455 \text{ кВт.}$$

Мощность аварийной ступени (принимаем, что скорости ступеней полного переднего хода одинаковы):

$$N_{ea}^{\text{ст}} = \frac{N_{\text{еппх}}}{n_{\text{ст}}^{\text{ппх}}} = 3485 \text{ кВт.}$$

Мощность аварийного турбоагрегата:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{\text{ст}}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 29011 \text{ кВт.}$$

$$N_{ea} = 0,88 \cdot N_e.$$

Частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 287 \text{ мин}^{-1}.$$

Потеря мощности составляет 12 % от полной.

Пример 2.2. Удалены рабочие лопатки последней ступени ТНД турбоагрегата ТВ-12. Определить мощность и частоту вращения аварийного турбоагрегата.

Дано:

$$N_e = 33088 \text{ кВт};$$

$$N_{e\text{ТВД}} = 16085 \text{ кВт};$$

$$\frac{N_{e\text{ТВД}}}{N_{e\text{ТНД}}} = 0,83 \div 1,0 \text{ принимаем } 0,946;$$

$$n = 300 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{СТ}}^{\text{ТНД}} = 10;$$

$$p_0 = 0,044 \text{ МПа};$$

$$p_1 = 0,027 \text{ МПа};$$

$$p_z = 0,018 \text{ МПа}.$$

Последняя ступень ТНД имеет степень реактивности $\rho \approx 0,5$.

Решение: При удалении рабочих лопаток и неизменном расходе пара, нагрузка на диафрагму аварийной ступени увеличится, поэтому необходимо уменьшить расход пара. Т. е. $G_a \neq G$.

Расход пара аварийного турбоагрегата из условия безопасной работы диафрагмы составит, кг/с:

$$G'_a = 0,5 \cdot G \frac{p_0 - p_1 + p_z}{\sqrt{p_1(p_0 - p_1)}} = 0,817 \cdot G.$$

Мощность ТНД:

$$N_{e\text{ТНД}} = N_e - N_{e\text{ТВД}} = 17003 \text{ кВт}.$$

Мощность аварийной ступени (принимаем, что мощности ступеней ТНД одинаковы):

$$N_{ea}^{\text{СТ}} = \frac{N_{e\text{ТНД}}}{n_{\text{СТ}}^{\text{ТНД}}} = 1700 \text{ кВт}.$$

Мощность аварийного турбоагрегата из предположения, что $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 1$:

$$N'_{ea} = (N_e - N_{ea}^{\text{СТ}}) \cdot \frac{G'_a}{G} = 25644 \text{ кВт}.$$

Относительная частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$\frac{n'_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N'_{ea}}{N_e}} = 0,919.$$

Отношение КПД $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e}$ можно взять с известных кривых:

$$\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 0,94.$$

Уточненная мощность аварийного турбоагрегата:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{\text{СТ}}) \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 24105 \text{ кВт}.$$

$$N_{ea} = 0,73 \cdot N_e.$$

Уточненная относительная частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$\frac{n_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 0,900.$$

Частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 270 \text{ мин}^{-1}.$$

В случае удаления рабочих лопаток полезной ступени одного протока ТНД мощность турбоагрегата снижается на 27 %.

В целях уменьшения потери мощности турбоагрегата и обеспечения нормальной нагрузки на диафрагму при удаленных рабочих лопатках ТНД целесообразным является не снижение расхода пара, а увеличение давления в главном конденсаторе до величины, соответствующей давлению в узком сечении каналов направляющего аппарата последней ступени на нормальном режиме.

В этом случае $G_a = G$ и

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{\text{ст}}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 31388 \text{ кВт}, \text{ где } \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 1;$$

$$\frac{n'_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N'_{ea}}{N_e}} = 0,949.$$

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{\text{ст}}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 30145 \text{ кВт}.$$

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 291 \text{ мин}^{-1}.$$

$$N_{ea} = 0,91 \cdot N_e.$$

Потеря мощности составляет 9 % от полной.

2.4. Контрольные вопросы к Разделу 2

1. Чем характеризуются аварийные режимы работы паровой турбины?
2. Что такое разгон турбины?
3. Какие повреждения являются причинами разгона паровой турбины?
4. В каких случаях производится аварийный останов турбины со срывом вакуума?
5. Когда может произойти заброс воды в турбину и к чему это приведет?
6. В каких случаях производится аварийный останов турбины без срыва вакуума?
7. Из-за чего опасен выход начальных и конечных параметров пара за определенные пределы?
8. Что такое допустимые нагрузки и оптимальные скорости их изменения?
9. На каких режимах разрешается работа турбоагрегата с удаленными отдельными ступнями или деталями проточной части?
10. Когда допускается частичное удаление рабочих лопаток одной или нескольких ступеней турбины?
11. Какие формулы положены в основу расчетов аварийных режимов работы турбины?
12. Что ограничивает использование аварийного турбоагрегата?
13. Что необходимо выполнить в целях соблюдения условия прочности деталей при удалении рабочих лопаток аварийного турбоагрегата?
14. Каковы условия безопасной работы ступени, расположенной перед аварийной, при которых возможно использование аварийного турбоагрегата?
15. Что необходимо сделать, чтобы при неизменном расходе рабочего тела соблюдались условия безопасной работы диафрагмы и рабочих лопаток ступени, предшествующей аварийной?
16. Что является экономически более целесообразным при удалении всей последней ступени и в чем при этом необходимо убедиться?
17. Насколько уменьшится мощность турбины с удаленной последней ступенью?
18. Каково условие безопасной работы турбинных ступеней, расположенных за регулировочной ступенью?
19. Насколько уменьшится мощность турбины при «разлопачивании» регулировочного колеса?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочная серия: в 4-х кн. / под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. – 5-е изд., перераб. – Москва : Изд-во МЭИ, 2022. – 562 с.
2. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Учебное пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов; под ред. С. В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
3. Тепловые электрические станции: учебник для вузов. / В. Д. Буров, Е. В. Дорохов, Д. П. Елизаров и др.; под ред. В. М. Лавыгина, А. С. Седлова, С. В. Цанева. – 3-е изд., стереот. – М. : Издательский дом МЭИ, 2009. – 466 с.
4. Назаров, В. И. Автоматизированные системы регулирования тепловых процессов основного оборудования ТЭС и АЭС : учебное пособие / В. И. Назаров, В. В. Кравченко. – Минск: Вышэйшая школа, 2022. – 215 с.
5. Теплоэнергетика и теплотехника: методические указания к выполнению выпускной квалификационной работы бакалавров /сост. Л. В. Прокопова, В. Г. Злобин, М. С. Липатов; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2020. – 28 с.
6. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / В. Я. Рыжкин; под ред. В. Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
7. Полей, А. К. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций: учебное пособие для вузов / А. К. Полей, Е. Ю. Дорогов; Политехнический институт ДВФУ. – Владивосток: Издательство ДВФУ, 2025. – 229 с.
8. Галашов, Н. Н. Режимы работы и эксплуатации ТЭМ: учебное пособие / Н. Н. Галашов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – 252 с.
9. Кузьмин, А. В., Теплоснабжение: учебное пособие / А. В. Кузьмин, М. Р. Феткуллов. – Ульяновск : УлГТУ, 2022. – 206 с.
10. Вафин, Д. Б. Источники производства теплоты: учебное пособие / Д. Б. Вафин. – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014. – 242 с.
11. Суворов, Д. М. Выбор оборудования и расчет принципиальной тепловой схемы паротурбинной ТЭЦ : учебно-методическое пособие для курсового проектирования по дисциплине «Тепловые электрические станции» / Д. М. Суворов. – Киров: ПРИП ФГБОУ ВПО «ВятГУ», 2012. – 129 с.
12. Методика теплового расчета многоступенчатой конденсационной паровой турбины: методические указания к курсовой работе по дисциплине «Конструкция и эксплуатация турбоагрегатов электростанций» / Сост.: В. А. Трушин, А. М. Бикбулатов; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа, 2009. – 88 с.
13. Злобин, В. Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций: практикум / В. Г. Злобин, М. С. Липатов. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 83 с.

14. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний; под ред. А. Г. Костюка. – М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 557 с.
15. Тепловые и атомные электрические станции: справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
16. РД 34.09.155-93. Методические указания по составлению и содержанию энергетических характеристик оборудования тепловых электростанций. – Москва: ЦПТИиТО ОРГРЭС, 2006. – 172 с.
17. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации, утвержденные приказом Минэнерго России от 19.06.2003 № 229.
18. СО 153-34.20.501-2003 «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ. 4.4. Паротурбинные установки» Приказ Минэнерго РФ от 19.06.2003 № 229.
19. Луканин, П. В. Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (теория и конструкция паровых турбин): учебное пособие / П. В. Луканин, Т. Ю. Короткова. – СПб.: ВШТЭ, 2008. – 197 с.
20. Злобин, В. Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 1. Тепловые схемы. Конструкция: учебное пособие / В. Г. Злобин. – СПб.: ВШТЭ, 2020. – 136 с.
21. Злобин, В. Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 2. Режимы работы: учебное пособие / В. Г. Злобин. – СПб.: ВШТЭ, 2020. – 95 с.

Учебное издание

Злобин Владимир Германович

Тепловые электростанции

Часть 2. Энергетические характеристики и режимы работы

Учебное пособие

Редактор и корректор А. А. Чернышева

Техн. редактор М. Д. Баранова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 17.03.2026 г. Рег. № 5033/26

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.